

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ESNEK PARALEL KOL MEKANİZMASININ
KONTROLÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Ayşe TEKEŞ**

Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Programı : SİSTEM DİNAMİĞİ ve KONTROL

HAZİRAN 2006

ESNEK PARALEL KOL MEKANİZMASININ KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Ayşe TEKEŞ
(503031617)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 12 Haziran 2006

Tez Danışmanı : Yrd.Doç.Dr. Ümit Sönmez
Yardımcı Danışman: Yrd. Doç.Dr. Bilin AKSUN GÜVENÇ
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Levent GÜVENÇ (İ.T.Ü.)
Doç.Dr. Emre KÖSE (B.Ü.)
Yrd.Doç.Dr. M.Salih DOKUZ (İ.T.Ü)

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında bükülgen (esnek) paralel kol mekanizmasının tasarımı ve kontrolü yapılmıştır.

Tez çalışmam boyunca her türlü destek ve yardımını esirgemeyen saygıdeğer hocam Y. Doç.Dr. Ümit SÖNMEZ'e, kontrol çalışmalarındaki desteğinden dolayı sevgili hocam Y.Doç.Dr. Bilin AKSUN GÜVENÇ'e, çalışmalarımız boyunca bizden maddi, manevi desteğini hiç esirgemeyen sayın hocam Prof. Dr. Levent GÜVENÇ'e, MEKAR ve ROTAM çalışanlarına ve bütün bu zaman zarfındaki sevgi ve desteğinden dolayı sevgili eşim Coşkun TEKEŞ'e teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2006

Ayşe TEKEŞ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi

1. GİRİŞ	1
1.1. Mekanizma Nedir?	1
1.2. Esnek Mekanizma Nedir?	1
1.3. Esneklik ve Rijidlik	3
1.4. Esnek Mekanizmaların Avantajları	5
1.5. Esnek Mekanizmaların Dezavantajları	8
1.6. Tarihsel Geçmiş	9
1.7. Esnek Mekanizmalar ve Esnek Yapılar	10
1.8. Terminoloji	11
1.8.1. Bağlantı çubuğu tanımı	11
1.8.2. Parça tanımı	12
1.8.3. Parça ve bağlantı çubuğu karakteristikleri	12
1.9. Malzeme Seçimi	14
1.9.1. Esnek kirişte maksimum eğilme	14
1.9.2. Kuvvetin elastiklik modülüne oranı	15
1.9.3. Malzeme seçiminde kullanılan diğer faktörler	16
1.9.3.1. Metaller	16
1.9.3.2. Plastikler	17
1.9.3.2. Polipropilen	18
1.9.3.3. Diğer malzemeler	18
1.9.4. Sürünme ve gerilme boşalması	19
1.9.5. Esneklik ve eğilme	19
1.9.6. Doğrusal olan ve doğrusal olmayan eğilmeler	20
1.9.7. Sertlik ve dayanıklılık	21
1.9.8. Esneklik	21
1.9.9. Gerilme sertleşmesi	22
1.10. Günümüze Kadar Yapılmış Çalışmalar	22
2. ESNEK PARALEL KOL MEKANİZMASI	25
2.1. Giriş	25
2.2. Doğrusal Olmayan Yapılar	28
2.2.1. Eğrisellik çeşitleri	28
2.2.2. Geometrik eğrisellik	29
2.2.3. Malzeme Nonlinearlığı	29

2.3. Dik Kuvvet Altında Yüksek Eğilmeye Maruz Kalan Tek Tarafı Mesnetli Kirişin Yüksek Deformasyon Analizi	30
2.4. Esnek Çubukların Yük-Deformasyon Karakteristiğinin Elde Edilmesi	34
2.5. Mekanizmanın Dinamik Sentezi	36
2.6. Hareket Denklemlerinin Çözümü	38
3. PARALEL KOL MEKANİZMASININ KONTROLÜ	46
3.1 Giriş	46
3.2. Durum Geri Beslemeli Doğrusallaştırma	46
3.2.1. Giriş-çıkış linearizasyonu	46
3.2.2. Esnek paralel kol mekanizma sisteminin giriş çıkış doğrusallaştırması	47
3.2.2.1. Kontrol edilebilirlik matrisi	50
3.2.2.2. Gözlemlenebilirlik matrisi	51
3.3 Ackermann Metodu ile Yörünge Takibi	53
3.3.1. Ackermann metodu	53
3.3.2. İstenilen kapalı çevrim kutuplarının yerlerinin seçimi	55
3.3.3. Yörünge kontrolü	56
3.4. Lineerleştirilen Modelin Yörünge Kontrolü	59
3.4.1. Referans yörünge belirlenmesi	60
3.4.2. Sistem blok diyagramının oluşturulması	62
SONUÇLAR VE TARTIŞMA	69
KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİŞ	73

KISALTMALAR

DFA	: Design for Assembly
DFNA	: Design for No Assembly
PRBM	: Pseudo Rigid Body Model
MEM	: Mikro Elektro Mekanik
SBD	: Serbestlik Derecesi
PID	: Proportional Integral Derivative

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1. Malzemelere ait young modülüs oranı ve esneme gücü	15
Tablo 2.1. Esnek paralel kol mekanizmasına ait boyutlar	28

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : Rijid mekanizma örnekleri: (a) ileri geri işleyen motor parçası, ve (b) visa kavraması	5
Şekil 1.2 : Esnek mekanizma örnekleri: (a) yiv (crimping) mekanizması ve (b) paralel-baskı mekanizması	2
Şekil 1.3 : Tamamen esnek 4 kollu esnek mekanizma	3
Şekil 1.4 : (a) Esnek yiv (crimping) mekanizması ve (b) ona ait rijid gövde modeli	7
Şekil 1.5 : Esnek metal kalıp kavraması	7
Şekil 1.6 : Yüksek doğruluklu esnek mekanizma	8
Şekil 1.7 : Bilinen esnek aletler. Bir dosya klipsi, kağıt klipsi, sırt çantası kilidi, kirpik kıvrımcı, ve tırnak makası	8
Şekil 1.8 : Gevşek, gergin ve kullanıma hazır haldeki okulu yay	10
Şekil 1.9 : Üye karakteristikleri: (a) parça karakteristiği, (b) kol karakteristiği	13
Şekil 2.1 : Manyetik kuvvet etkisi ile sürülen esnek paralel kol mekanizması	25
Şekil 2.2 : Manyetik sürülen bir yazıcı kafası	27
Şekil 2.3 : Düşey P kuvveti etkisi altındaki kantilever kirişi.....	30
Şekil 2.4 : Kantilever kirişin normalize edilmiş yük esneme eğrileri	33
Şekil 2.5 : Kantilever kiriş ve paralel kollu mekanizma	34
Şekil 2.6 : Dataların Matlab cftool guisine yüklenmesi	35
Şekil 2.7 : Matlac cfollda elde edilen polinom grafiği	36
Şekil 2.8 : Kütle yay sönüm sistemi	37
Şekil 2.9 : Paralel kol mekanizmasının yük altında cevabı	39
Şekil 2.10 : 0.0966 Newton basamak kuvveti girdisi için sönümsüz sistemin simülasyon sonucu	41
Şekil 2.11 : 0.0552 Newton basamak kuvveti için sönümsüz sistemin simülasyon sonucu	41
Şekil 2.12 : Denormalize edilen deltay- yük grafiği	43
Şekil 3.1 : Durum geri beslemeli doğrusallaştırma ile yörünge takibi	57
Şekil 3.2 : Durum geri beslemeli doğrusallaştırma ile doğrusallaştırılan model kontrol edilerek elde edilen simülasyon sonucu	58
Şekil 3.3 : Durum geri beslemeli linearizasyon ile lineerleştirilen nonlinear model kontrol edilerek elde edilen hata sonucu	59
Şekil 3.4 : Farklı bir yörünge referans takımı ile elde edilen kontrollü durum geri beslemeli doğrusallaştırma simülasyon sonucu ...	60
Şekil 3.5 : İdeal konum-zaman grafiği	61

Şekil 3.6	: İdeal hız-zaman grafiği	62
Şekil 3.7	: İdeal ivme-zaman grafiği	62
Şekil 3.8	: Matlab Simulink'te yörünge kontrolü için hazırlanan model ...	64
Şekil 3.9	: (0-3) cm arasında doğrusallaştırılan sistemin yörünge kontrolü	65
Şekil 3.10	: Lineerleştirilmiş model çıkışı ve referans yörünge arasındaki hata miktarı	65
Şekil 3.11	: Önerilen yanma odası kontrol valfi ve onu taşıyan paralel kollu esnek mekanizma sistemi	66
Şekil 3.12	: Doğrusallaştırılan modelden ve eğrisel modelden elde edilen yörünge kontrol sonucu	67
Şekil 3.13	: Doğrusallaştırılan model ve eğrisel modelin yörünge takip hataları	67
Şekil 3.14	: Doğrusallaştırılan modele farklı bir yörünge takımı referans girilerek elde edilen simülasyon sonucu	68

SEMBOL LİSTESİ

δ	: Kirişin serbest ucundaki eğilme
F	: Kirişe uygulanan kuvvet
L	: Kiriş uzunluğu
E	: Elastiklik modülü
I	: Eylemsizlik momenti
h	: Yükseklik
F	: Kuvvet
L	: Uzunluk
M	: Moment
b	: Genişlik
σ	: Maksimum gerilme
S_y	: Eğilme gerilmesi
Φ	: Eğilme açısı
δ_x	: Kirişin yatay yönde yer değiştirme miktarı
δ_y	: Kirişin dikey yönde yer değiştirme miktarı
$F(k)$	: Birinci tür tam eliptik integral
$F(k, \theta_1)$	: Birinci tür eksik eliptik integral
M	: Kütle
C	: Sönüm sabiti
K	: Yay katsayısı
g	: Yerçekimi ivmesi
P	: Kirişe uygulanan yük
T	: Periyod
w	: Frekans
f, g	: Tanımlı vektörler
h	: Sonsuz kere türevi alınabilen fonksiyon
u, v	: Kontrol girişi
L_f, L_g	: Lie türevleri
y	: Sistem cevabı
α_x, β_x	: Fonksiyon
A, B, C	: Durum kontrol girişi ve çıkış matrisi
P	: Kontrol edilebilirlik matrisi
M	: Modal matris
Q	: Gözlemlenebilirlik matrisi
K	: Durum geri besleme kazanç matrisi
e	: Hata
X	: Zamana bağlı konum grafiği ve türevleri

ESNEK PARALEL KOL MEKANİZMASININ KONTROLÜ

ÖZET

Bu çalışmada, belirlenen görevleri yerine getirmesi için; esnek paralel kol mekanizmasının kontrolü araştırılmıştır. Küçük deformasyona sahip esnek kollu mekanizmalar mekanizma tasarımında, yaygın olarak hassas cihazlarda; özellikle hassas ölçüm yapan sensörlerde bulunur. Çok esneyen paralel kollu mekanizmalar MEMS’lerde tarak yapısına sahip sürücülerinin süspansiyon sistemi olarak kullanılır. Esnek kol mekanizması, başlangıçta paralel, büyük deformasyona sahip iki adet elastik kiriş ve bir adet rijid çubuktan oluşur. Bu mekanizma manyetik bir sürücü tarafından hareket ettirilmektedir. Mekanizmanın kinematik sentezi, lineer olmayan ve matematiksel kesin çözüm veren Elastika teorisini kullanılarak incelenmiştir. Mekanizmanın dinamik cevabı zamanla değişen manyetik kuvvet girişi altında elde edilmiştir. Hareketin lineer olmayan denklemleri Runge-Kutta metodları kullanılarak nümerik olarak çözülmüştür. Simülasyon sonuçları rijid kolun atalet momenti ve sönüm kuvvetlerinin ilave edilmesi ile bulunmuştur. Esnek çubukların yük-deformasyon karakteristiği; lineer olmayan, nötür eksenini uzamayan, matematiksel kesin kiriş denklemi kullanılarak elde edilen normalize yük- normalize esneme eğrilerine yüksek dereceden polinom giydirilmesiyle elde edilmiştir. Polinomsal yük deformasyon eğrileri aynı zamanda lineerleştirilmiş parçalı sistem sertliğini hesaplamada kullanılırlar. PID gibi kabul edilir kontrolcüler belirli bir yörünge için konum ve hız kontrolünü başarmak için tasarlanmıştır. Bükülgen paralel kol mekanizması için yörünge kontrolü bu çalışmada incelenmiştir.

CONTROL OF COMPLIANT PARALLEL ARM MECHANISM

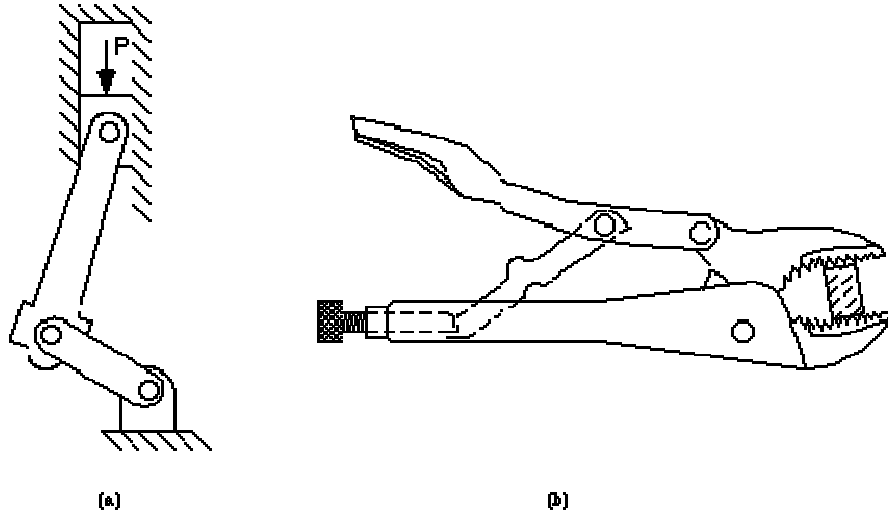
SUMMARY

In this study control of a compliant parallel arm mechanism for specific tasks are investigated. Small deflecting flexible parallel arm mechanisms are common in instrument design and often used for precision measurements. Large deflecting parallel arm mechanisms are found usage in MEMS as a suspension of comb drives. Compliant parallel arm mechanism consists of two large deflecting initially straight cantilever beams and a rigid coupler and actuated by a magnetic force drive. The kinematic synthesis of mechanism has been studied using mathematically exact nonlinear Elastica theory. Mechanism dynamic response is obtained under time varying magnetic force input. Nonlinear equation of motion is solved numerically using Runge-Kutta methods. Simulation results have been obtained by including translational inertia of rigid coupler and damping forces. Load deflection characteristic of flexible beams are represented by polynomial curve fits obtained from nonlinear inextensible exact beam theory are used as the nonlinear lumped system stiffness. Compliant parallel arm mechanism might be used for different purposes either in macro scale or micro scale depending on specified task. It might be used as an indexing mechanism or a dwell mechanism if the rigid coupler could be positioned at specified points at specified times. Conventional controllers such as PID controllers are designed to achieve position control for specific trajectory. Trajectory simulation results for the compliant parallel arm mechanism are presented using linear and nonlinear spring stiffness.

1. GİRİŞ

1.1 Mekanizma Nedir?

Mekanizma; hareket, kuvvet ya da enerji iletimi veya transferini sağlayan mekanik bir alettir. Şekil 1.1a’da gösterilen ileri geri işleyen motor örnek olarak gösterilebilir. Lineer olarak verilen giriş, çıkışta döner harekete dönüştürülür ve giriş kuvveti de çıkışta torka dönüştürülür. Diğer bir örnek de Şekil 1b’de gösterilen visa kavramasıdır. Bu mekanizmada enerji girişten çıkışa iletilmektedir. Sürtünmeden kaynaklanan kayıplar ihmal edilirse, giriş ve çıkış arasındaki enerjini korunacağından çıkıştaki kuvvet girişteki kuvvetten daha büyük olabilir; fakat çıkıştaki yer değişimi girişteki yer değişiminden de daha az olur [1].

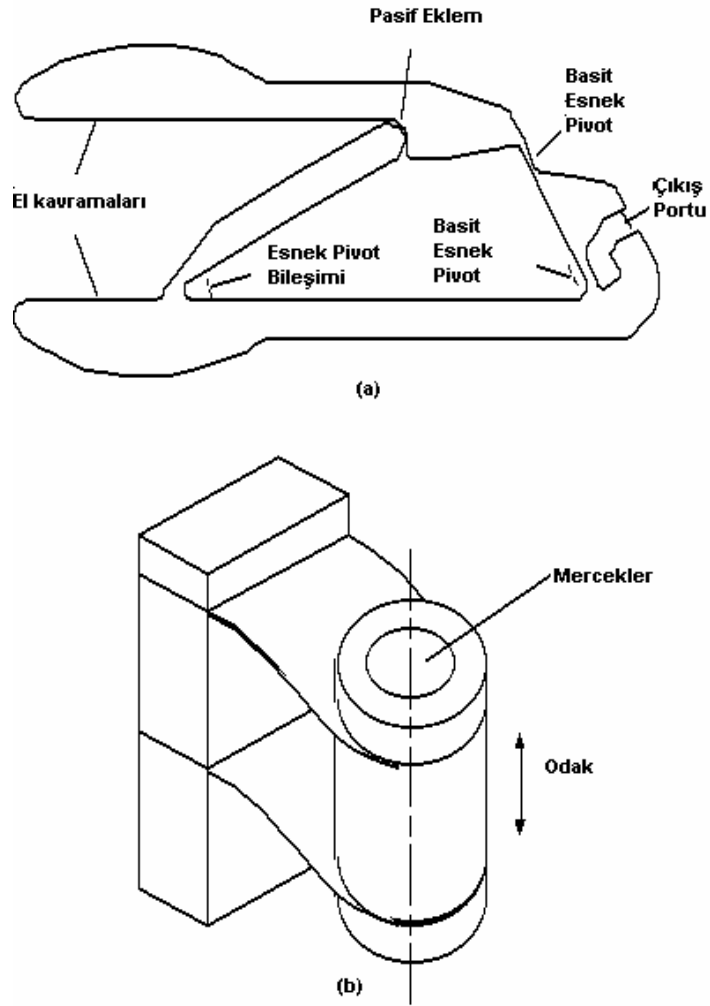


Şekil 1.1. Rijid mekanizma örnekleri: (a) ileri geri işleyen motor parçası, ve (b) visa kavraması [1]

1.2 Esnek Mekanizma Nedir?

Mekanizmanın tanımı kısaca yapıldıktan sonra “esnek mekanizma nedir?” sorusunun cevabı irdelendiğinde; esnek mekanizmalar da rijid mekanizmalar gibi hareket, kuvvet veya enerji iletimi ya da dönüşümü sağlarlar. Rijid kol mekanizmalarından farkı ise esnek mekanizmalar hareketliliğini sadece oynar eklemlerin yer değişiminden değil aynı zamanda esnek elemanlarının da yer değişiminden sağlar

[2]. Kısacası, esnek mekanizmalar hareketliliğini üyelerinin esnekliği yardımı ile sağlar [3] .

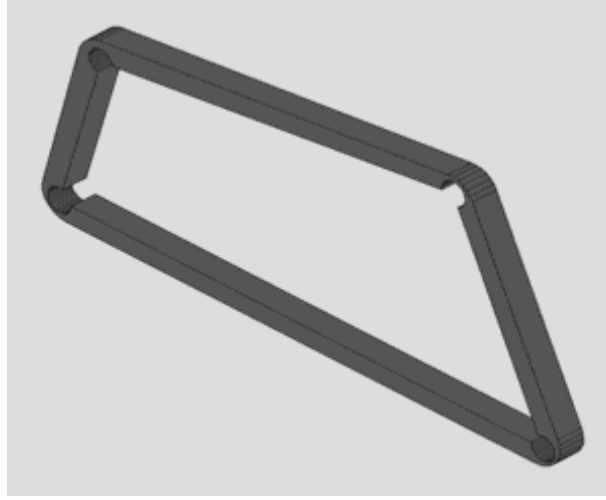


Şekil 1.2. Esnek mekanizma örnekleri: (a) yiv mekanizması ve (b) paralel-kavrama mekanizması [1]

Şekil 1.2.1a’da örnek bir esnek yiv mekanizması görülmektedir. Tıpkı visa kavramasında olduğu gibi yiv mekanizmasında da giriş kuvveti çıkış portuna iletilmektedir. Tek fark ise enerjinin bir kısmının gerinme enerjisi olarak esnek üyelerce depolanmasıdır. Belirtilmesi gereken önemli bir nokta, eğer bu alet tamamen rijid olsaydı hareketliliği olmayacaktı ve bundan dolayı bir yapı olarak nitelendirilecekti. Şekil 1.2.1b’de gösterilen paralel guiding mekanizmasında da merceğin odaklanması için esnek elemanlara ihtiyaç duyulmuştur [1] .

Bir esnek mekanizmanın tamamen veya kısmen esnek olması mekanizmada geleneksel kol ve eklemlerin olup olmamasına bağlıdır. Şekil 1.2.2’de tamamen

esnek, dört kollu mekanizma görülmektedir. Tamamen esnek mekanizmaların, parçalarının montajlanmasına ihtiyacı yoktur [4] .



Şekil 1.3. Tamamen esnek 4 kollu esnek mekanizma [3]

1.3 Esneklik ve Rijidlik

Doğada var olan nesnelerin dizaynı ile insanların dizaynı arasında birçok fark vardır. Bu farklardan biri ‘üretim’ yollarıdır. Doğal nesneler monte edilerek üretilmemişlerdir, bunun yerine tek bir parça halinde oluşturulmuşlardır. Bu üretim şekli şüphesiz yeni bir parçanın oluşturulmasında en iyi üretim yoludur. Buna karşılık, mühendisler, ayrı ayrı üretilen farklı parçaları monte ederek imal yolu kullanırlar. Doğadaki gibi tek parça üretim şekline sahip bir üretim yolu bulunmamaktadır. Buna rağmen doğada bulunan nesneleri taklit etme şansına sahibiz. Tamamını olmasa da bazı mekanizmalar montajsız, tek parça halinde üretilerler.

Doğada bulunan nesnelerin yaratılışlarıyla insanların üretimleri arasındaki en önemli fark, tamamen doğada yaratılan şeylerin biyolojik olarak büyümeleri değildir. En önemli fark, en azından bazı ölçülerce, farklı dizayn parametreleridir. Geleneksel olarak mühendislikte üretilen parçaların rijid ve sağlam olması istenir. Doğada ise bunun yanısıra sağlam ve esnek olarak üretilir. Sertlik ve sağlamlık diyebileceğimiz mukavim olma aynı anlama gelmezler. Sertlik; bir şeyin yük altında ne kadar eğildiğinin, hareket ettiğinin ölçüsüdür. Mukavimlik ise eğilmenin olabilmesi için ne kadar kuvvete ihtiyaç olduğunun ölçüsüdür. Esnek ve mukavim şeyler yapmak mümkündür. Doğa hareket edebilen mekanizma çeşitleri ile sınırlandırılmıştır çünkü mekanizma bütün olarak birleştirilmiştir [3]. Esneklikten faydalanılarak kullanılabilir

enerjinin yardımcı ve karmaşık hareketlere dönüştürülmesi doğadaki canlı organizmalarda görülebilir. Örnek vermek gerekirse, eğer pirenin bacakları esnek olarak dizayn edilmeseydi, kasları hızla zıplayacak enerjiyi serbest bırakamazdı. Bit kaslarındaki iş enerjisini esnek eklemlerinde depolanan gerinme enerjisine çevirerek daha hızlı açığa çıkmasını sağlamış olur. Birçok böcek kanatlarını çırpabilmek için esnekliğe ihtiyaç duyar [1].

Doğa esnekliği kullanarak gelişmeyi sağlarken mühendislik dünyası geleneksel olarak kendini rijid yapı ve mekanizmalarla sınırlandırmıştır. Esnekliğin ve uyumluluğun gerekli olduğu yerlerde ise rijid elemanlar ve harekete geçiren elemanlar esnekliği simüle etmede kullanılırlar.

Esnekliğin etkileri bilimsel ve mühendislik alanlarında fazlaca kullanılabilirler ve daha fazlası doğayı inceleyerek öğrenilebilir. Tasarımdaki esneklik genellikle daha basit imalata sebep olur ve montaj gereksinimini ortadan kaldıracaktır. Elastik deformasyonu tercih edilen efekt olarak kullanmak yeni bir mühendislik uygulaması değildir. Çok eski zamanlarda ok atmak için kullanılan büyük yaylar ve taş atmak için kullanılan sapanlar basit fakat etkileyici örneklerdir. Şampuan şişesinin kapağı gibi günlük ürünlerde de esnek mekanizmalar karşımıza çıkabilir. Bu tarz mekanizmalar kendilerini çevreleyen yapılarla çok iyi entegre edildiklerinden dolayı dışarıdan bakıldığında sanki mekanizma değillermiş gibi görünürler.

Yapılan araştırmalara göre birçok fabrikada toplam üretim maliyetinin yüzde kırk ile ellisini parçaların montaj kısmı tutmaktadır. Bundan dolayı tasarımcılar her zaman parça sayısını azaltarak montaj masrafını aza indirmeyi ve ürün kalitesini geliştirmeyi hedef almaktadırlar. Montajlı tasarım metodları (DFA) parça sayısını azaltarak maliyeti düşürmek ve ürün kalitesini geliştirmek için bulunmuştur. DFA metodunun ana noktalarından biri parça sayısını azaltmak için, eğer parçalar arasında nisbi hareket yoksa, parça birleşimini geliştirmektir. Montajsız üretim metodunda (DFNA) ise eğer parçalar arasında nisbi hareket küçükse, eklemsiz esnek mekanizmalar kullanılarak monolitik aletlerle nisbi hareketli parçalar birleştirilebilir.

Küçük aralıkta nisbi hareketli parça dizaynında DFNA metodu kullanılarak birçok fayda sağlanmış olur. Örnek olarak tel zimba tek parça esnek mekanizma şeklinde dizayn edilebilir. DFA metodundan öğrenilen derslerden biri parça sayısı azaldığında bütünleşmiş dizaynın kompleksliği ve imalatı artmaktadır. Buna rağmen DFNA

metodu, kapılarını imalat masrafının artmasından kaynaklanan potansiyel tehlikelerden kaçınmak suretiyle yeni imalat yöntemlerine açmıştır.

Tek parça üretimin imalat avantajının yanısıra esnekliğin kullanılmasının başkaca yararları daha vardır. Gerçek yaşam koşullarında, elastik deformasyon, rijid mekanizmalarda bile, kaçınılmazdır. Dizaynda, üretimde, kontrolde ve bakımda ortaya çıkan belirsizlikler ek bir maliyet olarak hesap edilmelidir.

Geleneksel mekanizmaların rijid gövde hareketine karşı esnek mekanizmalar, istenilen hareketi elastik deformasyona uğratarak ileten mekanizmalardır. Esnek mekanizma tanımı, elastik elemanların yalnızca bir yay gibi kullanıldığı dizayları çevreler. En az mekanik komplekslikle geniş ölçüde kuvvet deformasyon karakteristiklerinin elde edilmesi, hareketin ilk kaynağının elastik deformasyondan kaynaklanması sonucudur.

Parça sayısının az olması , parçalardan çoğunun esnek olduğu varsayılırsa, esnek mekanizma ların hafif aletler olmasını sağlar. Rijid gövde eklemlerinin azaltılması sürtünmenin, aşınmanın ve gürültünün azalmasını sağlar. Son olarak esnek mekanizmalardaki bükülebilme özelliğiyle, mekanizma aşırı yükleri yapısal yetersizlik göstermeden soğurabilir [3] .

1.4 Esnek Mekanizmaların Avantajları

Esnek mekanizmalar birçok sebepten dolayı belirli uygulamalarda kullanılırlar. Esnek mekanizmaların avantajları iki kategoride incelenebilir. Bunlar;

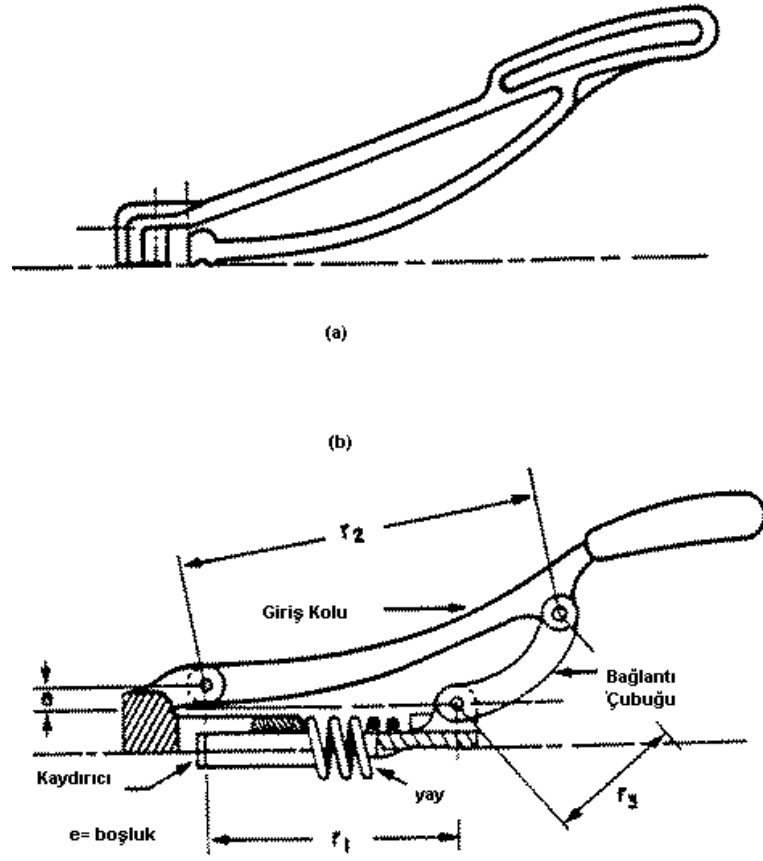
1. Maliyet azalması (parça sayısında azalma, montaj zamanında azalma, üretim sürecinde basitlik)
2. Performans artışı (hassasiyetin artması, güvenilirliğin artması, aşınmanın azalması, ağırlığın azalması ve bakımın azalması)

Rijid gövde elemanlarına nisbeten çok daha az parça gereksinimine sahip olması esnek mekanizmaları daha cazip hale getirmiştir. Şekil 1.4.1’de esnek crimping mekanizması ve rijid gövde modeli gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi tamamen esnek olarak üretilen mekanizmadaki parça sayısı rijid olarak üretilen mekanizmaya oranla çok daha azdır. Parça sayısında azalma üretim ve montaj zamanını azaltacağı gibi üretim masrafını da azaltır. Eklem sayısının azalması

mekanizma ağırlığının azalmasına neden olur. Ağırlığın azalması uzay araçlarında kullanılmasını sağlar. Esnek mekanizmaların diğer bir avantajı minyatürleştirilmelerinde kolaylık sağlamalarıdır.

Ayrıca esnek mekanizmalar daha az sayıda oynar eklemlere sahiptir. Bu da aşınmanın ve yağlama gereksiniminin daha az olmasını sağlar. Bu özellik kolay ulaşılamayan veya kötü ortamlarda çalışan mekanizmalar için çok önemli karakteristiklerdir. Kötü ortamlarda çalışan esnek mekanizmaya örnek Şekil 1.4.2’de gösterilmiştir. Bu basit kavrama aleti proses sırasında bilgisayar çipi gibi metal bir kalıbı herhangi bir kuvvet uygulamadan tutar. Böylelikle metal kalıp birçok kimyasal arasından zarar görmeden taşınır. Eklem sayısının azalması mekanizma içindeki boşluk miktarını azaltacağından mekanizmanın doğruluğunun artmasını sağlar. Şekil 1.4.3’de yüksek kesinlikli esnek mekanizmaya bir örnek gösterilmiştir. Hareket birleştirilen parçaların sürtünmesinden ziyade eğilmesinden kaynaklandığından dolayı titreşim ve gürültü azaltılmış olur.

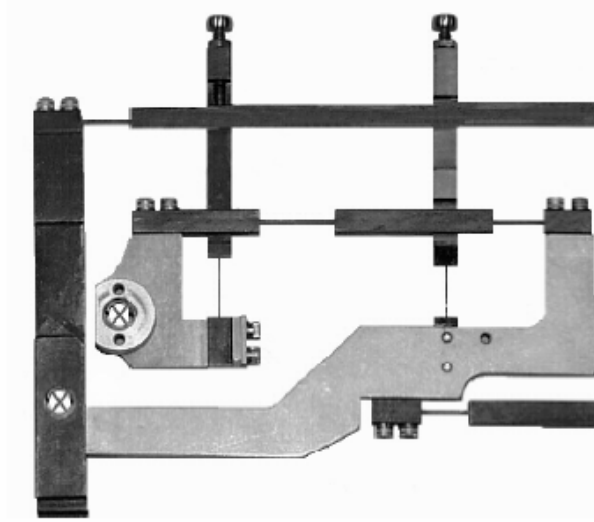
Esnek mekanizmalar esnek üyelerin eğilmesine bağlı olduğundan, enerji esnek üyelerde gerinme enerjisi şeklinde depolanır. Depolanan bu enerji tıpkı yaydaki gerinme enerjisi gibidir ve esnek mekanizma dizaynında bu yay etkisi dahil edilir. O halde, enerji daha sonra serbest bırakılmak veya farklı hareketi gerçeklemek için kolaylıkla depolanır veya dönüştürülür. Bunun en basit örneği yay ve ok sistemidir. Okçu yayı gerdiği anda yayda enerji depolanır ; ve okun serbest bırakılmasıyla gerinme enerjisi kinetik enerjiye dönüştürülmüş olur. Bu tarz enerji depolama karakteristiği, belirli kuvvet-yerdeğişimi özelliklerine sahip mekanizma tasarımında kullanılabilir. Şekil 1.4.4’de ise esnek aletlerin en bilinenleri gösterilmiştir [1].



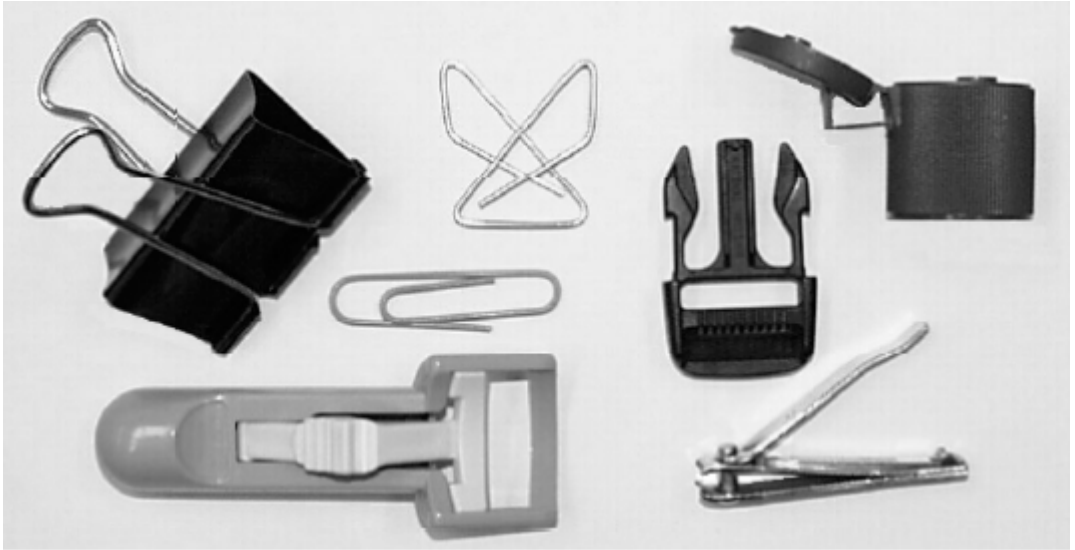
Şekil 1.4. (a) Esnek yiv mekanizması ve (b) ona ait rijid gövde modeli [1]



Şekil 1.5. Esnek metal kalıp kavraması [1]



Şekil 1.6. Yüksek doğruluklu esnek mekanizma [1]



Şekil 1.7. Bilinen esnek aletler. Bir dosya klipsi, kağıt klipsi, sırt çantası kilidi, kirpik kıvrırcı, ve tırnak makası [1]

1.5 Esnek Mekanizmaların Dezavantajları

Esnek mekanizmaların birçok avantajının yanı sıra bazı uygulamalarda dezavantajları da bulunmaktadır. Belki de en önemli dezavantajı esnek mekanizmaların analizinde ve dizaynında oluşabilecek zorluklardır. Mekanizma

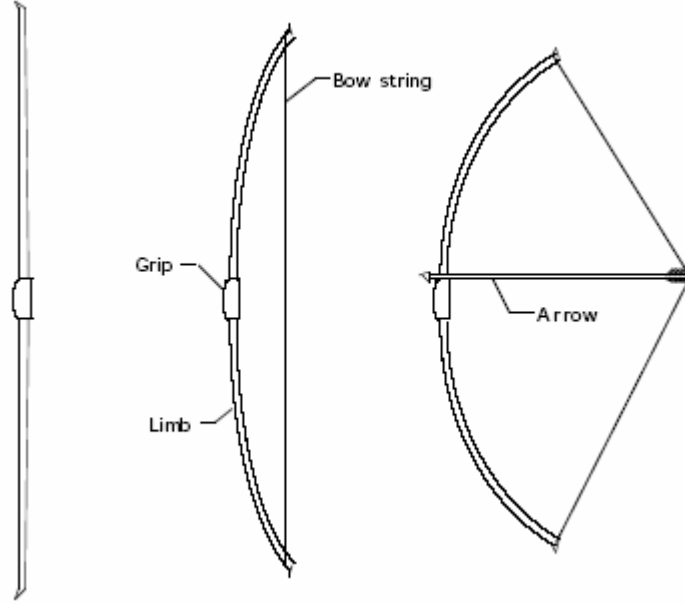
analiz ve sentez metodları ve esnek parçaların eğilmesi hakkında bilgi sahip olunması gerekebilir. Esnek mekanizmalarda iki gövdenin birleşiminde bilinmesi gerekenler sadece ikisinin de ayrı ayrı anlaşılması değil, kompleks durumlarda birbirleriyle etkileşimlerinin de bilinmesi gerekir. Birçok esnek çubuk büyük eğilmelere maruz kalacağından lineerleştirilmiş kiriş denklemleri geçersiz olur. Bundan dolayı, büyük eğilmeleri hesap edebilmek için lineer olmayan denklemler kullanılmaktadır. Bütün bu zorluklardan dolayı geçmişte birçok esnek mekanizma deneme yanılma yöntemiyle dizayn ediliyordu. Böyle metodlar basit mekanizmalar için kullanılıyordu. Esnek mekanizmaların birçok üstün özellikleri olmasına rağmen analizlerinin rijid mekanizmalara göre daha zor olması kompleks mekanizmalarında tercih edilmesini zorlaştırmaktadır.

Enerjinin esnek elemanlarca depolanması bir avantaj olarak nitelendirilir. İçinde yay olan mekanizmaları sadeleştirmek, kuvvet-eğilme ilişkisini elde etmek, ve mekanizma tarafından elde edilen ya da iletilen enerjiyi depo etmek için kullanılır. Bununla beraber bazı uygulamalarda esnek elemanlar tarafından enerji depolanması bir dezavantaj olabilir. Örnek vermek gerekirse, eğer bir mekanizmanın fonksiyonu enerjiyi girişten çıkışa iletmekse, enerjinin bir kısmı esnek elemanlarca depolanacağı için tamamı iletilemeyecektir. Bu da bir dezavantaj oluşturmaktadır.

Yorulma analizi esnek mekanizmalarda rijid gövde eşlerine nazaran daha önemli bir sorun oluşturmaktadırlar. Çünkü esnek mekanizmalar kullanıldığında, esnek üyeler periyodik olarak yükleneceğinden istenilen fonksiyonları yerine getirebilmesi için gerekli yorulma ömrüne sahip olması gerekir [1].

1.6 Tarihsel Geçmiş

Yaklaşık bin yıldır enerji depolayan ve hareket oluşturan esnek mekanizmalar kullanılmaktadır. Verilebilecek en güzel örnek arkeolojik kazılar sonucu bulunan M.Ö. 8000 yılında kullanılmaya başlanan oklu yaylardır (Şekil 1.6). İlk silah ve de avlanma amacı güden bu yaylar, ilk olarak ağaçtan ya da hayvan eklemlerinden yapılmıştır. Yayda depolanan gerilme enerjisi, oku fırlatabilecek kinetik enerjiye dönüştürülür. Diğer bir örnek de M.Ö dördüncü yüzyılda ilk defa Yunanlılar tarafından kullanılmaya başlayan sapandır. Enerji depolamak ve bu enerjiyi, taşı fırlatmak için serbest bırakmakta kullanılan sapan da ilk başlarda ağaçtan yapılıyordu.



Şekil 1.8. Gevşek, gergin ve kullanıma hazır haldeki okulu yay [1]

Esnek mekanizmalar ölçme aletlerinde de yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Örnekleri yüksek kesinlikli şarj pillerine sahip kuvvet ölçme ve basınç ölmek için kullanılan Bourdon tüplerinde görülmektedir.

Son on yıldır esnek mekanizmaların kullanılarak fonksiyonlarını yerine getiren ürün sayısı artmıştır. Bu, esnek mekanizmaların kullanılabilmesi için daha güçlü ve güvenilir malzemeler geliştirilmesi sonucudur [1].

1.7 Esnek Mekanizmalar ve Esnek Yapılar

Esnek mekanizma ve esnek yapı arasındaki farkı anlayabilmek için esnek, yalnız bir ucu destekli kiriş göz önüne alınabilir. Trampelen buna örnek olarak verilebilir. Trampledeki dalgıcın atlama hareketiyle oluşan kinetik enerji, kirişte gerinme enerjisine dönüştürülür ve dalgıcın atlamasıyla tekrar kinetik enerjiye dönüşür. Mekanizmanın alet tanımından yola çıkılırsa, enerjiyi bir halden başka bir hale dönüştürme ya da hareket iletimi sağlama, trampelen bir mekanizma olarak nitelendirilmeye hak kazanır. Bu işlevi yerine getirebilmek için daha kompleks rijid bir gövdeye rijid kollar ve bir yay eklenerek aynı mekanizma elde edilebilir.

Elektrik motorunda fırça ile komütatör arasında kontakt sağlayan, esnek yalnız bir ucu destekli kiriş kullanılabilir. Bu alet işlevini herhangi bir güç ya da kuvvet iletimi olmaksızın sağladığı için esnek yapı olarak sınıflandırılır.

Yukarıda verilen iki örnek de esnek, yalnız bir ucu destekli kirişti; fakat yapı veya mekanizma sınıflandırılmaları işlevlerine bağlı olarak yapılır [1].

1.8 Terminoloji

Rijid gövde mekanizmaları birbirlerine pin ya da sürgülerle mafsallanan kinematik çiftlerle bağlanan rijid kollardan oluşur. Bu elemanlar kolaylıkla ayırt edilebilir ve karakterize edilebilir. Esnek mekanizmalar hareketlerini esnek elemanlarının eğilmesiyle sağladığı için zincir ve eklem bileşenlerini birbirinden ayırmak kolay değildir. Bunu yapabilmek için dizayn ve analiz konusunda kesin bilgiye sahip olunması gerekir [1].

1.8.1.Bağlantı Çubuğu Tanımı

Bir ya da daha fazla kinematik çift yüzeylerinin bölünmeden bağlanmasına bağlantı çubuğu denir. Dönel mafsallar ve prizmatik mafsallar kinematik çiftler için örnek oluştururlar. Mekanizmayı mafsallarından sökerek geriye kalan kollar sayıldığında bağlantı çubukları tanımlanabilir.

Eğer bildiğimiz mafsallar bağlantı oluşturulmamışsa bu tarz mekanizmalara “tümüyle esnek mekanizma” denir. Çünkü mekanizmanın bütün hareketi esnek elemanların eğilmesiyle olur. Bir ya da daha fazla kinematik çift içeren esnek mekanizmalara ise “kısmi esnek mekanizmalar” denir.

Rijid linklerde, eklemler arasındaki mesafe sabittir ve kuvvet uygulanıp uygulanmamasına bakılmaksızın, bağlantı çubuğunun şekli önem arz etmez. Esnek linklerde ise durum farklıdır. Esnek kolun ne kadar hareket edeceği; çubuğun geometrisine, konumuna, ve ne kadar kuvvet uygulandığına bağlıdır. Bu farktan dolayı esnek çubuk yapısal ve işlevsel tipiyle beraber tanımlanır.

Yapısal tipi dışarıdan herhangi bir kuvvet etkilemediği zaman belirlenir ve rijid kolların tanımlanmasıyla aynıdır. 2 mil mafsallı rijid bir kol “ikili kol” olarak tanımlanır. 3 ya da 4 mil mafsallı rijid kollar ise “üçlü” veya “dörtlü kol” olarak tanımlanır. 2 mil mafsallı esnek mekanizmalar da ikili kolla aynı yapıya sahip olduğundan bunlara “yapısal ikili kol” denir ve diğerleri için de benzer durum söz konusudur.

Bir kolun işlevsel tipinde ise yapısal tipi ve pseudo kol sayısı birlikte ele alınır. Yürek mafsalsal, esnek parçaya yük uygulandığı zaman ortaya çıkar. Esnek kola mafsalların dışında herhangi bir yerden kuvvet uygulandığı zaman davranışı çarpıcı bir şekilde değişir. Yapısal ikili kola, mafsallar üzerine kuvvet ya da moment etkiğinde kol için “işlevsel ikili kol” denilir. 3 mafsallı esnek kola yapısal üçlü denildiği gibi eğer kuvvet ya da moment mafsallar üzerinden etkiyorsa “işlevsel üçlü kol” adını alır. Aynı şey dördümlü link için de geçerlidir. İkili mafsalsal birleşimine sahip bir kolda kuvvet esnek parça üzerine etkiyorsa bu kol “yapısal ikili” ve “işlevsel üçlü”dür. Bunun nedeni de kuvvetten dolayı eklenen yürek mafsalsaldir [1].

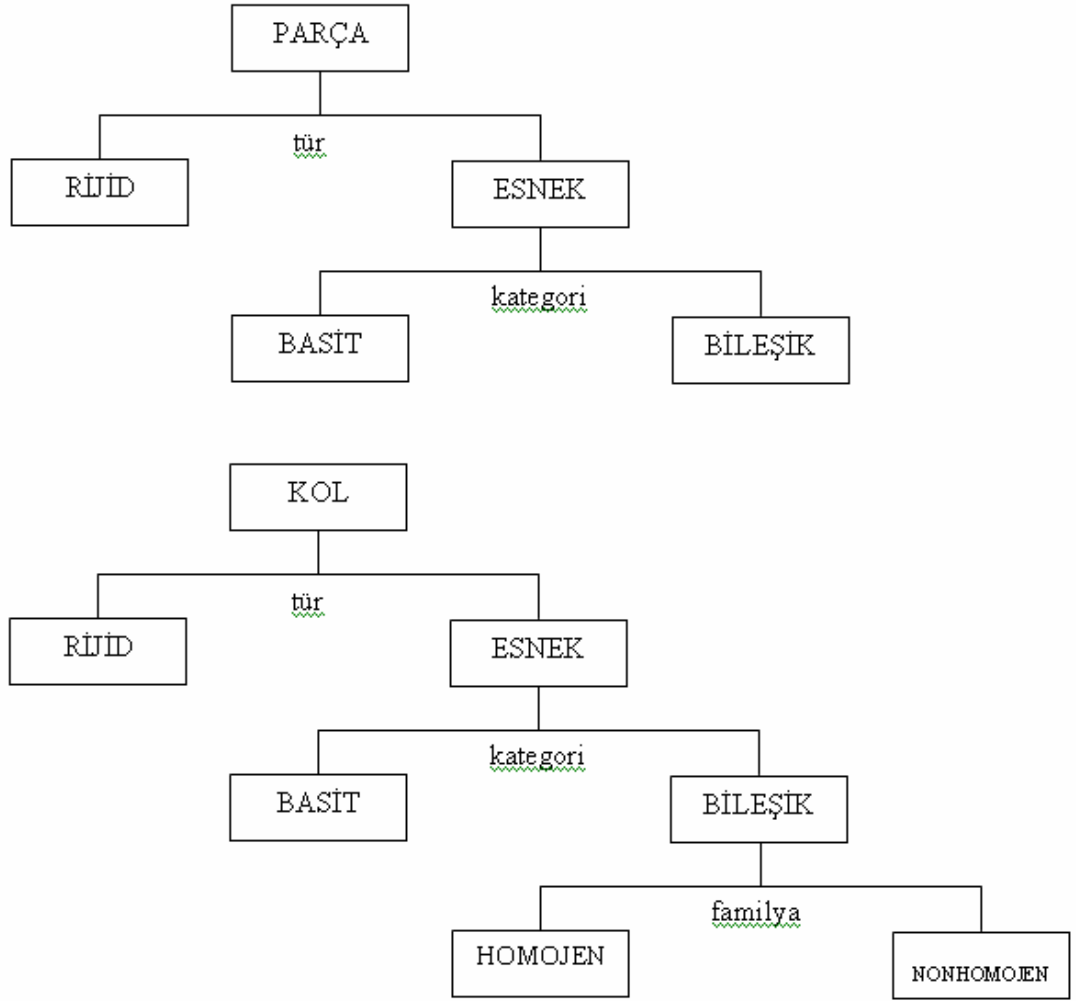
1.8.2.Parça Tanımı

Daha önce verilen bağlantı çubuğu tanımı rijid gövde kinematiğiyle ne kadar uyumlu olsa da esnek kol için yeterli bir tanımlamaya sahip değildir. Esnek kol üzerine etkiyen kuvvet ya da moment çubuk üzerinde deformasyona sebep olacağından mekanizmanın hareketini de etkiler. Deformasyonu etkileyen bağlantı çubuğunun karakteristikleri; kesit alan özellikleri, malzeme özellikleri, uygulanan yük ve yerdeğişiminin miktar ve yerdeğişimini de kapsar. Bundan dolayı esnek bir kol, ilaveten parçalarla karakterize edilir.

Bir kol, bir ya da daha fazla parçadan oluşabilir. Parçalar arasındaki farklılık karar verme konusudur ve yapı, fonksiyon, veya mekanizmanın yüklenmesine bağlıdır. Malzemedeki süreksizlik ve geometrik özellikler, parça bitiş noktalarını temsil eder [1].

1.8.3.Parça ve Bağlantı Çubuğu Karakteristikleri

Her parçanın ve kolun karakteristikleri ayrı ayrı tanımlanabilir. Bir parça rijid ya da esnek olabilir. Buna parçanın türü denir. Ayrıca esnek parça da kendi içinde bölümlere ayrılır: basit ya da bileşik. Buna da parçanın kategorisi denir. Basit parça; düzdür, sabit malzeme özelliğine ve sabit kesit alanına sahiptir. Bu özelliklerin dışındaki tüm parçalar bileşiktir.



Şekil 1.9. Üye karakteristikleri: (a) parça karakteristiği, (b) kol karakteristiği [1]

Bir kol; bir ya da daha fazla parçadan oluşabilir, rijid ya da esnek olabilir. Rijid bir kolun daha fazla kategoride incelenmesine gerek yoktur. Esnek bir kol ise basit ya da bileşik olabilir. Bileşik bir kol da homojen veya homojen olmayabilir. Bu onun familyasını belirler. Homojen bir link ya tamamen rijid parçalardan oluşur ya da tamamen esnek parçalardan oluşur. Bundan dolayı, rijid kollar ve basit esnek kollar homojen linkler için özel durum oluştururlar. Homojen olmayan kollar ise rijid ve esnek parçalardan ikisini de içerir [1].

1.9 Malzeme Seçimi

Esnek mekanizma dizaynında çok değişik tipte malzeme kullanılabilir. Her uygulamanın kendine has malzeme seçim kriteri olsa da birçok durum için seçim işlemi bazı kurallarla belirlenebilir.

Seçim kriterlerini oluşturabilmek için unutulmaması gereken en önemli şey sertlik ve mukavimliğin aynı şey olmadığıdır. Herhangi birşeyi esnek ve sağlam yapabilmek mümkündür. Süneklik ve esneklik de aynı anlama gelmezler. Eğer aşırı gerilmeye maruz geometriye sahip değillerse gevrek malzemeler de esnek mekanizmaların yapımında kullanılabilirler. Diğer bir önemli nokta da malzeme özellikleri ve geometriyi değiştirerek daha esnek yapılar elde edilebileceğidir.

Diğer mekanik cihazların tersine esnek mekanizmalarda kullanılan malzemelerin sertlikten ziyade esnekliği maksimum hale getirmesi istenir [1].

1.9.1. Esnek Kirişte Maksimum Eğilme

Yalnız bir ucu destekli, dikdörtgen kesit alanına sahip bir kiriş göz önüne alındığında, serbest uçtaki eğilme,

$$\delta = \frac{FL^3}{3EI} \quad (1.1)$$

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (1.2)$$

I'yı δ 'da yerine koyduğumuzda,

$$\delta = \frac{4FL^3}{Ebh^3} \quad (1.3)$$

elde edilmiş olur. Sabit uçta maksimum gerilme oluşur ve maksimum moment,

$$M_{\max} = FL \quad (1.4)$$

ve

$$c = h/2 \quad (1.5)$$

'ye eşittir. Gerilmeden kaynaklanan bükülme ,

$$\sigma = My/I \quad (1.6)$$

olduğundan, gerekli ifadeler yerine konulduğunda maksimum gerilme,

$$\sigma_{\max} = \frac{6FL}{bh^2} \quad (1.7)$$

Kirişin daha fazla gerilmeyi taşıyamadığı durum olarak, maksimum gerilmenin eğilme gücüne, S_y , eşit olduğu varsayıldığında,

$$S_y = \frac{6FL}{bh^2} \quad (1.8)$$

Kuvvetle ilişkisini görebilmek için tekrar düzenlenirse,

$$F = \frac{S_y bh^2}{6L} \quad (1.9)$$

elde edilir. Kopmadan önceki maksimum eğilme, $\delta_{\max}$,

$$\delta_{\max} = \frac{2}{3} \frac{S_y}{E} \frac{L^2}{h} \quad (1.10)$$

'dır. Denklemden de görüleceği üzere maksimum eğilme, aynı anda hem geometriye, L^2/h , hem de malzeme özelliklerine, S_y/E , bağlıdır [1].

1.9.2.Kuvvetin Elastiklik Modülüne Oranı

Elastiklik modülü, malzemeye sonradan katılan alaşım elementlerinden ya da ısı işlemlerden etkilenmez. Malzemeler ısı işleme ya da soğutmaya tabi tutulduklarında akma gücü ve gerileme gücü artabilir ve böylece malzeme daha kırılgan hale gelir. Malzeme yüzeyindeki pürüzler, çatlaklar, çentikler, pislikler ve boşluklar malzeme özelliklerini önemli ölçüde etkiler. Aşağıdaki tabloda değişik malzemelere ait Young Modülleri ve eğilme güçleri bulunmaktadır.

Tablo 1.1 Malzemelere ait elastiklik modülü ve esneme gücü

Malzeme	E [Mpsi (GPa)]	S _y [kpsi (Mpa)]	(S _y /E)*1000
Çelik (1010 sıcak çekilmiş)	30 (207)	26 (179)	0.87
Çelik (4140 Q&T@400)	30 (207)	238 (1641)	7.9
Alüminyum (1100 ısıtılmış)	10.4 (71.7)	5 (34)	0.48
Alüminyum (7075 ısıtılmış işlem)	10.4 (71.7)	73 (503)	7.0
Titanyum (Ti-35A ısıtılmış)	16.5 (114)	30 (207)	1.8
Titanyum (Ti-13 ısıtılmış işlem)	16.5 (114)	170 (1170)	10
Berilyum bakır (CA170)	18.5 (128)	170 (1170)	9.2
Polikristal Silikon	24.5 (169)	135 (930)	5.5
Polietilen (HDPE)	0.2 (1.4)	4 (28)	20
Naylon (tip 66)	0.4 (2.8)	8 (55)	20
Polipropilen	0.2 (1.4)	5 (34)	25
Kevlar (%82) epokside	12 (86)	220 (1517)	18
E-cam (%73.3) eposide	8.1 (56)	238 (1640)	29

1.9.3. Malzeme Seçiminde Kullanılan Diğer Kriterler

Kuvvetin Young Modülü's'e oranının malzeme seçiminde önemli olduğu kadar yapılan prosese göre başkaca önemli kriterler de vardır.

1.9.3.1. Metaller

Çelik, paslanmaz çelik, alüminyum, titanyum ve diğer metaller aşağıda belirtilen nedenlerden dolayı esnek mekanizmalarda tercih edilirler:

- Tahmin edilebilir malzeme özellik ihtiyacına cevap vermesi

- Yüksek sıcaklık koşullarında performansının iyi olması
- Bazı metallerin biyolojik uyum göstermesi
- Sürünmeye karşı duyarlılığının az olması
- Malzeme ömrünün uzun olması
- Kötü koşullarda çalışabilmesi
- Elektrik iletkenliğinin iyi olması

Avantajlarının yanısıra esnek mekanizmalarda metal malzeme kullanıldığında bazı dezavantajlar da mevcuttur:

- Malzemenin maliyeti
- Malzemenin şekillendirme ve talaşlı üretim masrafı
- Bileşenlerinin montajına daha fazla ihtiyaç olması
- Yoğunluğunun yüksek olması
- Birçok polimerle kıyaslandığında düşük S_y/E' ye sahip olması

1.9.3.2. Plastikler

Üretim masraflarının düşük olması ve S_y/E' özelliklerinin iyi olması plastikleri tercih edilir hale getirmiştir.

- Esnek mekanizmalarda plastik kullanılmasının avantajları:
- Yüksek miktar üretimde maliyetin düşük olması
- Yüksek S_y/E' ye sahip olması
- Makinede işlenebilir olması
- Parçaların monte edilmeme ihtimalinin fazla olması
- Düşük yoğunluk
- Bazı plastiklerin biyolojik uyum göstermesi
- Elektriği izole etmesi

Esnek mekanizmalarda plastik malzeme kullanıldığında ortaya çıkacak dezavantajlar ise:

- Özelliklerinin değişken olması plastikleri diğer malzemelere göre daha az tahmin edilebilir kılması
- Erime sıcaklığının düşük olması
- Bazı ortamlarda malzeme özelliğinin bozulması
- Sürünme ve gerilme boşalması
- Tüketicilerin plastikleri kalitesiz veya zayıf malzeme algılaması
- Bazı malzemeler için lineer olmayan elastik malzeme özelliklerinin olması

Cam genellikle plastikleri daha güçlü hale getirmek için kullanılır. Güçlendirme dayanıklılığı arttırdığı gibi aynı zamanda sertliği de arttıracığından S_y/E oranının azalmasına sebep olur.

1.9.3.3. Polipropilen

Polipropilen birçok nedenden dolayı esnek mekanizmalarda genellikle tercih edilen polimer çeşididir. Bu nedenler:

- S_y/E oranının çok yüksek olması
- Polipropilenin kolaylıkla elde edilebilir olması
- Ucuz olması
- İşlenmesinin kolay olması
- Yoğunluğunun düşük olması
- Sünek olması
- Akma sırasında çok kötü sonuçlar doğurmaması

Mafsalların sürekli yüksek gerilmeye maruz kalmaları ve polipropilen malzemenin buna dayanabilmesi, polipropileni popüler kılmıştır. Buna rağmen bazı durumlarda polipropilen malzeme kullanmak sakıncalı olabilir. Sürünme, sıcaklık aralığının sınırlı olması ve kimyasal direnci bazı kısıtlamaları da beraberinde getirir.

1.9.3.4. Diğer Malzemeler

Gevrek malzemeden yapılan parçalar esnek hale getirilebilir; ama aşırı gerilmeye maruz kaldıklarında çalışamaz hale gelirler. Gevrek malzemelerin esnek parça gibi

kullanılmaları sadece bazı faktörlerden dolayı diğer malzemelerin kullanılmadığı durumlarda gerçekleşir. Buna örnek olarak entegre devreler verilebilir. Aynı durum fiber optik teller için de geçerlidir.

Ağaç yüzyıllardır esnek mekanizmalarda kullanılır. Yay ve sapan bu aletlerin için iki örnek teşkil eder. Modern mühendislikte tercih edilmemesinin sebebi ahşabın malzeme özelliğinin geniş ölçüde değişiyor olmasıdır. Makinenin ebatları çok büyükse ahşap kullanmak göz önünde tutulabilir. Böylece masraf azalmış olur ve güvenlik büyük ölçüde sağlanmış olur.

Kompozit malzemeler (grafit fiber kompozitleri, fiberglas ve camla kuvvetlendirilmiş plastikler), elastomerler, iskelet, ve başkaca malzemeler şartlar gerektirdiğinde esnek mekanizmalar için kullanılabilir. Unutulmaması gereken bir husus da malzemenin gevrekliği geometrik özellikleri değiştirilerek esnek hale getirilebilir. Örnek vermek gerekirse, kompozit grafitler uzay gemilerini sert hale getirmek için kullanıldıkları gibi olta kamışını esnek hale getirmek için de kullanılırlar.

1.9.4.Sürünme ve Gerilme Boşalması

Sürünme yük altında kalan bir malzemede zamanla oluşan deformasyondur. Sürünme, metallerde genellikle yüksek sıcaklıklarda oluşmasına rağmen polimerlerde oda sıcaklığında dahi oluşabilir. Şekilde tipik bir sürünme modeli görülmektedir. Yay, yük altında eğilen esnek malzemeyi temsil etmektedir.

Gerilme boşalması da sürünme boşalmasıyla hemen hemen aynıdır; ama gerilme boşalması esnek mekanizmalarda sürünme boşanmasından daha fazla ortaya çıkar. Belirli, sabit bir gerilmeye maruz kalan yapılarda sonuçta ortaya çıkan gerilme zamanla azalır. İlk çekme anında ortaya çıkan gerilme maksimumdur. Modelde, ilk kuvvet yay sabiti ile yerdeğişiminin çarpımına eşittir. Bu da elastik malzemenin ilk anda ne kadar yer değiştirdiğine karşılık gelir. Sönüm elemanının zamanla hareket etmesi tepki kuvvetinin azalmasına sebep olur. Sürünmedikine benzer olarak sönüm elemanının karakteristikleri malzeme özelliğine bağlı olarak değişir.

1.9.5.Esnelik ve Eğilme

Bilindiği gibi kinematik analizlerde mekanizma kollarının sınırsız bir şekilde rijid olduğu ve eğilmediği varsayılır. Normalde bütün gerçek malzemelerde biraz eğilme

olmasına rağmen, bu varsayım bükülme çok az olduğunda doğru kabul edilebilir. Esnek mekanizmalarda ise mekanizmanın hareketi eğilmeden kaynaklanacağı için eğilmeleri göz ardı edilemez.

1.9.6.Doğrusal Olan ve Doğrusal Olmayan Eğilmeler

Birçok eğilme analizinde eğilmenin yapının ebatlarına nazaren çok küçük olduğu, malzemenin elastik olduğu ve gerilmenin gerinmeyle doğru orantılı olduğu varsayılır. Bu varsayımlar, denklemleri doğrusallaştırırken sadeleştirmede etkilidir. Birçok yapısal uygulamada; eğilme küçüktür, gerilme elastik sınırın altındadır, ve doğrusal denklemler kullanıldığında doğru sonuçlar elde edilir. Buna rağmen yapısal doğrusal olmayan durumlar da mevcuttur ve bu varsayımlar geçersiz kabul edilir. Bu durumda doğrusal olmayan bir analiz metodu geliştirilmelidir.

Yapısal doğrusal olmama ikiye ayrılır: malzemenin doğrusal olmaması ve geometrinin doğrusal olmaması. Gerilmenin gerinmeyle doğru orantılı olmadığı durumlarda, Hooke kuralının geçersiz olması, malzemedan kaynaklanan doğrusal olmama ortaya çıkar. Malzemedan kaynaklanan doğrusal olmamaya örnek olarak plastisite, lineer olmayan elastiklik, hiperelastiklik, ve sürünme verilebilir.

Geometrik doğrusal olmama ise, eğilmenin problemin niteliğini değiştirdiği durumlarda ortaya çıkar. Geometrik doğrusal olmamaya örnek olarak büyük eğilme, gerilme sertleşmesi ve büyük gerilme gösterilebilir. Eğer gerinme geometride alan ve kalınlık gibi belirgin değişikliklere sebep oluyorsa gerilmenin büyük olmasından kaynaklanan doğrusal olmama nazara alınmalıdır. Yapının sertliği eğilmenin bir fonksiyonu olduğu zaman gerilme sertleşmesi oluşur.

Fazla eğilmeden kaynaklanan geometrik doğrusal olmama esnek mekanizmalarda geniş ölçüde karşılaşılan bir durumdur. Büyük eğilme analizlerinde, gerinme küçük varsayılır ama bütünde eğilme fazladır.

Doğrusal olmayan analizlerde yükün korunabilir olup olmadığının tesbit edilmesi önemlidir. Korunma problemi, son eğilmenin yükün derecesinden ve artışından bağımsız olmasıdır. Korunabilir sistemin potansiyel enerjisi sadece son eğilmeye bağlıdır, o eğilmenin elde edilme yoluna bağlı değildir. Bu bilgi, çözüm metodunun yaklaşım karakteristiklerini geliştirebilecek şekilde yükü arttırarak, korunabilir sistemlerin analizini basitleştirmede kullanılır. Geometrik doğrusal olmama ve doğrusal olmayan elastiklik korunabilir problemlere örnek teşkil eder. Eğer sistemin

enerjisi takip edilen yola bağlıysa, plastisite ve sürünme gibi, analizler asıl yükün takip ettiği yola uyacak şekilde tasarlanmalıdır. Esnek mekanizmalar genellikle büyük eğilmeye maruz kalan, korunabilir, elastik eğilen mekanizmalardır.

1.9.7.Sertlik ve Dayanıklılık

Genellikle sertlik, dayanıklılık ve eğilme aralarındaki ilişki karıştırılır. Eğer küçük bir yük büyük eğilmeye sebep oluyorsa o zaman parça düşük sertliğe sahiptir; ama dayanıklılığı hakkında birşey söylenemez. Yükün neden olduğu eğilme yapının sertliği veya rijidliği ile alakalıdır. Dayanıklılık ise malzemenin kopmadan önce ne kadar gerilmeye maruz kalabileceğinin ifadesidir. Diğer bir ifadeyle, yapının sertliği yükün ne kadar eğilmeye sebep olacağını belirlerken dayanıklılık ise kopmadan önce en fazla ne kadar gerilmeyi kaldırabileceğinin ifadesidir.

Bir yapının rijidliği, malzeme özelliğinin ve geometrisinin fonksiyonudur. Eğilmede bükülgen rijidlik EI olarak tanımlanır. E, elastisite modülüdür. I, atalet momentidir. Eksenel yükte, eksenel sertlik EA olarak tanımlanır. A, kesit alanıdır.

1.9.8.Esneklik

Kiriş eğilmesi ve esnekliği birçok yapı ve mekanik sistemlerde istenilmeyen karakteristiklerdir. Örnek vermek gerekirse, yüksek hızlı mekanizmalarda, oynar parçaların esnekliği titreşime sebep olur ve bu istenmeyen mekanizma performansına veya kopmaya sebep olur. Birçok yapıda eğilme, sistemin zayıf görünmesini ortadan kaldırmak için minimize edilir. Aynı zamanda eğilmenin küçük olduğu durumlarda, eğilme analizinin yapılabilmesi için basit lineerleştirilmiş kiriş denklemleri kullanılabilir. Bu nedenlerden dolayı mekanik ve yapısal dizayn işinde, yük altında eğilmeyi azaltmak için parçaların rijidliğini arttıracak metodlar üzerinde çalışmalar odaklanmıştır.

Esnek mekanizmaların hareketi için eğilmenin şart olmasından dolayı komponentlerinin esnek olması gerekir. Arzu edilen, olabilecek en küçük yük ve üye gerilmesiyle bu eğilmelerin sağlanmasıdır.

Yük altında herhangi bir parçanın esnemesi, rijidliğin tam tersidir. Bir kirişin esnekliği malzeme özelliğini ve geometrisini modifiye ederek değiştirilebilir.

1.9.9. Gerilme Sertleşmesi

Yapının eğilmesi değişikçe sertliği de değişiyorsa gerilme sertliği oluşur. Sertliğin eğilmeden önce hesap edilmesi gerektiğinden, fakat sertlikten önce eğilmenin bilinmesi gerekir, çözüm lineer değildir. Gerilme sertleşmesine örnek olarak iki ucu destekli kiriş verilebilir. İki ucu destekli olan kirişe tam ortadan bir F kuvveti uygulandığını düşünürsek, çok küçük eğilmeler için, maksimum eğilme,

$$y = \frac{Fl^3}{192EI} \quad (1.11)$$

denklemleri ile ifade edilebilir. Burada E, Young modülü, I, atalet momentidir. Buna rağmen eğer düşey yöndeki eğilme çok küçük değilse düşey eğilmeye olanak sağlaması için uzunluk arttırılmalıdır. Uzunluğun arttırılması, kirişin gerilmesinden kaynaklanan aksel gerinmeden gelir. Aksel gerinmeyle ilişkilendirilen gerilme yapıyı sertleştirir. Bunu anlayabilmek için iki ucundan sabitleştirilmiş gergin bir ip düşünülebilir. Dikey yönde kuvvet uygulandığında ipteki gerilme doğal olarak artar. Dikey kuvvet arttırıldıkça ip daha sert hale gelmeye başlar. Sertlik eğilmeye bağlı olduğundan analizler lineer değildir ve iterasyon metodları kullanarak çözüm yapılması gerekir.

1.10 Günümüze Kadar Yapılmış Çalışmalar

Saxena ve S.N. Kramer, esnek mekanizmalarda uç kısımlara kuvvet ve moment etkidiğinde, oluşacak büyük eğilmeyi belirleyecek basit ve kesin bir metod geliştirmişlerdir. Kuvvet ve momentin etkisiyle kirişin eğilmesini, Euler-Bernoulli denklemleri oluşturarak hesap ettikten sonra esnek kirişi sembolize etmek için kullanılan, burulmuş yayın katsayısını tespit etmişlerdir. Yay katsayısını hesap etmek için en küçük kareler yöntemini kullanmışlardır. Eğilme denklemlerinin çözümünde Gauss-Chebyshev kuadratik formüllerini kullanmışlardır. Eliptik integral çözümlerinden daha kolaydır ve daha kesin çözümler içerir [5].

Howell ve Midha, esnek mekanizmaların analiz ve sentezi için kapalı çevrim teorisini geliştirmişlerdir. Çalışmalarında esnek mekanizmaların sentezinin geliştirilmesini iki sınıfa ayırmışlardır. Biri rijid gövde yerdeğişimi sentezi ve diğeri de esnekliğin kullanılarak sentez yapılmasıdır. PRBM (Pseudo Rigid Body Model)

geliştirilmiş ve rijid gövde yerdeğimi sentezi yapılmıştır. PRBM kavramı kullanılarak kapalı çevrim sentezi geliştirilmiştir [6].

Jensen, Howell, ve Salmon, iki kollu, düzlemsel, iki kararlı duruma sahip esnek mikro mekanizmaların dizaynı için yöntem geliştirmişlerdir. Bu tarz mekanizmalar MEMs için ideal mekanizmalardır. Modelin tekrarlanabilirliği ve kesinliğini geliştirebilmek için mekanizma ve alt tabaka arasındaki sürtünmenin azaltılmasında kullanılan metodları incelemişlerdir [7].

Veijola ve diğ., çalışmalarını harmonik denge metodunu kullanarak elektrostatik olarak çalıştırılan mikromekanik rezonatörlerin büyük yerdeğişimlerinin modellenmesi ve simülasyonu konusunda yapmışlardır. Elektrostatik olarak çalıştırılan mikromekanik rezonatörlerdeki nonlinearlikler elektrik devre simülasyonlarıyla tasarlanmıştır. Rezonatörler için modeller linner olmayan voltaj kontrollü elektrik devresi ve şarj kaynakları yapılarak basit eşdeğer elektrik devreleriyle kurulmuştur. RF-simülasyon programı APLAC kullanılarak harmonik denge metoduyla simülasyonu yapılmıştır. Kapasitif transduserden kaynaklanan yay gevşemesi etkileri ve rezonatörün üçüncü dereceden yay katsayısından kaynaklanan yay sertleşmesi etkileri simülasyonlarla gösterilmiştir [8].

Kimball ve Tsai (2002), çalışmalarını esnek kirişlere etkiyen rastgele yüklerin simülasyonu ile ilgili yapmışlardır. Esnek mekanizmaların analizi, büyük elastik yerdeğişimleri ile daha da belirgen hale gelen geometrik nonlinearlik yüzünden komplike hale gelir. Bu tarz büyük elastik yerdeğişimlerinin doğru bir şekilde modellenebilmesi için PRBM (pseudo rigid body model) kullanılır. Çalışmalarında tek ucu mesnetli, uç noktasından kuvvet etkirken, aynı zamanda kuvvete ters yönde bükülmeye neden olabilir (ya da olmayabilir) bir moment kirişe uygulanmıştır. Bu diğer çalışmalardan biraz daha farklı bir model ortaya çıkarmıştır. Büyük yerdeğişimleri için Euler Bernoulli denklemleri eliptik integrallerle çözülmüştür. Eliptik integraller bükülme noktası tesbiti için kullanılmıştır. Kirişin uç noktasındaki yerdeğişimi daha önceki modellerden elde edilen farklı parametreleme ile değiştirilmiştir. Böylelikle yerdeğişimi yolunu basitleştirerek, tek serbestlik dereceli modelin oluşturulmasını sağlamıştır. Optimizasyon, kirişin yerdeğişimine ve sertliğine en uygun PRBM'in bulunması için kullanılmıştır. Bu model, diğer modellerle birleştirilip başka yükleme koşulları için geliştirilerek, herhangi bir

yükleme koşulu durumunda kolaylıkla esnek mekanizmaların analizi için kullanılabilir [9].

Saggere ve Kota, esnek-parça hareket üretimi için düzlemsel, dört kollu esnek mekanizmaların sentezi üzerinde çalışmışlardır. Bağlayıcı elamanı esnek parça olan esnek-parça hareketini meydana getirmeye çalışmışlardır. Bu tarz mekanizmaların adaptif yapılarda potansiyel uygulama alanları mevcuttur. Çözümünde, literatürde yazılmayan değişik, ters bir elastik problem içermektedir. Bu ters problem, rijid parçaların sentezinde kullanılan kapalı çevrim denkleminin esnek parçalara uyarlanmış ve daha sonra optimizasyon şemasındaki elastik denge denkleminiyle birleştirilerek çözülmüştür [10].

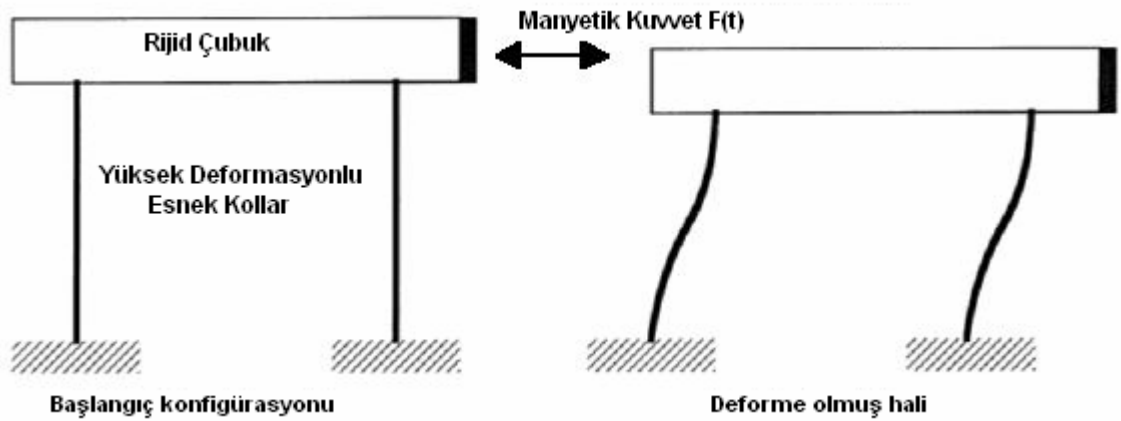
Yuve ve diğ., rijid gövde modeli gibi davranan esnek mekanizmaların dinamik modellenmesi üzerine çalışmalar yapmışlardır. Dinamik denge ilkesine dayanarak, rigid gövde gibi davranan model kullanılarak esnek mekanizmalar için yeni bir model geliştirmişlerdir. Genel, düzlemsel esnek mekanizma dinamik denklemleri türetilmiştir. Esnek mekanizmanın doğal frekansını elde etmişlerdir [11].

Jensen ve Howell, dönel eklemler ve dört kolu kullanılarak modellenen esnek mekanizmaların iki kararlı görünüşleri üzerine çalışmalar yapmışlardır. İki kararlı duruma sahip mekanizmalı makineler, herhangi bir güç gereksini olmadan iki ayrı konumda sabit durabilmektedirler. Valflerde, kavramalarda ve anahtarlarda uygulama alanına sahiptirler. Mekanik olarak iki kararlı duruma sahip olma, enerjinin depolanması ve serbest bırakılmasının, yaylarda olduğu gibi, bir sonucudur. Kararlı durum, depolanan enerjinin yerel minimasında oluşur. Esnek mekanizmalar bu davranışı başarabilmek için harika bir yol sunmaktadırlar. Aynı esnek elemanda, hareket ve enerji depolanması birleştirildiğinde iki kararlı durum gerçekleşir. Birçok mikro-elektro mekanik (MEMs) sistemlerin iki kararlı davranışının avantajlarından dolayı bu tip sistemlere olan ilgi son zamanlarda artmıştır. İki kararlı duruma sahip esnek veya rijid gövde gibi davranan mekanizmaların genellikle hem enerji depolanması hem de hareket gereksinimi eş zamanlı olarak düşünülmelidir. Jensen ve Howell, teori geliştirerek işlemi basitleştirip iki kararlı davranışı elde etmişlerdir [12].

2. ESNEK PARALEL KOL MEKANİZMASI

2.1 Giriş

Bu çalışmada esnek paralel bir kol mekanizmasının tasarımı kinematik ve dinamik olarak araştırılmıştır. Mekanizmada iki esnek paralel kol ve rijid bir çubuk bulunmaktadır. Şekil 2.1’de dinamik ve kinematik çözümü yapılan esnek paralel kol mekanizması görülmektedir. Mekanizma zamanla değişen manyetik bir kuvvet girişi altında hareket etmektedir.



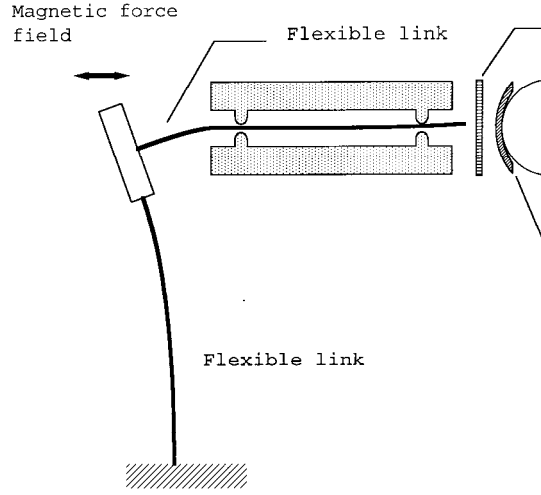
Şekil 2.1. Manyetik kuvvet etkisi ile sürülen esnek paralel kol mekanizması

Esnek kollu bir mekanizmaya bir kuvvet uygulandığı zaman mekanizmanın geometrisine ve parçaların kalınlığına bağlı olarak (esnekliğe bağlı olarak) bazı kısımlarda daha fazla deformasyon meydana gelir. Büyük deformasyonlar içeren sistemlerin çözülmesi için (incelenmesi için), bu sistemler geometrik nonlinerliğe sahip olduklarından alışlagelmiş liner metod sentezlerini kullanmak uygun olmaz [5]. Esnek mekanizmaların sentezi yüksek deformasyonlu kiriş analizi, kinematik hareket ve elastik enerji depolanması gibi etkenlerin göz önüne alınmasını gerektirdiğinden dolayı rijid mekanizmalara göre daha zordur [6]. Buna rağmen, eğer esnek mekanizma eşlenik rijid gövde modeli ile modellenebilirse çözümü nispeten kolaylaştırılmış olur [5]. Esnek mekanizmalar, genel olarak basit fonksiyon ve

hareketin gerekli olduğu sistemlerde kullanılırlar. Esnek mekanizmaların çözümünün zorluğundan dolayı, yenilikçi mekanizmaların tasarlanmasında deneme ve yanılma metodu kullanılabilir [6]. Deneme ve yanılma metodu fazla zaman ve malzeme ihtiyacına neden olmaktadır [16]. Daha önce de belirtildiği gibi esnek mekanizmaların modellenmesi, rigid mekanizma eşleniğinin bulunması ile daha kolay olmaktadır.

Temel olarak, esnek mekanizma yapısının incelenebilmesi için eşlenik bir rijid gövde modeli gibi oluşturulur. Modelde kollar rijid gibi kabul edilir ve denk burulma yayları bu modele eklenir. Analiz denklemleri esnek mekanizma sentezinin tamamlanması için eşlenik burulma yaylarını içerir. Bu tip sentezlerde rijid gövde mekanizmalarında kullanılan denklemler aynı zamanda psödo gövde modelinde de kullanılmaktadır [6]. Gerilme ve yük ihtiyacına bağlı olarak esnek üyelerin yapısal niteliği (kirişlerin kesit boyutları ve uzunlukları vb.) mekanizmanın tasarımından sonra yeniden seçilebilmektedir. Yüksek deformasyondan kaynaklanan nonlinerlikler birçok methodla çözülebilir. Bunlara örnek olarak, geometrik nonlinerliği kapsayan sonlu elemanlar metodunu ve zincir (chain calculation) metodunu sayabiliriz. Geleneksel bir metod olan ve liner olmayan diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan eliptik integraller, bu konuda (kirişlerin çok esnemesi) ilk olarak Euler tarafından kullanılmış ve Elastika teorisi diye adlandırılmıştır [14]. Bu method kapalı bir çözüm formudur yani kuvvet ile esneme arasındaki fonksiyonel bağıntı matematiksel olarak ifade edilmesine rağmen açık olarak bulunamaz ve denklem sistemin numerik olarak çözülmesine ihtiyaç gösterir . Howell ve diğ., bu metodun kullanımının avantaj ve dezavantajlarını ilgili yayında belirtmektedirler [2]. Elastika teorisinin avantajı matematiksel kesin kapalı form bir çözümünün elde edilebilmesi ve dezavantajıda metodun sadece basit geometriler için uygulanabilir olmasıdır. Matematiksel çözümünün sadece basit geometri ve yükler için uygulanabilmesi bu metod ile incelenebilecek mekanizmaların kapsamını kısıtlı tutar, bu da metodun diğeri bir dezavantajıdır.

Bir yazıcı mekanizması için mil aktüvatörü Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Bu yazıcı aygıtında, manyetik bir kuvvet tarafından ivmelendirilen esnek uzuv bir çekiç kafasına bağlanmıştır. Çekiç kafasının kinetik enerjisi, mürekkebin yazıcı şeridinden kağıda itilmesiyle emilir [17].



Şekil 2.2. Manyetik sürülen bir yazıcı kafası.

Bükülgen mekanizma dinamikleri 90'lı yılların başından itibaren literatürde görülmeye başlamıştır. Snyder ve Wilson uç noktaya yük uygulanmış benzer tek parçalı esnek robot kolun dinamiklerini çalışmışlardır. Rampa basınç kuvveti yüklemesini belirterek bir dizi sistem parametreleri için lineer olmayan hareket denklemlerini türetmiş ve simüle etmişlerdir [18]. Nahvi yalnız esnek elemanları içeren bükülgen mekanizmanın statik ve dinamiğini geometrik olarak nonlineer olan Fem metodunu kullanarak çalışmalar yapmıştır [19]. Lyon ve diğ., psödo rijid gövde modelini, esnek mekanizmanın birinci modal frekanslarının tahmin edilmesi ve deneysel metodlarla karşılaştırılması amacıyla kullanmışlardır [16]. Howell, psödo-rijid gövde modeli ve esnek elemanların parametre toplamı gösterimini kullanarak sabit sıkıştırma kuvvetli bükülgen mekanizmanın analitik denklemlerini türetmiştir [1].

Mekanizmanın incelenmesinde sırasıyla aşağıdaki işlemler uygulanmıştır:

1. Mekanizmanın kinematik sentezi lineer olmayan ve matematiksel kesin çözüm içeren Elastika teorisi kullanılarak incelenmiştir.
2. Esnek çubukların yük-deformasyon karakteristiği; lineer olmayan, nötür eksenli uzamayan, matematiksel kesin kiriş denklemi kullanılarak elde edilen normalize yük-esneme eğrilerine yüksek dereceden polinom giydirilmesiyle elde edilmiştir. Polinom yük deformasyon eğrileri aynı zamanda lineerleştirilmiş parçalı sistem sertliğini hesaplamda kullanılırlar.

3. Mekanizmanın dinamik cevabı zamanla değişen manyetik kuvvet girişi altında elde edilmiştir.
4. Hareketin lineer olmayan denklemleri Runge-Kutta metodları kullanılarak nümerik olarak çözülmüştür.
5. Simülasyon sonuçları rijid kolun atalet momenti ve sönüm kuvvetlerinin ilave edilmesi ile bulunmuştur.

Bu mekanizmanın yapımı oldukça basittir çünkü mekanizmada sadece iki esnek kol ve bir rijid çubuk bulunmaktadır. Aynı zamanda alet tamamen esnek mekanizmadır. Bekleme hareketini gerçekleştirme bu mekanizmanın yörünge kontrolünde kullanılabilecek birçok işlevden sadece bir tanesidir.

2.2 Nonlinear Yapılar

Deforme olabilen gövde ya da yapıya etki eden yükle, sonuçta ortaya çıkan deformasyon arasındaki bağıntının nonlinear olması dört sebeple açıklanabilir:

1. Yapının iki parçası arasındaki etkileşimin deformasyona bağlı olabilmesi,
2. Malzemenin elemanlarının mücade ettiği gerilmenin fazla olabilmesi,
3. Malzemenin gerilme-gerinme ilişkisinin nonlinear olabilmesi,
4. Malzemenin ilk durumuyla kıyas edildiğinde küçümsenemeyecek kadar çok deformasyona uğrayabilmesidir [13]

2.2.1. Nonlinearite Çeşitleri

Yapısal mekanizmalarda nonlinearite birçok yolla ortaya çıkabilir. Genelleştirilmiş Hooke kuralı malzeme gerilme-gerinme davranışı nonlinearse geçerli olmaz. Bu tip nonlinearlikler malzeme ya da fiziksel nonlinearliklerdir. Birçok durumda ise nonlinearlik elastik gövdenin deformasyonuna bağlıdır. Büyük deformasyon içeren problemler geometrik nonlinear problemler olarak adlandırılırlar. Elastik malzemedeki deformasyon miktarı aşırı gerinmeye sebep olmayabilir ya da yüksek deformasyonda gerilme oluşturabilir. Bundan dolayı eğrilik deformasyon nonlinearliği, deformasyon miktarına bağlı olarak değişir. Bu durum deformasyona bağlı olduğundan geometrik nonlinearlik olarak adlandırılır. Geometrik ve fiziksel nonlinearliklerin birarada bulunması da muhtemeldir. Bir sistemde nonlinearlik;

nonlinear sınır koşulları, nonlinear yay veya kısmi kayma elemanı mevcut olduğunda artabilir. Bilindiği gibi nonlinearlikler tarafından yönetilen gövdenin statik ve dinamik çıkışları analitik araştırmaları karmaşık hale getirir. Bunun nedeni de lineer sistemlere uygulanabilen süper pozisyon ilkesinin lineer olmayan sistemlere uygulanamayışındır [13]

2.2.2.Geometrik Nonlinearlik

Kirişlerde, levhalarda, ve iskelet gibi deforme olabilen gövdelerin lineer olmayan davranışlarına değinildiğinde, bir taraftan fazla gerinme ve makaslama gerilmesi arasında ilişki olması diğer taraftan bunların nonlinear olması lineer olmayan gerinme-yerdeğişimi ilişkisini meydana getirir. Literatürde neredeyse tamamen bu tip nonlineariteyle ilgilenilir. Lineer olmayan gerinme-yerdeğişimi ilişkileri neticesinde diferansiyel denklemler nonlinear olarak ortaya çıkarlar. Eğrilme ve yerdeğiştiren elemanlar arasındaki ilişkinin lineer kabul edilmesinden dolayı bu durum doğrudur. Diğer bir yönden bakmak gerekirse deforme olabilen elastik gövdenin toplam gerinme enerjisi düşünülür. Bu enerji uzama veya gerilme enerjisi ve bükülme enerjisi şeklinde olur. Uzama (**extensional**) enerjisi, normal yerdeğişimi elemanlarının ikinci derecedeli denklemlerinden yüksek dereceli nonlinear terimlere sahiptir. Halbuki bükülme enerjisi, yerdeğişimi elemanlarındaki gibi kuadratik kalır. Hareket denklemleri bu enerji denklemleri kullanılarak oluşturulmaya başlandığında nonlinear diferansiyel denklem olarak karşımıza çıkarlar [13].

2.2.3.Malzeme Nonlinearlığı

Yeni malzemelerle tanışılması ve uygulama alanlarının termik ve mekanik çevrelerden yüksek deformasyona sahip yapısal elemanlara kadar kullanılması, nonlinear analiz tekniklerine karşı ilgi oluşturmuştur. Bu teknikler yüksek hızlı bilgisayarın da kullanılmasıyla malzemedan kaynaklanan nonlinearlığın çözümünün gerçekleşmesini sağlamıştır. Deformasyon küçük olduğu zaman, problemler sadece malzemedan kaynaklanan nonlinearlığı içerir. Deformasyon büyük olduğu zaman ise malzeme nonlinearlığının yanısıra biçim değişikliği ve düzlemsel gerilmeler de probleme dahil edilir.

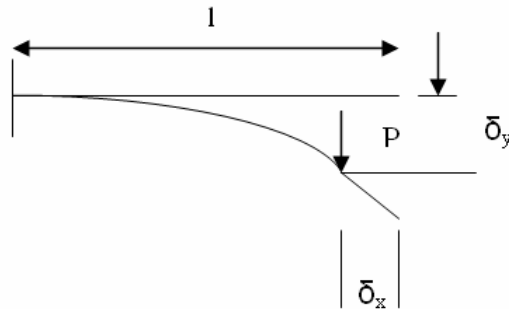
Malzeme nonlinearlığı ile ilgili problemler genellikle sonlu elemanlar metodu kullanılarak çözülür. Yapısal mekanizmaların elasto-plastik problemlerinin sonlu elemanlar metodu kullanılarak çözülmesi yaklaşımı bilinen bir yöntemdir [13].

2.3 Dik Kuvvet Altında Yüksek Eğilmeye Maruz Kalan Tek Taraflı Mesnetli Kirişin Yüksek Deformasyon Analizi

Çok esneme analizlerinin klasik formülasyonu ilk olarak Jacob Bernoulli tarafından başlatılmıştır. Bernoulli, herhangi bir noktadaki kiriş eğiminin o noktadaki eğilme momentiyle orantılı olduğunu kanıtlamıştır. Euler, elastik problemlerin değişik çözümlerini elde etmiştir. Esneme çok olduğu zaman kiriş eğimi daha fazla tahmin edilemez. Geçerli olan diferansiyel denklemler nonlinear fonksiyonlar cinsinden ifade edilir. Bu fonksiyonlar esnek, düz çubuklar tipindedir ve genellikle eliptik integral ve fonksiyon içeren kesin ilişkiye temel olurlar [14].

Yüksek deformasyonlu kiriş problemlerinde deneme ve yanılma prosedürü nonlinear denklemlerin çözümünde sıklıkla kullanılır. En küçük kareler metodu, ve Newton metodu birçok nonlinear statik problemlerin çözümünde kullanılır. Kirişlerin yüksek genlikte titreştiği durumlarda uygun çözümü bulabilmek için üç farklı yaklaşım kullanılır. Bunlar varsayılan-uzay yolu, varsayılan-zaman yolu ve Ritz-Galerkin metodudur. Yüksek genlikte titreşim içeren tipik denklemlerin çözümünde harmonik denge metodu, Van der Pol metodu, integral denklem metodu ve ortalama metodu kullanılabilir. Artan metodları, matematiksel programlama metodları, sonlu fark, ve sonlu elemanlar metodu nonlinear statik ve dinamik problemlerin çözümünde uygulama alanı bulurlar. Değişik tip nonlinearlikler de dahil olmak üzere sonlu elemanlar metodu geniş ölçüde kullanım alanına sahiptir.

Tek taraflı mesnetli kirişin yüksek eğilmesi Frish-Fay ve Sathyamoorthy tarafından açık ve kesin bir biçimde belirtilmiştir [13,15]. Aşağıda kısaca özetlenirse; Şekil 2.3'de görülen kantilever kirişte uç noktasına etki eden P kuvvetinin etkisiyle, esnek çubukta büyük eğilme oluştuğunu varsayalım:



Şekil 2.3. Düşey P kuvveti etkisi altındaki kantilever kirişi

Moment ve eğrilik değişimi arasındaki Bernoulli-Euler bağıntısı, aşağıdaki gibi yazılabilir :

$$-EI\phi_{,s} = -P(l - x - \delta_x) \quad (2.1)$$

Bu denklemin (2.1) bir kere türevi alındığında ve

$$\frac{dx}{ds} = \cos \phi \quad (2.2)$$

ve

$$\frac{dy}{ds} = \sin \phi \quad (2.3)$$

ilişkileri kullanıldığında, aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$-EI_{,ss} = -(P/EI) \cos \phi = -\alpha^2 \cos \phi \quad (2.4)$$

Bu denklemin (2.4) her iki tarafı da $\phi_{,s}$ ile çarpılıp, sınır koşullar $s=L$ 'de $\phi = \phi_1$ ve $s=0$ 'da $\phi_{,s} = 0$ uygulanarak integral alındığında

$$\phi_{,s} = \sqrt{2\alpha}(\sin(\phi_1) - \sin \phi)^{1/2} \quad (2.5)$$

denklemini elde edilir. ϕ_1 değeri (2.5) denkleminde direkt olarak elde edilemez. Çubuğun uzatılamaz olmasından dolayı (2.5) denkleminde faydalanılarak aşağıdaki bağıntı elde edilir;

$$\sqrt{2l}\alpha = \int (\sin(\phi_1) - \sin \phi)^{-1/2} d\phi \quad (2.6)$$

Yeni bir θ değişkeni tanımlanıp,

$$(1 + \sin \phi) = (1 + \sin \phi_1) \sin^2 \theta = 2k^2 \sin^2 \theta \quad (2.7)$$

denklem (2.6) tekrar yazıldığında, aşağıdaki denklem elde edilir;

$$l\alpha = \int (1 - k^2 \sin^2 \theta)^{-1/2} d\theta \quad (2.8)$$

Bu denklem (2.8), eliptik integraller kullanılarak:

$$l\alpha = F(k) - F(k, \theta_1) \quad (2.9)$$

şeklinde de yazılabilir. Bu denklemde

$$\sin \theta_1 = 1/1.414k \quad (2.10)$$

ve $F(k)$ ve $F(k, \theta_1)$ birinci tür tam ve eksik eliptik integrallerdir.

P kuvveti etkisiyle eğilen tek tarafı mesnetli çubuğun dikey esneme miktarı δ_y 'yi bulabilmek için

$$(w_{,\phi})(\phi_{,s}) = w_{,s} = \sin \phi \quad (2.11)$$

yazılabilir. $\phi_{,s} = 1.414\alpha(\sin \phi_1 - \sin \phi)^{1/2}$ olduğundan (2.11)'in integrali alındığında δ_y için :

$$\delta_y = \int dw = (1/\sqrt{2}\alpha) \int \frac{\sin \phi d\phi}{\sqrt{(\sin \phi_1 - \sin \phi)}} \quad (2.12)$$

ifadesi bulunur. θ değişkeni ile ilgili daha önce yapılan dönüşüm kullanılarak (2.12) denklemi tekrar yazıldığında, (2.13-a) ve (2.13-b) denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir:

$$(\delta_y / l) = (1/l\alpha) \int \frac{2k^2 \sin^2 \theta - 1}{(1 - k^2 \sin^2 \theta)^{1/2}} d\theta \quad (2.13-a)$$

veya

$$(\delta_y / l) = (1/l\alpha) [F(k) - F(k, \theta_1) - 2E(k) + 2E(k, \theta_1)] \quad (2.13-b)$$

Denklem (2.13-b)'deki F birinci tür eliptik integral, E de ikinci tür eliptik integraldir. P kuvveti etkisiyle eğilen tek tarafı mesnetli çubuğun yatay bileşenini bulmak için ,

$$\phi_{,s} = 1.414\alpha(\sin \phi_1 - \sin \phi)^{1/2} \quad (2.14)$$

ve

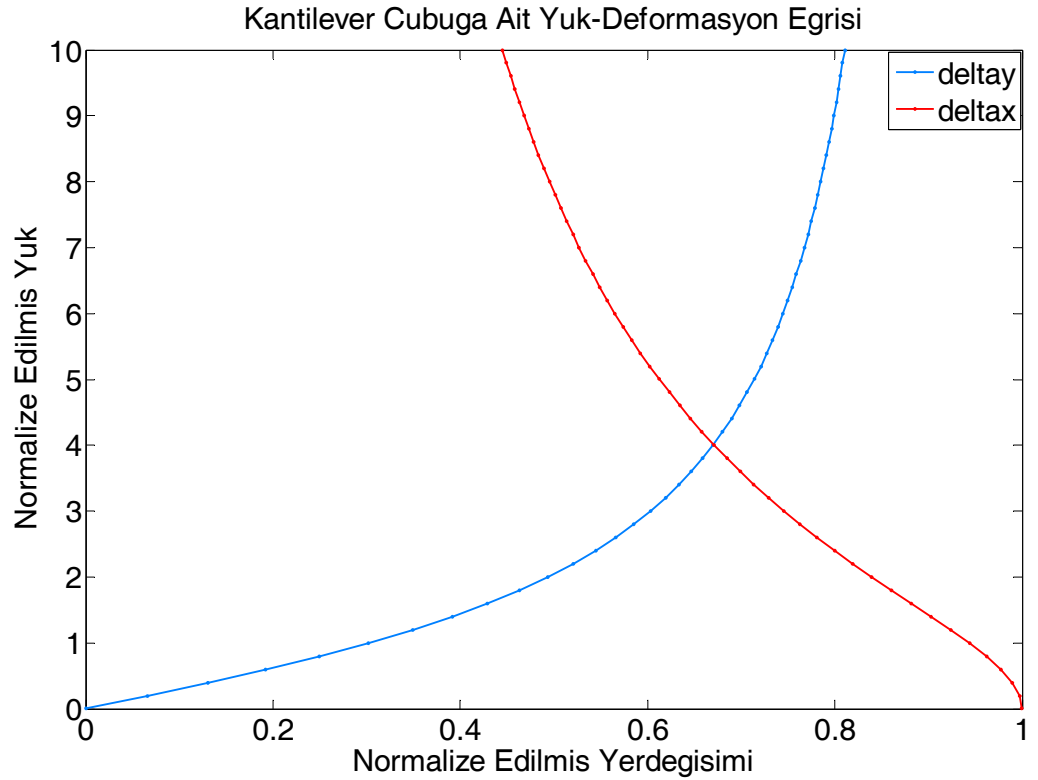
$$EI\phi_{,s} = P(l - x - \delta_x) \quad (2.15)$$

ifadeleri göz önüne alınır. $x = \phi = 0$, denklem (2.14)'de yerine konulduğunda,

$$(1 - \delta_x)/l = (1.414/\alpha l)(\sin \phi_1)^{1/2} \quad (2.16)$$

elde edilir.

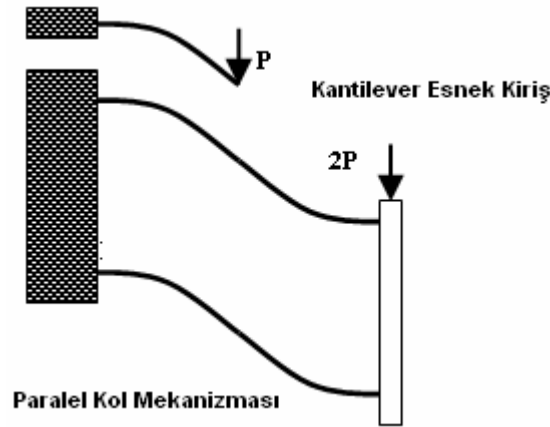
Bu sistem nonlinear denklem sistemi kantilever kirişin düşey ve yatay esneme miktarları ve yük arasındaki bağıntıyı bulmak için nümerik olarak çözüldüğünde, Newton-Raphson metodunu kullanarak simule edildiğinde; Şekil 2.4'de gösterilen normalize edilmiş yük-esneme eğrileri bulunmuştur.



Şekil 2.4. Kantilever kirişin normalize edilmiş yük esneme eğrileri (Çok esneme teorisi).

Esnek bir kirişin, serbest uç noktasına göre simetrik kirişinin kendisi ile birleşmesinden oluşan yeni kirişin ucunun dönmeden esnetilmesi halinde (Şekil 2.5); yük esneme karakteristiği orijinal kirişle aynıdır. Çünkü serbest uç (kuvvetin uygulandığı) moment taşımadığından sıfır eğrilığe sahiptir (eğrilik moment ile doğru orantılıdır) dolayısıyla uç noktasına göre simetriği ile birlikte alınan kiriş aynı yük

esneme eğrisine sahiptir. Bu tip bir kiriş, uç noktasının dönmeden ötelendiği paralel kollu mekanizmalarda kollardan birisini oluşturur.



Şekil 2.5. Kantilever kiriş ve paralel kollu mekanizma.

2.4 Esnek Çubukların Yük-Deformasyon Karakteristiğinin Elde Edilmesi

Şekil 2.3’de görülen lineer olmayan yayın matematiksel bir fonksiyonla ifade edilebilmesi için, daha önce bulunan δ_y/l -yük grafiğine yüksek katsayılı bir polinom giydirilmesi uygun görülmüştür. Bu işlem hatanın belli bir sınırın altında tutulması sonucunda 8. dereceden bir polinom ile sonuçlanmıştır (İstatiksel korelasyon katsayısı $\rho > 0.99999$).

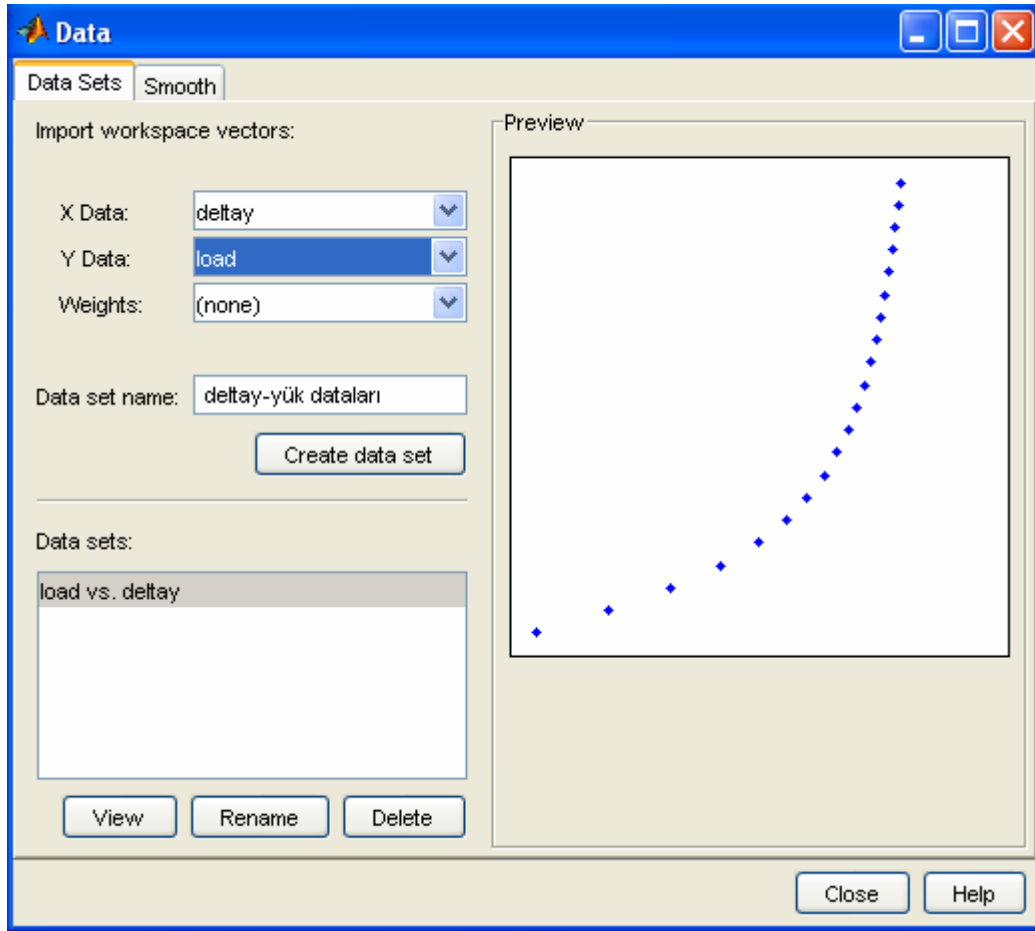
Polinom katsayılarının elde edilebilmesi için Matlab ‘cfit’ guisi kullanılmıştır. İlk olarak model dosyası çalıştırılarak elde edilen ‘deltay-yük’ dataları cftool guisine yüklenmiştir (Şekil 2.6). Daha sonra ise yüklenen datalara polinom uydurularak katsayılar elde edilmeye çalışılmıştır (Şekil 2.7)

Elde edilen polinomun katsayıları:

$$P(x) = 5075x^8 - 15010x^7 + 18290x^6 - 11720x^5 + 4206x^4 - 825.7x^3 + 80.74x^2 + 0.1141x \quad (2.17)$$

’ dir. Bulunan bu değerler kütle-yay sisteminde yay katsayısı olarak girilmiştir.

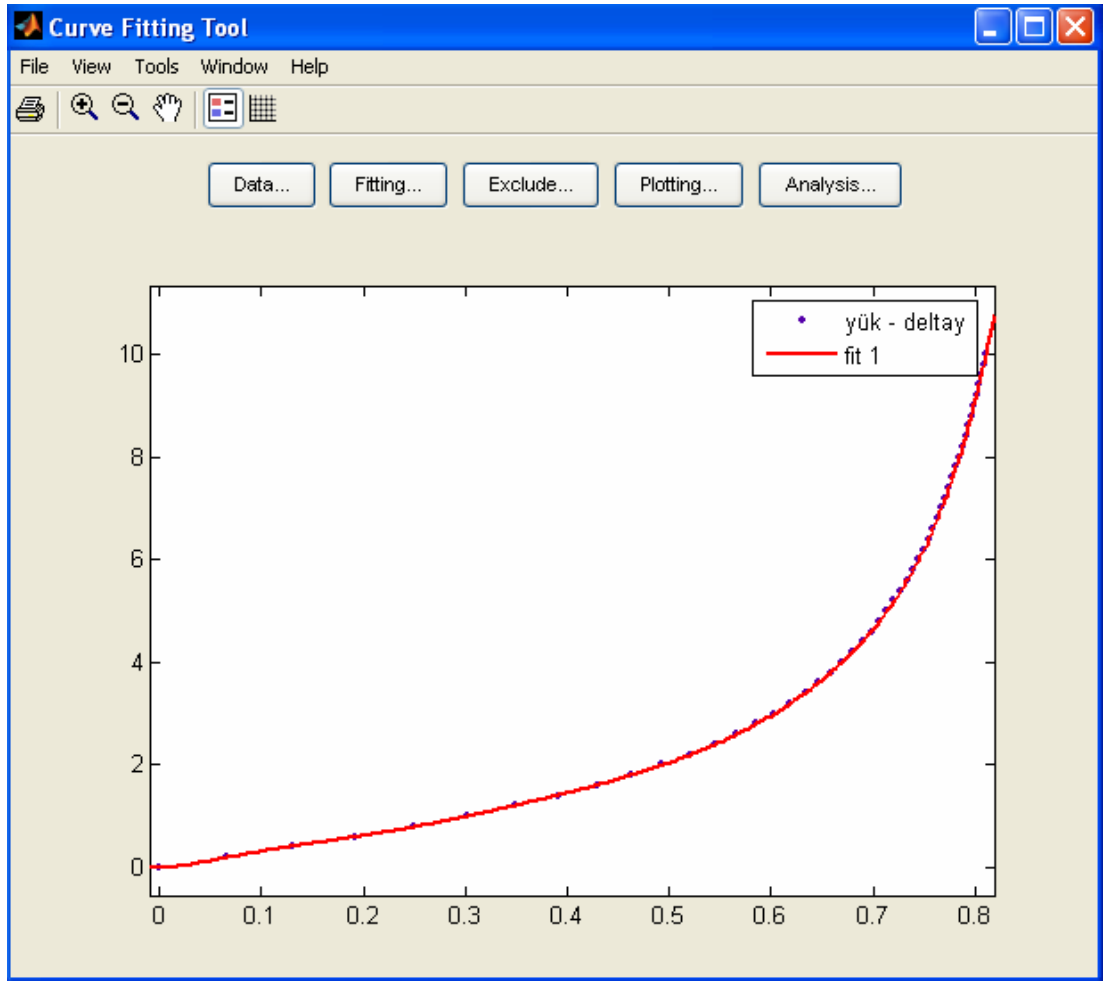
Paralel kollu mekanizmanın esnek kollarının boyutlarına karar verildikten sonra, yük-esneme ilişkilerinin bulunması için aşağıdaki bağıntılar kullanılır (esnek kolların denormalize edilmiş katsayılarının bulunması için);



Şekil 2.6. Dataların Matlab cftool guisine yüklenmesi

$$\begin{aligned}
 \frac{Pl^2}{EI} &= p = \alpha^2 \\
 p &= p(x) \\
 p &= \frac{Pl^2}{EI} = a_1x^8 + a_2x^7 + \dots + a_8x + a_9 \\
 x &= \frac{X}{L} \\
 P &= \frac{EI}{L^2} * \left(a_1 \left(\frac{X}{L} \right)^8 + a_2 \left(\frac{X}{L} \right)^7 + \dots + a_8 \left(\frac{X}{L} \right) + a_9 \right)
 \end{aligned} \tag{2.18}$$

Elde edilen polinom – yük deformasyon karakteristiği lineer olmayan yayı temsil etmektedir. Daha sonra Bölüm 3’de sistemin yörünge kontrolünde lineer olmayan yayın farklı çalışma noktaları etrafında lineerleştirilmelerinde kullanılacaktır.

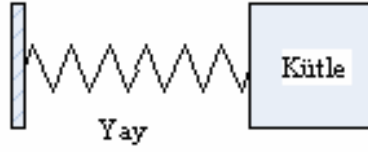


Şekil 2.7. Matlab cftoolda elde edilen polinom grafiği

Elde edilen polinom – yük deformasyon karakteristiği lineer olmayan yayı temsil etmektedir. Daha sonra Bölüm 3’de sistemin yörünge kontrolünde lineer olmayan yayın farklı çalışma noktaları etrafında lineerleştirilmelerinde kullanılacaktır.

2.5 Mekanizmanın Dinamik Sentezi

Paralel kollu esnek mekanizmanın dinamik hareket denklemleri bir serbestlik dereceli (1_SBD) klasik kütle-yay-sönüm elemanları (Şekil 2.8) yardımı ile modellenenabilir. Sistemdeki esneklik, lineer olmayan eşlenik yay yardımı ile modellenmiştir.



Şekil 2.8. Kütle-yay-sönüm sistemi

Sönüm kuvveti

$$F_s = -c\dot{x} \quad (2.19)$$

'dir. Kütle sönüm yay sisteminin denklemi Newton'un hareket denkleminde faydalanarak şöyle yazılabilir:

Kütle-yay sisteminin hareket denklemi aşağıdaki gibidir:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(1 + ax^2 + bx^3 + \dots) = F(t) \quad (2.20)$$

Yukarıdaki karakteristik denklemin sönme oranı (2.21), doğal frekansı (2.22), sönüm faktörü (2.23) aşağıdaki gibidir:

$$\delta = \frac{c}{2m} \quad (2.21)$$

$$w_n^2 = \frac{k}{m} \quad (2.22)$$

$$\xi = \frac{c}{c_{kr}} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.23)$$

Karakteristik denklemin (2.20) kökleri denklem (2.21), (2.22) ve denklem (2.23) yardımıyla aşağıdaki gibi bulunur;

$$\begin{aligned} mx^2 + cx + k &= 0 \\ x^2 + \frac{c}{m}x + \frac{k}{m} &= 0 \\ x^2 + 2\delta x + w_n^2 &= 0 \\ x_{1,2} &= -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - w_n^2} \end{aligned} \quad (2.24)$$

Kütle-sönüm-yay elemanından oluşan sistemin çözümü:

$$x(t) = c_1 e^{x_1 t} + c_2 e^{x_2 t} \quad (2.25)$$

' dir. Sistemin elemanlarının özelliklerine göre sistem aşırı sönümlü, kritik sönümlü veya zayıf sönümlü olarak adlandırılır.

1. $\delta^2 - w_n^2 > 0$ ise sistemde Aşırı Sönüm hali mevcuttur.
2. $\delta^2 - w_n^2 = 0$ ise Kritik Sönüm hali mevcuttur.
3. $\delta^2 - w_n^2 < 0$ ise Zayıf Sönüm hali mevcuttur (kritik altı sönüm).

Kütle-yay-sönüm sistemi hakkında kısaca bilgi verdikten sonra esnek paralel kol mekanizmasına geri dönülürse:

Örnek mekanizmanın boyutları için sayısal değerler Tablo 2.1'deki gibi seçilmiştir:

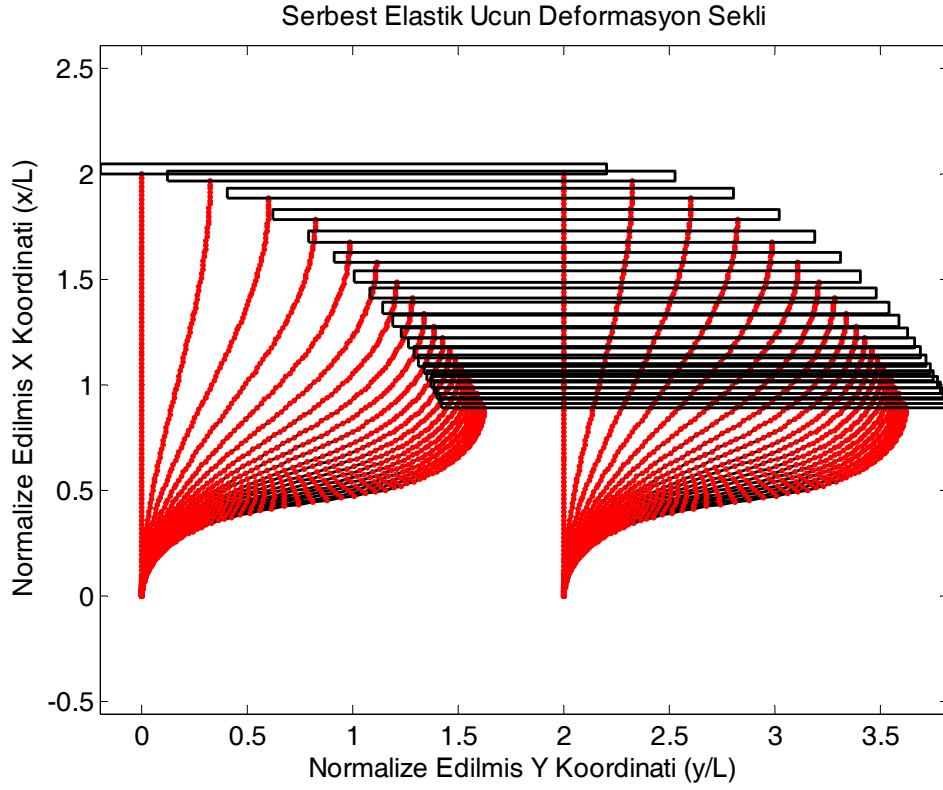
Tablo 2.1 Esnek paralel kol mekanizmasına ait boyular

Mekanizma Kısım	Ölçü veya Uzunluklar
Esnek Çubuk Uzunluğu	10.cm (L= 5cm)
Rijid Çubuk Kütlesi	9.8.gram
Çubuk Kesit Alanı	1cm*0.1mm
$I=bh^3/12$	$0.0833*10^{-14} m^4$
Sönüm Katsayısı	$c=0.1 N*s/m$
E (Elasticity Modulus)	$2.07*10^{11} N/m^2$ Spring Steel

Esnek çubuğun kesit alanı genellikle tercih edilen çelik yay olarak seçilmiştir. Lineer olmayan yay katsayısı Tablo 2.1'deki verileri kullanarak yukarıdaki denklemler (13) yardımı ile hesaplanmıştır.

2.6 Hareket Denklemlerinin Çözümü

Lineer olmayan Elastika teorisi kullanılarak kinematik çözümü yapılan sistemin kollarının, nasıl çok esnediği ve rijid kolun yere paralel olarak nasıl hareket ettiği, mekanizmanın genel olarak nasıl davrandığını gösteren simülasyon sonuçları şekil 2.9'da verilmiştir. Mekanizmanın belirli bir yük altında zamanla nasıl esnediği görülmektedir.



Şekil 2.9. Paralel kol mekanizmasının yük altında cevabı.

Bir kantilever kirişin ucuna etki eden düşey kuvvet etkisi altında düşey olarak uç noktanın $0.25L$ kadarlık yerdeğişimini sağlayabilecek ağırlığın bulunabilmesi için; $0.25L$ 'lik yerdeğişimi için gerekli kuvvetin ne kadar olduğu δ_y -kuvvet grafiğinden (Şekil 2.4) okunur. Bu değer yaklaşık olarak 0.8 'dir. gerekli kütlenin ne olduğu aşağıdaki işlemler yapılarak bulunur.

$$\begin{aligned}
 \frac{Pl^2}{EI} &= \alpha^2 \Rightarrow P = \frac{\alpha^2 EI}{l^2} \\
 P &= \frac{0.8 * 207 * 10^9 * 0.0833 * 10^{-14}}{0.05^2} \\
 P &= 0.0552N \\
 P &= W = mg \Rightarrow m = P / g \\
 m &= 0.0056kg = 5.6gram
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

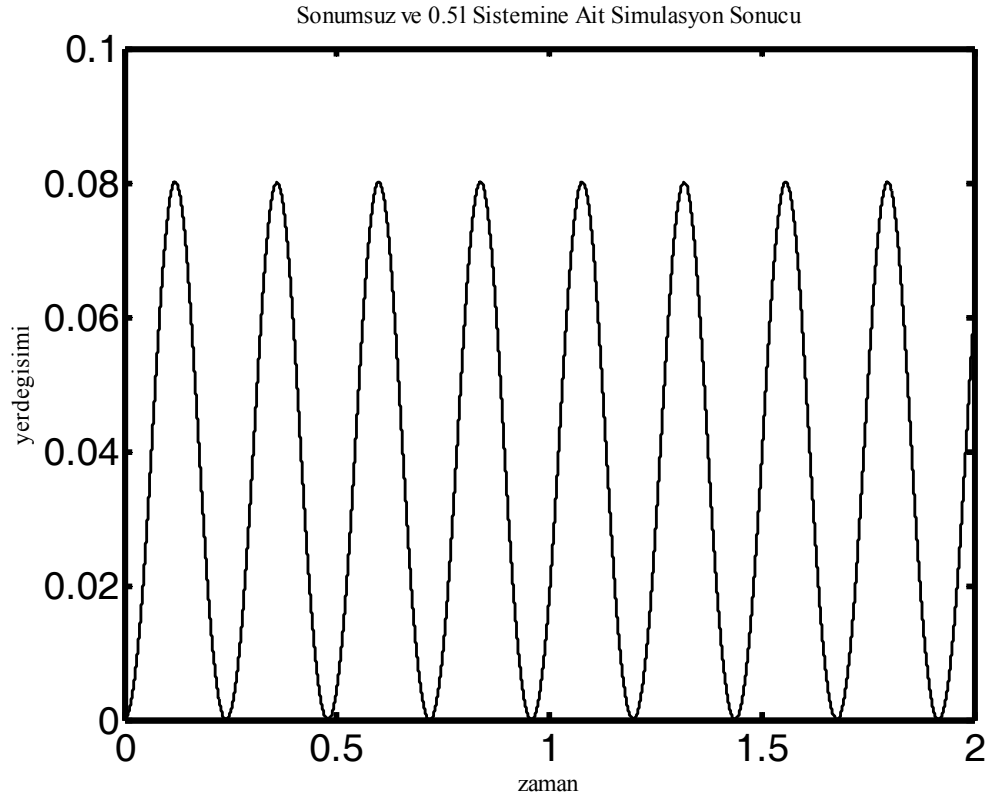
Aynı hesaplamalar $0.5L$ için yapıldığında;

$$\begin{aligned}
\frac{Pl^2}{EI} &= \alpha^2 \Rightarrow P = \frac{\alpha^2 EI}{l^2} \\
P &= \frac{1.4 * 207 * 10^9 * 0.0833 * 10^{-14}}{0.05^2} \\
P &= 0.0966N \\
P &= W = mg \Rightarrow m = P / g \\
m &= 0.00966kg = 9.6gram
\end{aligned} \tag{2.27}$$

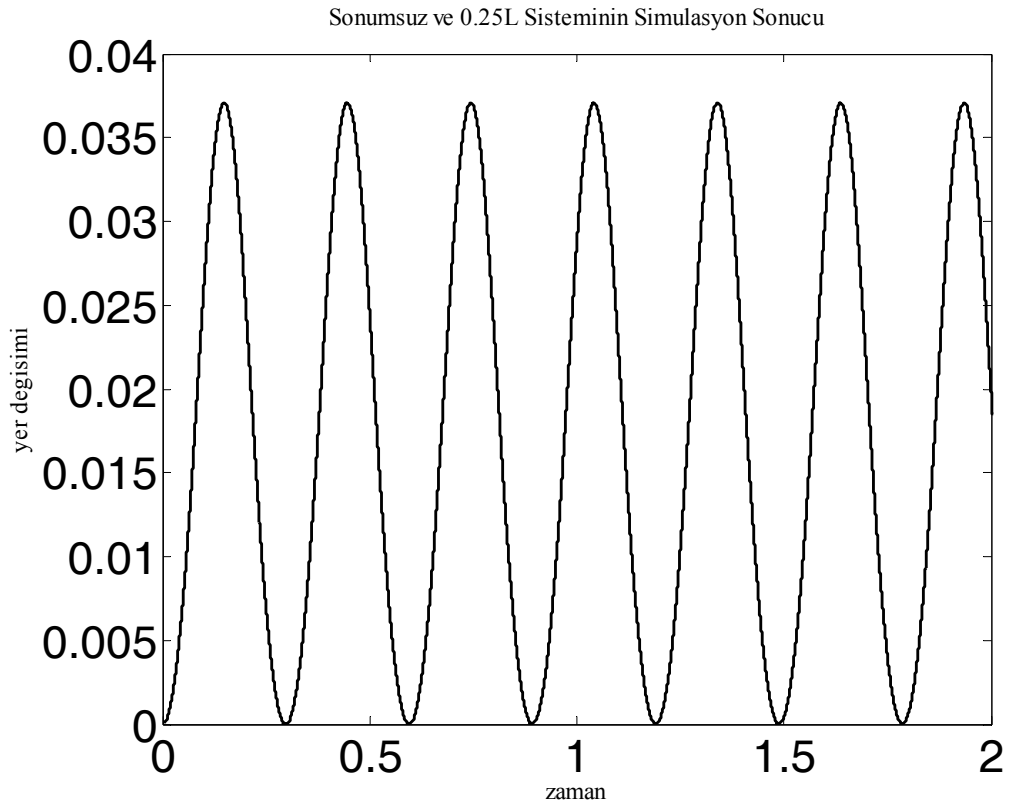
olarak hesap edilir. Bu değer mekanizmanın rijid kolunun kütlesi olarak alınacaktır (Tablo 2.1).

İkinci dereceden kütle-yay-sönüm sisteminde; dış kuvvetin hangi frekans sınırları içinde sistemi uyarması halinde modelin doğru cevap verdiğinin bulunması için şöyle bir yol izlenmiştir:

Basit (ordinary) lineer olmayan diferansiyel denklem ile ifade edilen hareket denklemleri Runge-Kutta metodu yardımıyla nümerik olarak çözülmüş, böylece sürücü kuvvetin uyarma frekansının yaklaşık üst sınırı bulunmuştur. Bunun için MATLAB Simulink paket programı kullanılmıştır. Simulinkte gerekli model oluşturularak her iki kütle içinde sistemin basamak kuvvetine olan sönümsüz cevabı elde edilmiştir. Şekil 2.10 ve Şekil 2.11’de kütle-yay sisteminin basamak kuvveti etkisi altında dinamik simülasyon sonuçları görülmektedir.



Şekil 2.10. 0.0966 Newton basamak kuvveti girdisi için sönümsüz sistemin simülasyon sonucu.



Şekil 2.11. 0.0552 Newton basamak kuvveti için sönümsüz sistemin simülasyon sonucu.

0.25L için kütle yay sistemin periyodu $T=0.3250$ saniye ve 0.5L için kütle yay sisteminin periyodu $T=0.3890$ saniye olarak grafiklerden okunmuştur. Böylece uygulanacak olan kuvvetin frekansı sınırları

$$\omega \leq \frac{2\pi}{T} \quad (2.28)$$

olacak şekilde belirlenir.

0.25L ve 0.5L için ayrı ayrı hesaplandığında elde edilen değerler:

$$\omega_{0.25} \leq \frac{2\pi}{0.3250} = 19.3328 \text{ rad/s} \quad (2.29)$$

$$\omega_{0.5} \leq \frac{2\pi}{0.3890} = 16.1521 \text{ rad/s} \quad (2.30)$$

Denklem (2.29) ve denklem (2.30)'a göre T yaklaşık olarak 0.38 saniye alınırsa $\omega \leq 16.521 \text{ rad/saniye}$ ve $m=9.8$ gram olması gerektiği görülür.. Yapılan simülasyonlarda ω 'nın değişiminin en fazla 15 rad/saniye olmasına dikkat edilmiştir. Bu seçim daha sonra Bölüm 3'de kontrol edilen sistemin simülasyon sonuçlarında sistemi uyaran kuvvetin frekansına bakılarak doğruluğu kontrol edilecektir.

Klasik kütle-yay-sönüm elemanının oluşan sisteme ait dinamik denklem aşağıdaki gibidir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(1 + ax^2 + bx^3 + \dots) = F(t) \quad (2.31)$$

bu denklemden faydalanarak esnek paralel kol mekanizması için elde edilen denklem, belirli çalışma noktaları etrafında lineer olmayan yayın lineerleştirilmesi ile elde edilecektir. Bunun için normalize haldeki Şekil (2.4), denormalize edilmiştir (Şekil 2.12) . 0.08 m'lik yerdeğişimi için nonlinear yay Şekil (2.12)'e bakılarak lineerleştirildiğinde sistemin dinamik denklemi aşağıdaki gibi elde edilir:

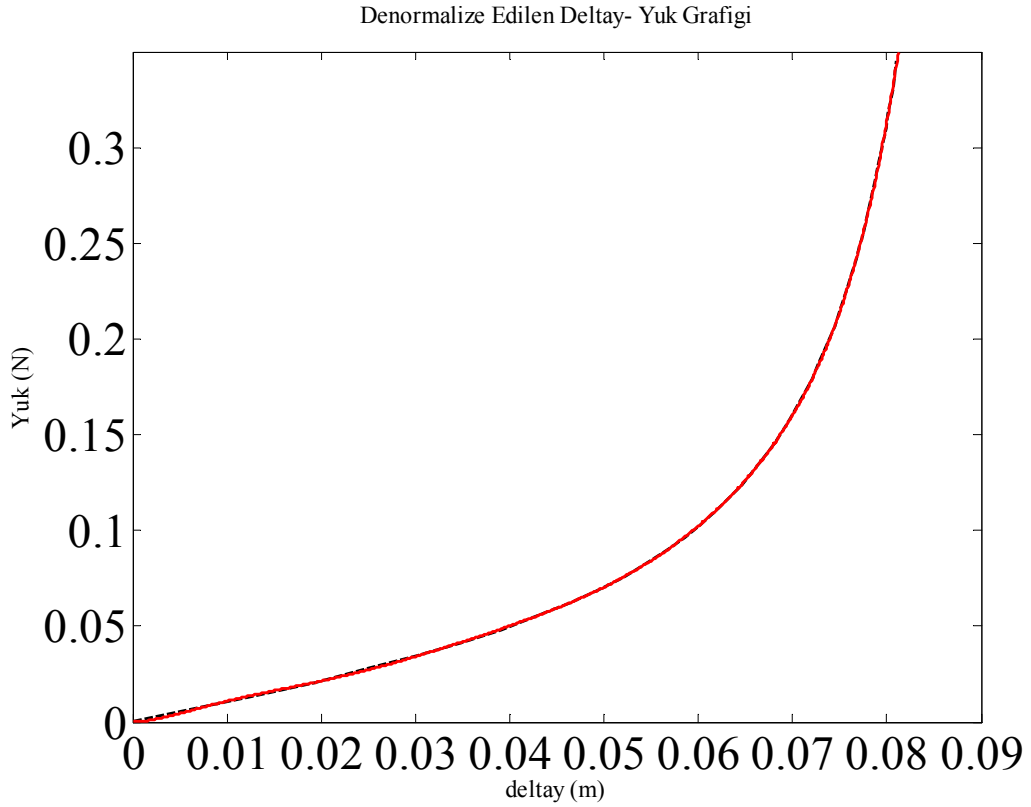
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + 4.2812x = F(t) \quad (2.32)$$

Bu denklemin (2.22) Laplace dönüşümü alındığında;

$$(Ms^2 + Cs + 4.2812)X(s) = F(s)$$

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{102.0408}{s^2 + 10.204s + 436.85} \quad (2.33)$$

elde edilir.



Şekil 2.12. Denormalize edilen deltay- yük grafiği

Burada $M=9.8$ gram ve $C=0.1$ (N*s/m) alınmıştır.

Aynı işlemler 0.03 metrelik ve 0.045 metrelik yerdeğişimleri için hesaplandığında elde edilen lineerleştirilmiş yay katsayıları:

$$k_{0.03} = \frac{0.0342}{0.03} = 1.14 \quad (2.34)$$

$$k_{0.045} = \frac{0.05955}{0.045} = 1.3233 \quad (2.35)$$

Bu değerler kullanılarak elde edilen esnek mekanizmaya ait sistem transfer fonksiyonları ise aşağıdaki gibidir:

$$G_{0.03} = \frac{102.0408}{s^2 + 10.204s + 116.32} \quad (2.36)$$

$$G_{0.045} = \frac{102.0408}{s^2 + 10.204s + 135.03} \quad (2.37)$$

Bu değerler Bölüm 3’de mekanizmanın yörünge kontrolünde kullanılacaktır.

3. PARALEL KOL MEKANİZMASININ KONTROLÜ

3.1 Giriş

Eğer paralel kol mekanizması istenilen zamanda istenilen yerde olacak şekilde kontrol edilebilirse makro mekanizma alanında indeksleme, bekleme mekanizması veya mikro alanda dinamik bir anahtar, pompa olarak kullanım alanı bulabilir. Sistemden ilk istenen davranış; rijid çubuğun istenilen zamanda istenilen konumda olmasıdır, bu araştırmada sadece bu incelenmiştir. Gelecekte rijid çubuğun istenilen konumda istenilen hızda olması problemi incelenebilir, bu kolun istenilen kinetik enerji ile bir yüzeye çarpan bir delgi mekanizması olarak kullanılmasına yarar.

İzin verilen herhangi ilk durum şartları ve herhangi gerçekleşebilecek dinamik bir davranış için, bir sistemin kontrolü, sistemin istenilen dinamik davranışa en yakın dinamik davranışı gerçekleştirmeye zorlanması ile olur. Takip ve izleme en temel kontrol amaçlarıdır. Esnek mekanizmaların ve kontrolcülerinin genellikle eğrisel olmaları eğrisel kontrol sistemleri için takip probleminin ne kadar önemli olduğunu gösterir [20].

Birçok konum kontrollü uygulamalarında yerel kontrolcü olarak PID kontrolcülerini uygun olur. Yüksek hızlı uygulamalarda sistemin yörünge takibi becerisine sahip olması gerekir [15].

Mekanizma her konumda değişiminde farklı yay katsayısına sahip olacağından, sisteme kazanç ayarlamalı (gain scheduling) kontrol uygulanabilir. Fakat burada öncelikle geri beslemeli doğrusallaştırma (feedback linearization) yöntemi kullanılmış ve yörünge kontrolü uygulanmıştır.

İkinci aşamada ise (0-3) cm arasındaki yerdeğişimine karşılık gelen modele yörünge kontrolü uygulanmıştır.

3.2 Durum Geri Beslemeli Doğrusallaştırma

3.2.1.Giriş-Çıkış Doğrusallaştırması

Tek girişli tek çıkışlı sistemlerde, lineer olmayan sistemler,

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f(x) + g(x)u \\ y &= h(x)\end{aligned}\tag{3.1}$$

şeklinde ifade edilirler. Burada $x \in \mathcal{R}^n$, f ve g ; $\mathcal{R}^n$ 'de tanımlı düzgün (smooth) vektörleri, h ; sonsuz kere türevi alınabilen bir eğrisel fonksiyonu temsil etmektedir. Düzgünlükle kastedilen sonsuz kere türevi alınabilen fonksiyondur. Zamana göre türevi alınan y , aşağıdaki gibi formüle edilir;

$$\begin{aligned}\dot{y} &= \frac{\partial h}{\partial x} f(x) + \frac{\partial h}{\partial x} g(x)u \\ &:= L_f h(x) + L_g h(x)u\end{aligned}\tag{3.2}$$

$L_f h(x): \mathcal{R}^n \rightarrow \mathcal{R}$ ve $L_g h(x): \mathcal{R}^n \rightarrow \mathcal{R}$ olmak üzere sırasıyla h 'nin f ve g 'ye göre Lie türevlerinin yerine kullanılmaktadır. Bundan dolayı $L_f h(x)$; f vektör alanı akışı boyunca h 'deki değişim hızını veren bir fonksiyondur. Aynı şey $L_g h(x)$ için de geçerlidir [21].

Eğer $|L_g h(x)| > \delta_1$, $\forall x \in U$ ise;

$$u = \frac{1}{L_g h(x)}(-L_f h(x) + v)\tag{3.3}$$

'dur. Yeni giriş v 'den çıkış y 'ye birinci dereceden doğrusal sistem tanımlanması ,

$$\dot{y} = v\tag{3.4}$$

gibidir. Böylece, durum geri besleme kuralı:

$$u = \alpha(x) + \beta(x)v\tag{3.5}$$

sistem giriş-çıkışının doğrusal olmasını sağlayan $\alpha(x)$ ve $\beta(x)$ gibi fonksiyonlar olduğu görülür. Eğer asıl sistem hem kontrol edilebilir hem de gözlemlenebilir

(minimal) ise kontrol kuralı (3.3) durum geribesleme boyunca sistemin (n-1) durumunun gözlemlenemez olmasını sağlar.

Eğer $L_g h(x) = 0$, $\forall x \in U$ ise (3.2)'nin tekrar türevi alındığında

$$\ddot{y} = \frac{\partial L_f h}{\partial x} f(x) + \frac{\partial L_f h}{\partial x} g(x)u := L_f^2 h(x) + L_g L_f h(x)u \quad (3.6)$$

elde edilir.

Eğer $L_g L_f h(x) > \delta_2$ ve $\forall x \in U$ ise

$$u = \frac{1}{L_g L_f h(x)} (-L_f^2 h(x) + v) \quad (3.7)$$

giriş v'den çıkış y'ye ikinci dereceden doğrusal sistem tanımlanması şöyledir:

$$\ddot{y} = v \quad (3.8)$$

Genelleştirmek gerekirse eğer γ , U'da tanımlı $L_g L_f^i h(x) \equiv 0$ olmasını sağlayan en küçük tamsayı olmak üzere $i=0, \dots, \gamma-2$ ve U üzerinde $L_g L_f^{\gamma-1} h(x)$ sıfırdan farklı olmak üzere kontrol kuralı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$u = \frac{1}{L_g L_f^{\gamma-1} h(x)} (-L_f^\gamma h(x) + v) \quad (3.9)$$

Bu da γ^n dereceden girişi v çıkışı y olan sisteme tekabül eder (bkz [20]).

$$y^\gamma = v \quad (3.10)$$

3.2.2. Esnek Paralel Kol Mekanizma Sisteminin Giriş Çıkış Doğrusallaştırması

Kısaca teorisi verilen Lie türevlerinden sonra benzer işlemler esnek paralel kol mekanizması için uygulanır. İkinci dereceden kütle sönüm yay elemanına benzetilen esnek paralel kol mekanizmasının eğrisel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + f(x) = u \quad (3.11)$$

Burada M; kütle, C; sönüm katsayısı, u; kuvvet ve $f(x)$ ise eğrisel yayı temsil etmektedir. Durum matrisini elde edebilmek için;

$$\begin{aligned} x_1 &= x \\ x_2 &= \dot{x} \end{aligned} \quad (3.12)$$

ise;

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{M} [-Cx_2 - f(x_1) + u] \end{aligned} \quad (3.13)$$

Sistem için elde edilen durumlar kullanılarak durum matrisi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & x_2 \\ -\frac{f(x_1)}{M} & -\frac{C}{M}x_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{bmatrix} u \quad (3.14a)$$

ve

Model çıkışı,

$$y = [x_1] \quad (3.14b)$$

olarak elde edilir.

Lie türevlerini hesaplamak için $f(x)$ ve $g(x)$ 'in neler olduğu denklem (3.1) ve durum matrisine (3.14a) bakılarak yazılırsa;

$$f(x) = \begin{bmatrix} 0 & x_2 \\ -\frac{f(x_1)}{M} & -\frac{C}{M}x_2 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$g(x) = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

$$h(x) = [x_1] \quad (3.17)$$

$$L_g h(x) = \frac{\partial h(x)}{\partial x} g(x) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{bmatrix} = 0 \quad (3.18)$$

$$L_f h(x) = \frac{\partial h(x)}{\partial x} f(x) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{f(x_1)}{M} - \frac{C}{M} x_2 \end{bmatrix} = x_2 \quad (3.19)$$

$$L_g L_f h(x) = \frac{\partial L_f h(x)}{\partial x} g(x) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \end{bmatrix} = \frac{1}{M} \quad (3.20)$$

$$L_f^2 h(x) = \frac{\partial L_f h(x)}{\partial x} f(x) = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{f(x_1)}{M} - \frac{C}{M} x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{f(x_1)}{M} & -\frac{C}{M} x_2 \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

Denklem (3.6)'ya göre,

$$\ddot{y} = \frac{\partial L_f h(x)}{\partial x} f(x) + \frac{\partial L_f h(x)}{\partial x} g(x)u := L_f^2 h(x) + L_g L_f h(x)u$$

idi.

$$u = \frac{1}{L_g L_f h(x)} \left[-L_f^2 h(x) + v \right] = \frac{1}{1/M} \left[\frac{f(x_1)}{M} + \frac{C}{M} x_2 + v \right] \quad (3.22a)$$

ya da

$$u = f(x_1) + Cx_2 + Mv \quad (3.22b)$$

Kontrol girişinin, u , ne olması gerektiği yukarıdaki son denklemden açıkça görülmektedir. Daha sonra Matlab Simulink'te hazırlanacak olan modelin kontrol girişi denklem (3.22b)'deki gibi hesaplanacaktır.

Denklem (3.8)'de ifade edilen denklemin Laplace dönüşümü alındığında denklem (3.23) elde edilir:

$$\ddot{y} = v \Rightarrow \frac{Y(s)}{V(s)} = \frac{1}{s^2} \quad (3.23)$$

Denklem (3.23)'de görüldüğü gibi durum geri beslemeli doğrusallaştırma yapılarak sistem $\frac{1}{s^2}$ gibi davranılmaya zorlanan bir sisteme dönüştürülmüş olur. $\frac{1}{s^2}$ sisteminin durum matrisi çıkarılarak model hakkında bilgi edinilmek istenirse;

$$\begin{aligned} x_1 &= y \\ x_2 &= \dot{y} \\ \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & x_2 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} v \end{aligned} \quad (3.24)$$

elde edilir.

$\frac{1}{s^2}$ sisteminde karmaşık düzlemin merkezinde çift kök bulunduğuna göre sistem kararsızdır. $\frac{1}{s^2}$ sisteminin kontrol edilebilir ve durum vektörlerinin gözlemlenebilir olup olmadığına bakmak için kontrol edilebilirlik ve gözlemlenebilirlik matrislerinin incelenmesi gerekir. Daha sonra da hesaplamalardan görüleceği üzere $\frac{1}{s^2}$ sisteminin bütün durumları hem kontrol edilebilir hem de gözlemlenebilirdir. Bu da geri beslemeli doğrusallaştırma ile doğrusallaştırılan denklem (3.1)'in $\frac{1}{s^2}$ 'lik bir sistem gibi davranılmaya zorlanmasının sistemin kararsız olmasına rağmen kontrol edilebilir ve gözlemlenebilir bir sistem olmasından dolayı kolaylık oluşturur.

3.2.2.1. Kontrol Edilebilirlik Matrisi

Denklem 3.1'de gösterilen dinamik sisteminin durum kontrol edilebilirliğinin olması için herhangi bir

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (3.25)$$

ilk durum şartının $x(0)=X_0$, herhangi bir $t>t_1$ zamanında ve son durum x_1 için $x(t_1)=x_1$ yapacak bir $u(t)$ girişinin bulunması gerekir. Tersi bir durumda ise sistemin durumlarının kontrol edilemez olduğu söylenir.

Bir sistemin durumlarının kontrol edilebilir olması için aşağıdaki iki koşuldan biri kullanılabilir:

1. (A,B) çiftinden oluşan dinamik sistemin durumları ancak kontrol edilebilirlik matrisinin rankı n olduğu zamanda kontrol edilebilirdir.

$$P_c = \begin{bmatrix} B & AB & A^2 B & \dots & A^{n-1} B \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

2. Denklem (3.1) 'de gösterilen sisteminde; m=modal matris olmak üzere

$$\begin{aligned} \vec{x} &= M\vec{q} \\ \vec{\dot{q}} &= (M^{-1}AM)\vec{q} + (M^{-1}B)\vec{u} \end{aligned} \quad (3.27)$$

denkleminde $(M^{-1}B)$ 'nin hiçbir satırı tümüyle 0 olmamalıdır [22].

Bu iki koşul sağlandığı zaman sistemin kontrol edilebilir olduğu söylenebilir.

$\frac{1}{s^2}$ sisteminin kontrol edilebilirliğinin hesaplanması için;

$$\begin{aligned} AB &= \begin{bmatrix} 0 & x_2 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_2 \\ 0 \end{bmatrix} \\ P_c &= \begin{bmatrix} B & AB \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & x_2 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Hesaplanır. P_c matrisinin kontrol edilebilir olması için determinantının sıfırdan farklı olması gerekir. Denklem (3.26)'ya göre hesaplanan P_c 'nin determinanı sıfırdan farklıdır. O halde $\frac{1}{s^2}$ sisteminin bütün durumları kontrol edilebilirdir.

3.2.2.2. Gözlemlenebilirlik Matrisi

Sistemin $t=t_0$ anındaki davranışı ve uygulanan kontrol biliniyor ve $t=t_1$ anındaki davranışı önceden bilinebiliyorsa sistem gözlemlenebilirdir. Aksi durumda ise sistem gözlemlenemezdir.

Sistemin gözlemlenebilir olması için aşağıdaki 3 koşuldan biri kullanılabilir:

1. (A,C)'den oluşan sistem durumları sadece ve sadece gözlemlenebilirlik matrisinin, denklem (3.1), rankı n'e eşit olduğu zaman gözlemlenebilirdir.

$$Q = \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{n-1} \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

2. Kararlı bir sistem için Gramian gözlemlenebilirliğinin, denklem (3.29), rankı n'e eşit olmalıdır.

$$Q \cong \int_0^{\infty} e^{A^T \tau} C^T C e^{A \tau} d\tau \quad (3.30)$$

Böylece sistem durumları gözlemlenebilirdir. Q aynı zamanda Lyapunov denkleminin çözüm olarak da kullanılabilir:

$$A^T Q + Q A = -C^T C \quad (3.31)$$

3. p_i , A'nın i. özdeğer vektörü ve t_i ilgili özdeğer vektörü olmak üzere aşağıdaki denklem geçerli olur:

$$A t_i = p_i t_i \quad (3.32)$$

Eğer herhangi bir i için $C t_i \neq 0$ ise sistem durumları gözlemlenebilirdir [22].

$\frac{1}{s^2}$ sisteminin durumlarının gözlemlenebilirliğinin hesaplanması için,

$$CA = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & x_2 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & x_2 \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & x_2 \end{bmatrix}$$

Hesaplanır. $\frac{1}{s^2}$ sisteminin gözlemlenebilir olması için Q matrisinin determinantının sıfırdan farklı olması gerekir. Denklem (3.31)'den de görüleceği gibi $\det(Q) \neq 0$. O halde $\frac{1}{s^2}$ sisteminin bütün durumları gözlemlenebilirdir.

3.3 Ackermann Metodu ile Yörünge Takibi

3.3.1. Ackermann Metodu

Durum geri besleme kazanç matrisi K'yı belirlemede kullanılan ve en iyi bilinen metod Ackermann formülüdür.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (3.34)$$

sistemi gözönüne alındığında durum geri besleme kontrol kuralı $u = -Kx$ 'dir. Sistemin bütün durumlarının kontrol edilebilir olduğu varsayılır. İstenilen kapalı çevrim kutuplarının $s = \mu_1, s = \mu_2, s, \dots, s = \mu_n$ olduğu kabul edilir.

Durum geri besleme kontrolünün

$$u = -Kx \quad (3.35)$$

kullanılması sistem denklemini

$$\dot{x} = (A - BK)x \quad (3.36)$$

olarak değiştirir.

$$\tilde{A} = A - BK \quad (3.37)$$

tanımlandığında, istenilen karakteristik denklem,

$$\begin{aligned} |sI - A + BK| &= |sI - \tilde{A}| = (s - \mu_1)(s - \mu_2) \dots (s - \mu_n) = s^n + \alpha_1 s^{n-1} + \dots + \\ &\alpha_{n-1} s + \alpha_n = 0 \end{aligned} \quad (3.38)$$

'dir. Cayley-Hamilton teoremine göre $\tilde{A}$ kendi karakteristik denklemini gerçekleyeceğinden,

$$\Phi(\tilde{A}) = \tilde{A}^n + \alpha_1 \tilde{A}^{n-1} + \dots + \alpha_{n-1} \tilde{A} + \alpha_n I = 0 \quad (3.39)$$

denklemini elde edilmiş olur. Ackermann formülünü elde edebilmek için denklem (3.39) kullanılmalıdır. İşlemi basitleştirmek için, $n=3$ alındı.

Aşağıdaki özellikler de dikkate alındığında;

$$\begin{aligned}
I &= I \\
\tilde{A} &= A - BK \\
\tilde{A}^2 &= (A - BK)^2 = A^2 - ABK - BK\tilde{A} \\
\tilde{A}^3 &= (A - BK)^3 = A^3 - A^2BK - ABK\tilde{A} - BK\tilde{A}^2
\end{aligned} \tag{3.40}$$

Daha önce bulunan denklemleri sırasıyla $\alpha_3, \alpha_2, \alpha_1$ ve α_0 katsayıları ile çarpılıp ($\alpha_0 = 1$), sonuçlar eklendiğinde;

$$\begin{aligned}
&\alpha_3 I + \alpha_2 \tilde{A} + \alpha_1 \tilde{A}^2 + \tilde{A}^3 \\
&= \alpha_3 I + \alpha_2 (A - BK) + \alpha_1 (A^2 - ABK - BK\tilde{A}) + A^3 - A^2BK - ABK\tilde{A} - BK\tilde{A}^2 \\
&= \alpha_3 I + \alpha_2 A + \alpha_1 A^2 + A^3 - \alpha_2 BK - \alpha_1 ABK - \alpha_1 BK\tilde{A} - A^2BK - ABK\tilde{A} - BK\tilde{A}^2
\end{aligned} \tag{3.41}$$

elde edilir. Denklem (3.40) ilişkisi kullanıldığında aşağıdaki eşitlik elde edilir:

$$\alpha_3 I + \alpha_2 \tilde{A} + \alpha_1 \tilde{A}^2 + \tilde{A}^3 = \Phi(\tilde{A}) = 0 \tag{3.42}$$

Aynı zamanda,

$$\alpha_3 I + \alpha_2 A + \alpha_1 A^2 + A^3 = \Phi(A) \neq 0 \tag{3.43}$$

eşitliği de kullanılarak son iki eşitlik, denklem (3.39)'da yerine konulduğunda:

$$\Phi(\tilde{A}) = \Phi(A) - \alpha_2 BK - \alpha_1 BK\tilde{A} - BK\tilde{A}^2 - \alpha_1 ABK - ABK\tilde{A} - A^2BK \tag{3.44}$$

eşitliği elde edilir. $\Phi(\tilde{A}) = 0$ olduğundan dolayı, denklem (3.45) elde edilir.

$$\begin{aligned}
\Phi(A) &= B(\alpha_2 K + \alpha_1 K\tilde{A} + K\tilde{A}^2) + AB(\alpha_1 K + K\tilde{A}) + A^2BK \\
&= \begin{bmatrix} B & AB & A^2B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_2 K + \alpha_1 K\tilde{A} + K\tilde{A}^2 \\ \alpha_1 K + K\tilde{A} \\ K \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.45}$$

Sistemin bütün durumları kontrol edilebilir olduğundan kontroledilebilirlik matrisinin tersi aşağıdaki gibidir:

$$\begin{bmatrix} B & AB & A^2B \end{bmatrix} \tag{3.46}$$

Denklem (3.43), kontrol edilebilirlik matrisinin tersi olan denklem (3.46) ile çarpıldığında;

$$\begin{bmatrix} B & AB & A^2 B \end{bmatrix}^{-1} \Phi(A) = \begin{bmatrix} \alpha_2 K + \alpha_1 K\tilde{A} + K\tilde{A}^2 \\ \alpha_1 K + K\tilde{A} \\ K \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

denkleme ulaşılır. Son denklem (3.47), $[0 \ 0 \ 1]$ matrisi ile çarpıldığında aşağıdaki denkleme ulaşılır:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B & AB & A^2 B \end{bmatrix}^{-1} \Phi(A) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_2 K + \alpha_1 K\tilde{A} + K\tilde{A}^2 \\ \alpha_1 K + K\tilde{A} \\ K \end{bmatrix} = K \quad (3.48)$$

Denklem (3.48) aynı zamanda şöyle de yazılabilir:

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B & AB & A^2 B \end{bmatrix}^{-1} \Phi(A) \quad (3.49)$$

Bu son denklemde (3.49), durum geri besleme kazanç matrisi K elde edilmiş olur.

Bu ifade $n=3$ için bulunmuştu. Herhangi bir pozitif n tamsayısı için genelleştirildiğinde;

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B & AB & \dots & A^{n-1} B \end{bmatrix}^{-1} \Phi(A) \quad (3.50)$$

denklemini, durum geri besleme matrisi K'yi elde etmek için kullanılan Ackermann formülüdür [22].

3.3.2.İstenilen Kapalı Çevrim Kutuplarının Yerlerinin Seçimi

Pol ataması tasarımında izlenilecek ilk adım istenilen kapalı çevrim kutuplarının yerlerinin seçilmesidir. En çok kullanılan yöntem; köklerin geometrik yeri tasarımına göre deneyimlerden yola çıkarak bazı kutuplar seçmek; baskın kapalı çevrim kutup çiftleri yerleştirmek ve diğer kutupları da olabildiğince bu baskın kapalı çevrim kutuplarından sol tarafta olmak şartıyla uzağa yerleştirmektir.

Eğer baskın kapalı çevrim kutupları $j\omega$ ekseninden uzağa yerleştirilirse; sistem cevabı daha hızlı olur, sistemdeki sinyaller büyür. Bunların sonucunda da sistem eğrisel hale gelebilir.

Köklerin yerleşiminde kullanılabilecek diğer bir yöntem ise kuadratik optimal kontrol yaklaşımıdır. Uygun çıkışı dengeleme, ve ne kadar kontrol enerji ihtiyacı olacağına göre istenilen kapalı çevrim kutupları belirlenir. Unutulmaması gereken, genellikle, sistem cevabının hızlandırılmasının pahalı olan daha hızlı, güçlü aktüvator gereksinimini ortaya çıkarmasıdır [23].

3.3.3.Yörünge Kontrolü

Denklem (3.1) formundaki sistemlerin çıkışının istenen yörüngeyi, y_n , takip etmesi için gerekli girişin ve başlangıç koşullarının belirlenmesi gerekir.

Daha önce bulunan ikinci dereceden sistemin davranışı; $\ddot{y} = v$ (3.8) idi. Bu,

$$\ddot{y} = u_n \quad (3.51)$$

şeklinde de yazılabilir.

Sistemde oluşacak hata;

$$\begin{aligned} e &= y - y_n \\ \dot{e} &= \dot{y} - \dot{y}_n \\ \ddot{e} &= \ddot{y} - \ddot{y}_n \end{aligned} \quad (3.52)$$

Sistem dinamiği;

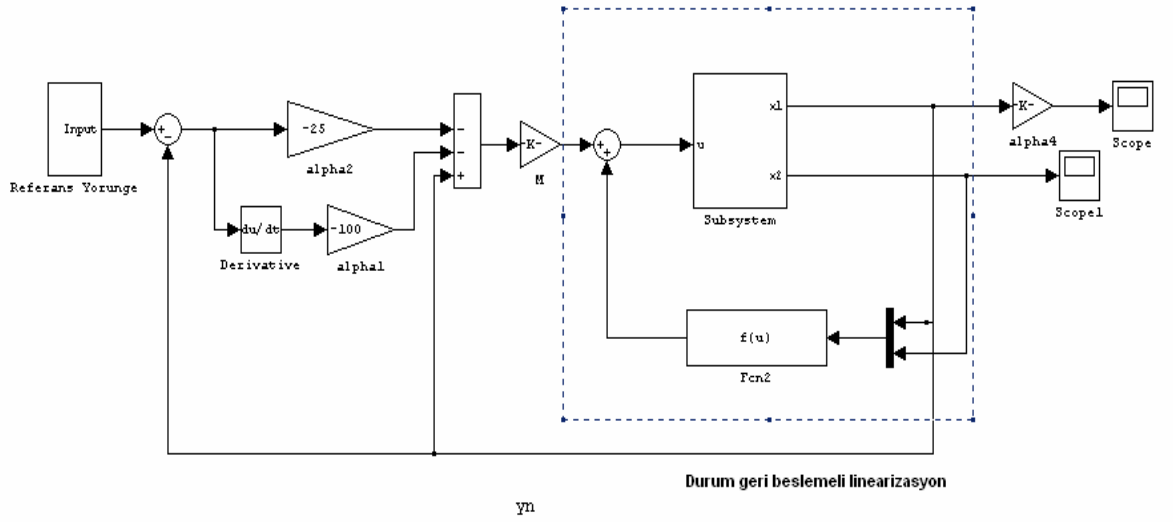
$$u_n = \ddot{y}_n - \alpha_1(\dot{y} - \dot{y}_n) - \alpha_2(y - y_n) \quad (3.53)$$

Sistemin karakteristik denklemi;

$$\ddot{e} + \alpha_1\dot{e} + \alpha_2e = 0 \quad (3.54)$$

denkleminin çözümü kökleri istediğimiz yere yerleştirerek bulunabilir. Sistemin kararlı olmasını istediğimizden köklerin sol yarı düzlemde olması gerekir. Buna göre farklı kökler denenerek sistemin cevabı incelenmiştir.

Matlab Simulink'te hazırlanan model (Şekil 3.1) aşağıdaki gibidir:



Şekil 3.1. Durum geri beslemeli doğrusallaştırma ile yörünge takibi

Modelde çıkışta kullanılan katsayılar metre cinsinden olan yerdeğişimini santimetre cinsinden görebilmek için kullanılmıştır. Referans yörünge ise farklı periyotlarda sabit yerdeğişimi ve bekleme hareketi yapmaktadır.

Model hakkında kısaca bilgi vermek gerekirse; ilk olarak durum geri beslemeli doğrusallaştırma yapılarak sistem tüm durumlar için doğrusal hale getirilmiştir. Tüm durumlarla kast edilen, doğrusallaştırılabilir modelin tüm çalışma noktaları için çalışır hale getirilmiş olmasıdır. Bir sonraki kontrol uygulamasında ‘Yörünge Kontrolü’, sistem sadece çalışma noktası etrafında doğrusallaştırılarak (0-3 cm.) elde edilen modele uygulanmıştır.

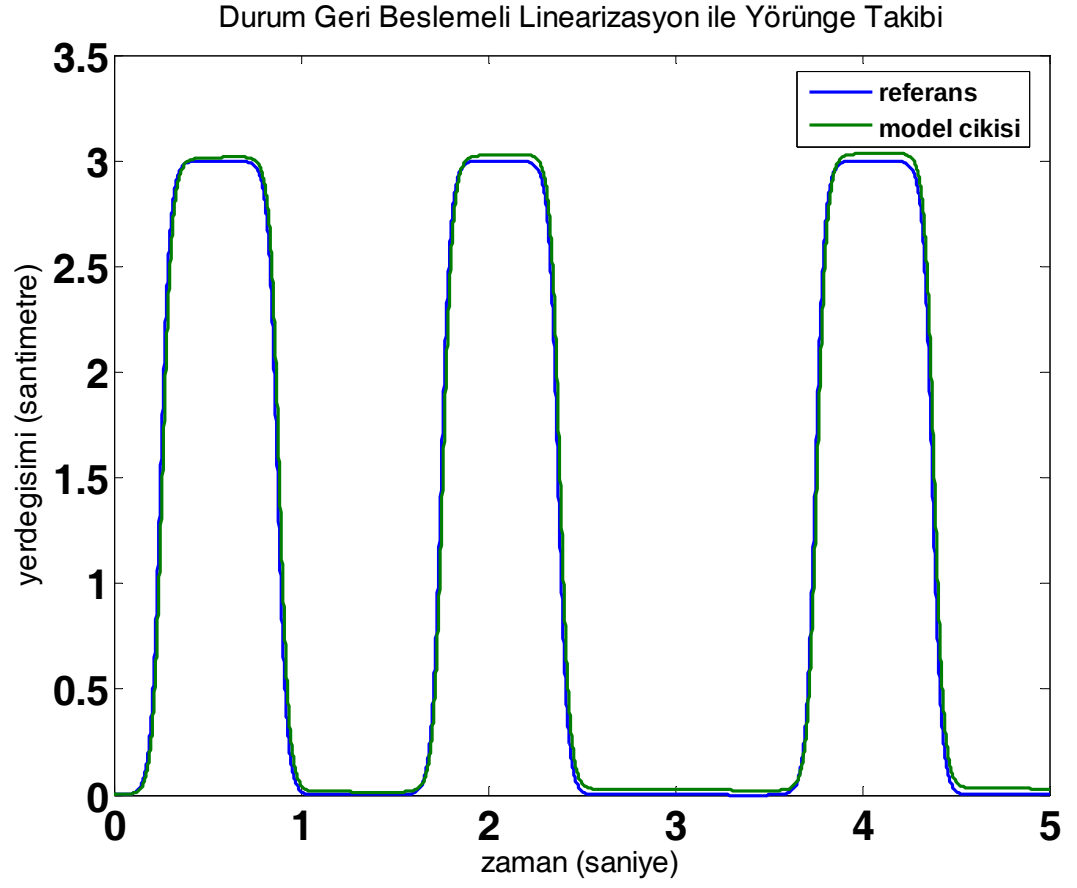
Sistemin karakteristik denklemi farklı kökler denenerek en iyi sonuç olarak;

$$\ddot{e} + 100\dot{e} + 25e = 0 \quad (3.55)$$

şeklinde bulunmuştur. Kökler;

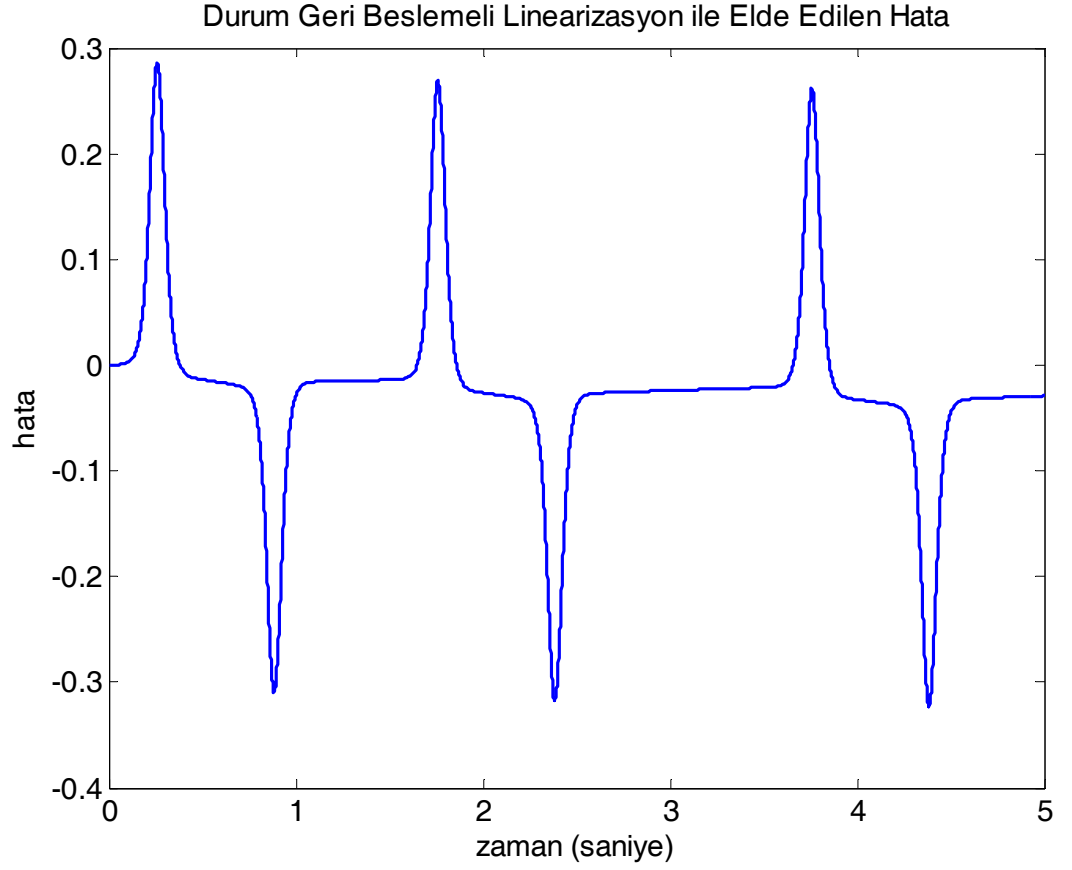
$$\begin{aligned} \alpha_1 &= -9.974 \cdot 10 \\ \alpha_2 &= -2.506 \cdot 10^{-1} \end{aligned} \quad (3.56)$$

dır. Simülasyon sonucunda elde edilen yörünge ve hata sırasıyla Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’de gösterilmektedir. Hata 10^{-3} cm. mertebesinde olduğundan kabul edilebilir sınırlar içerisindedir.



Şekil 3.2. Durum geri beslemeli doğrusallaştırma ile doğrusallaştırılan model kontrol edilerek elde edilen simülasyon sonucu

Aynı modele farklı bir yörünge takımı referans olarak girilip sistemin nasıl cevap verdiği incelendiğinde ise Şekil 3.4 elde edilir.



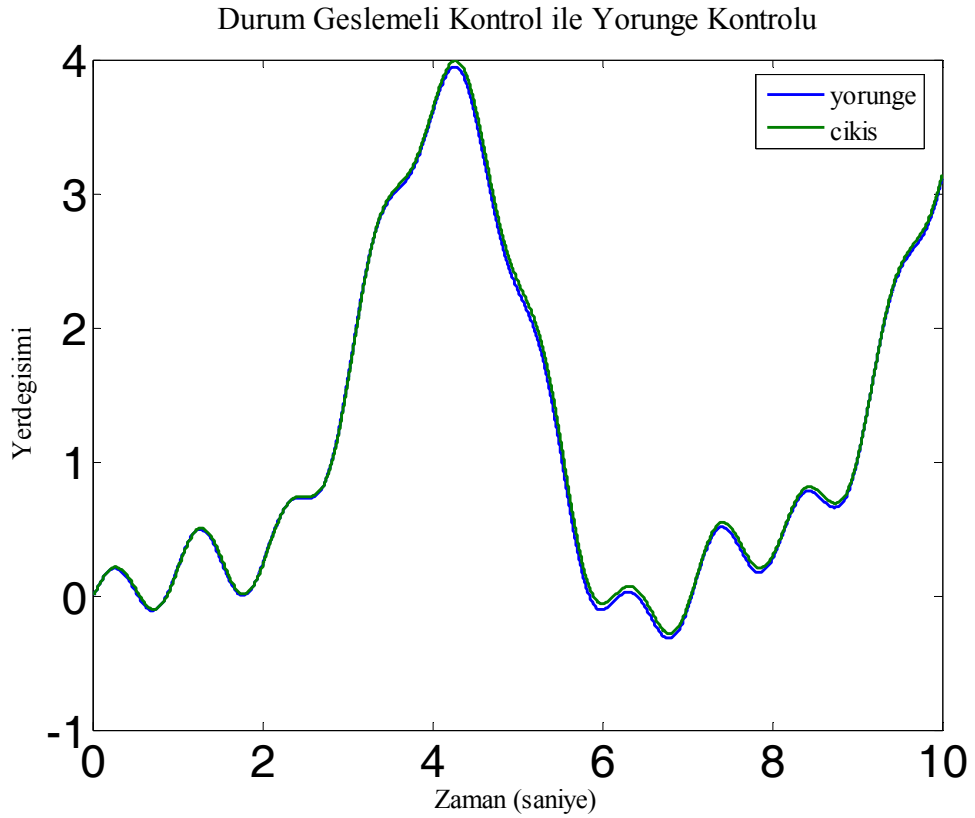
Şekil 3.3. Durum geri beslemeli doğrusallaştırma ile doğrusallaştırılan eğrisel model kontrol edilerek elde edilen hata sonucu

3.4 Doğrusallaştırılan Modelin Yörünge Kontrolü

Bu bölümde ise mekanizmanın (0-3) cm. arasında yükselme-bekleme-dönme hareketini yapmasını istediğimizden çalışma noktaları olarak belirlenen (0-3) cm. arasında doğrusallaştırılan yay modeli kullanılarak yörünge kontrolü yapılmaya çalışılmıştır.

Konum ve hız kontrolünün aynı anda yapılmasına 'yörünge kontrolü' denir. Yörünge kontrolü için ilk yapılması gerekenler:

1. Referans yörünge belirlenmesi (konum + hız + ivme)
2. Sistem yapısal diyagramının oluşturulması
3. Kontrolcü katsayılarının belirlenmesi (PID)



Şekil 3.4. Farklı bir yörünge referans takımı ile elde edilen kontrollü durum geri beslemeli linearizasyon simülasyon sonucu

Pratikte, birçok sistemin dinamiği bir ya da daha fazla değişkene bağımlı olarak çalışır. Bu değişken ölçülebilir bir değişkense bu değişkene bakılarak uygun proses karakteristikleri belirlenebilir, ya da kontrol parametreleri değiştirilebilir [25]. Tıpkı kazanç ayarlamasında (gain scheduling) olduğu gibi; sistemin yörünge kontrolünde çıkışa bakarak uygun PID kontrolcü katsayıları ayarlanmaya çalışılmıştır.

3.4.1.Referans Yörünge Belirlenmesi

Mekanizmanın istenilen zamanda istenilen konuma ulaşması amaç edinilerek belirli bir yörünge oluşturulmuştur. Mekanizmanın maksimum ± 3 cm yerdeğişimi yapabileceği varsayılarak referans bir konum izlemesi amaçlanmıştır.

Matlab’da yükselme- bekleme- geri dönme hareketini tanımlayabilecek ‘dsigmf’ komutuyla farklı periyotlarda bekleme hareketini gerçekleştiren bir referans yörünge oluşturulmuştur.

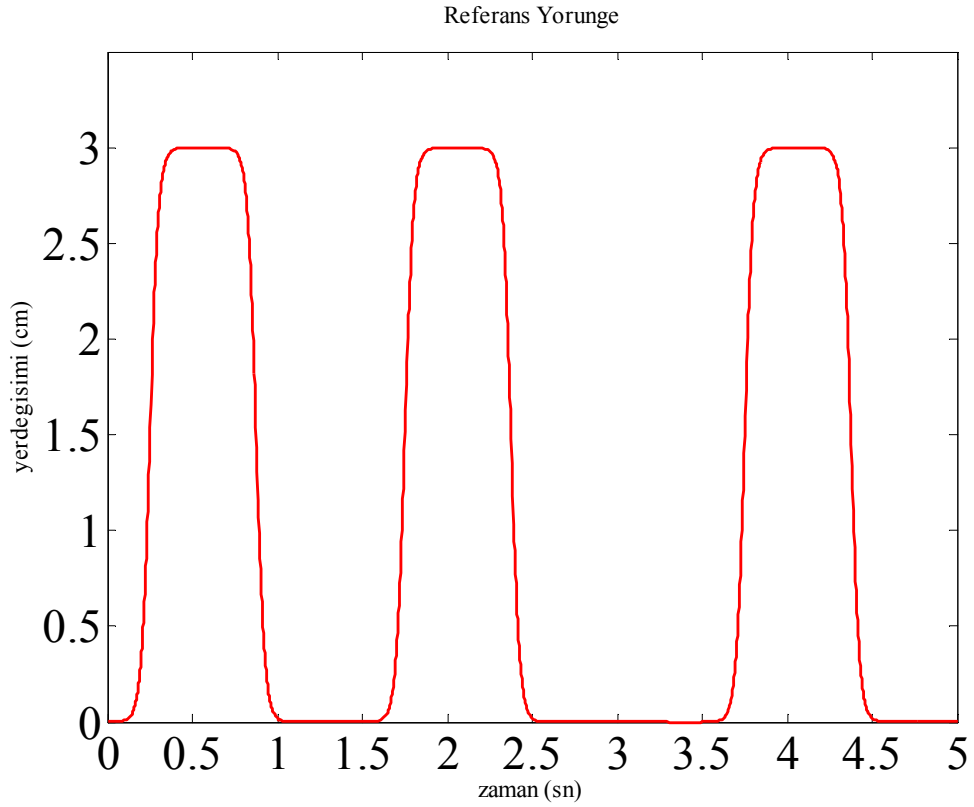
$$y=dsigmf (x, [a1 c1 a2 c2]) \quad (3.57)$$

$$f(x; a, c) = \frac{1}{1 + e^{-a(x-c)}} \quad (3.58)$$

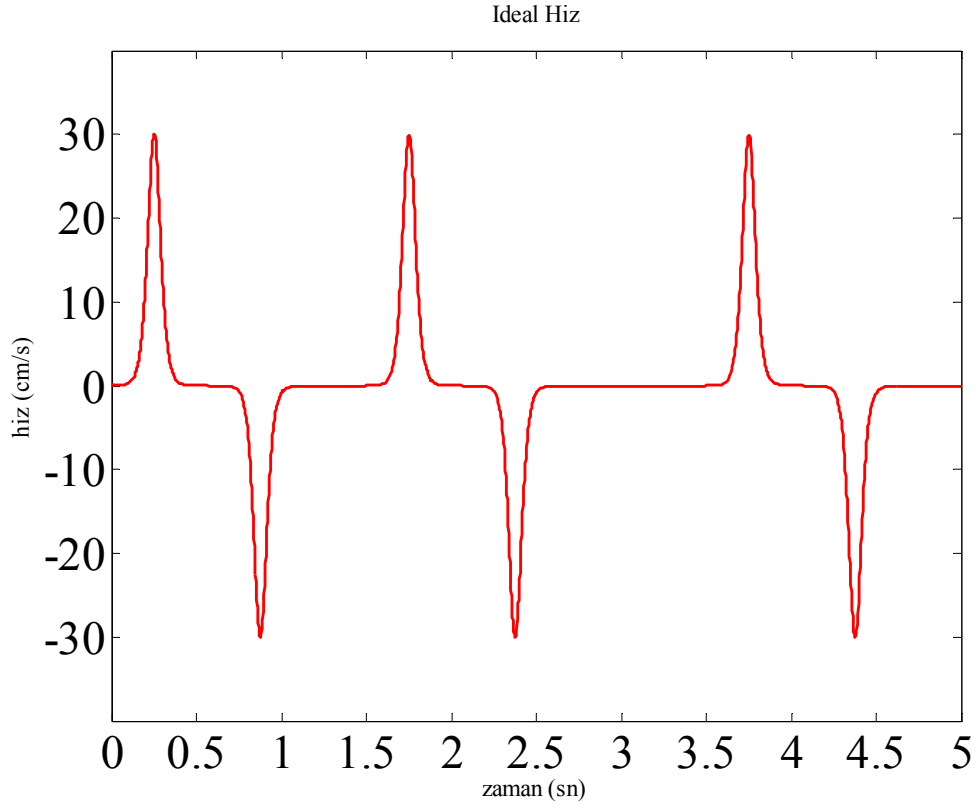
Denklem (3.55)'de tanımlanan sigmoidal fonksiyon a ve c gibi iki değişkene bağlıdır. Referans yörüngeyi tanımlayan dsigmf bağıntısı ise 4 parametreye bağlıdır ve denklem (3.59)'deki gibi iki sigmoidal fonksiyonun farkı şeklinde tanımlanır.

$$f_1(x, a1, c1) - f_2(x, a2, c2) \quad (3.59)$$

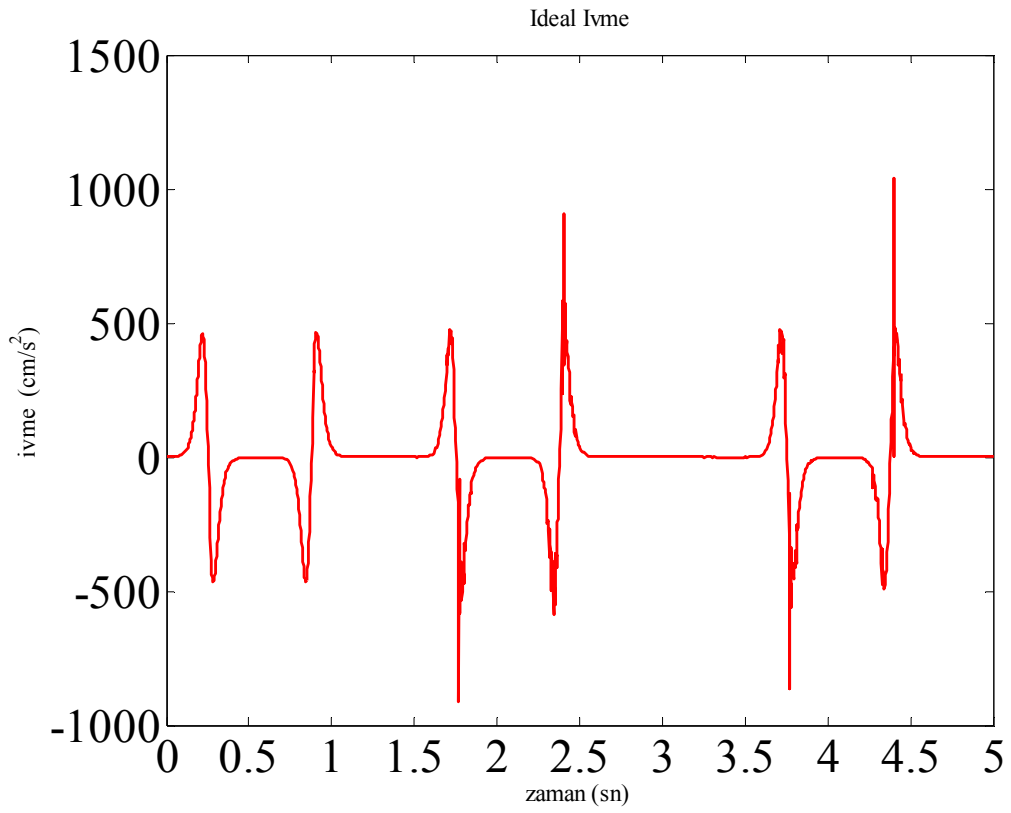
Matlab'da oluşturulan ideal hız, ivme ve konum sırasıyla Şekil 3.5, Şekil 3.6 ve Şekil 3.7'de gösterilmiştir.



Şekil 3.5. İdeal konum-zaman grafiği



Şekil 3.6. İdeal hız-zaman grafiği



Şekil 3.7. İdeal ivme-zaman grafiği

3.4.2.Sistem Blok Diyagramının Oluşturulması

İlk olarak sistemin izlemesi gereken referans yörünge ve buna ait konum, hız ve ivme fonksiyonları zamana bağlı $X_{ref}(t)$, $\dot{X}_{ref}(t)$, $\ddot{X}_{ref}(t)$ olarak belirlenir. Sistemin dinamik hareket denklemi (davranış denklemi), bu yörünge takımı için uygulanması gereken referans kontrol kuvvetinin zamanla nasıl değiştiğini $F_r(t)$ 'yi verir.

$$M\ddot{X}_{ref}(t) + B\dot{X}_{ref}(t) + KX_{ref}(t) = F_{ref}(t) \quad (3.60)$$

Referans yörüngelerinden sapmalara göre gerçek işletme sırasında oluşan konum, hız ve ivme hataları aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\begin{aligned} X(t) &= X_{ref}(t) + \delta X; \\ \dot{X}(t) &= \dot{X}_{ref}(t) + \delta \dot{X}; \\ \ddot{X}(t) &= \ddot{X}_{ref}(t) + \delta \ddot{X} \end{aligned} \quad (3.61)$$

Ayrıca kuvvet ve onun düzeltilmesi

$$F(t) = F_{ref}(t) + \delta F \quad (3.62)$$

olacak şekilde tanımlanır.

Sistemin gerçek davranış denklemi aşağıdaki gibidir,

$$M\ddot{X}(t) + B\dot{X}(t) + KX(t) = F(t) \quad (3.63)$$

yukarıdaki değerler denklem (3.61), denklem (3.62) de kullanarak sistemin gerçek davranış denklemine (3.60) yerleştirildiğinde;

$$M(\ddot{X}_{ref}(t) + \delta \ddot{X}) + B(\dot{X}_{ref}(t) + \delta \dot{X}) + K(X_{ref}(t) + \delta X) = (F_{ref}(t) + \delta F) \quad (3.64a)$$

veya

$$M\delta \ddot{X} + B\delta \dot{X} + K\delta X = \delta F \quad (3.64b)$$

denklemine ulaşılır. δF için PID kontrol algoritması uygulandığında aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\delta F = K_p (X_{ref}(t) - X(t)) + K_I \int_0^t [(X_{ref}(t) - X(t))] dt + K_d (\dot{X}_{ref}(t) - \dot{X}(t)) \quad (3.65a)$$

veya bu denklemi (3.65a) başka bir şekilde ifade edersek:

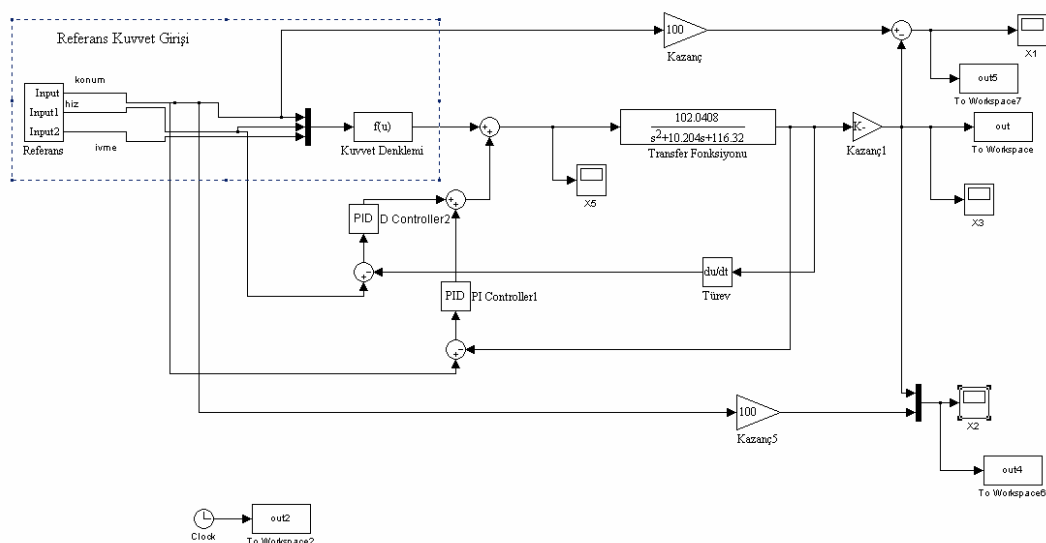
$$\delta F = K_p \delta X(t) - K_I \int_0^t \delta X(t) dt - K_d \delta \dot{X}_{ref}(t) \quad (3.65b)$$

Bu kontrol değişmesi “düzeltme kontrol etkisi” olup sistem kontrol değişkeni uygulanan manyetik sürücü kuvveti $F(t) = F_{ref}(t) + \delta F$ olmaktadır [25].

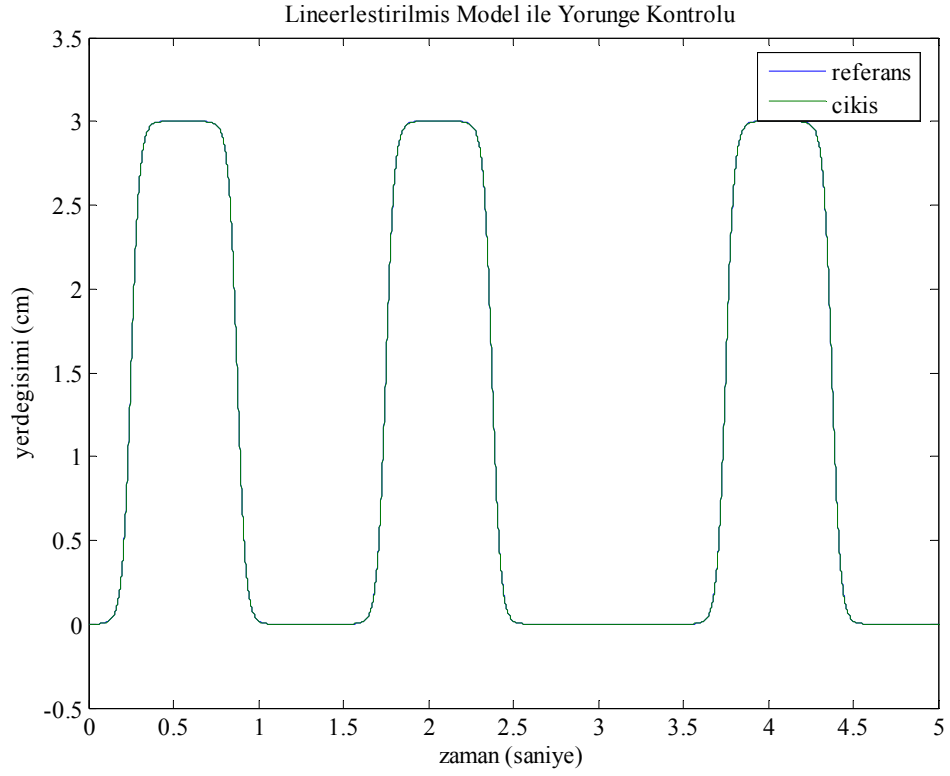
Rijid çubuğun periyodik olmayan aralıklarla belli bir konuma giderek orada bekleme hareketi yapması istenmiştir. İlk şartlar sıfır kabul edilerek MATLAB’da hazırlanan simülasyon (Şekil 3.8) ve simülasyondan elde edilen sonuçlar Şekil 3.8 ve şekil 3.9’da görülmektedir. Mekanizma referans yörüngeyi, Şekil 3.10’da ise referans yörünge ve çıkıştaki yörünge arasındaki fark görülmektedir.

Şekil 3.9’da sistemin referans yörüngeyi çok yakından izlediği görülmektedir. Yörünge 3 cm’yi aşmadığından, (0-3) cm arasında doğrusallaştırılan yay modelde kullanılmıştır. (0-3) cm için elde edilen $k=1.14$ N/m’dir ve elde edilen sistem transfer fonksiyonu aşağıdaki gibidir;

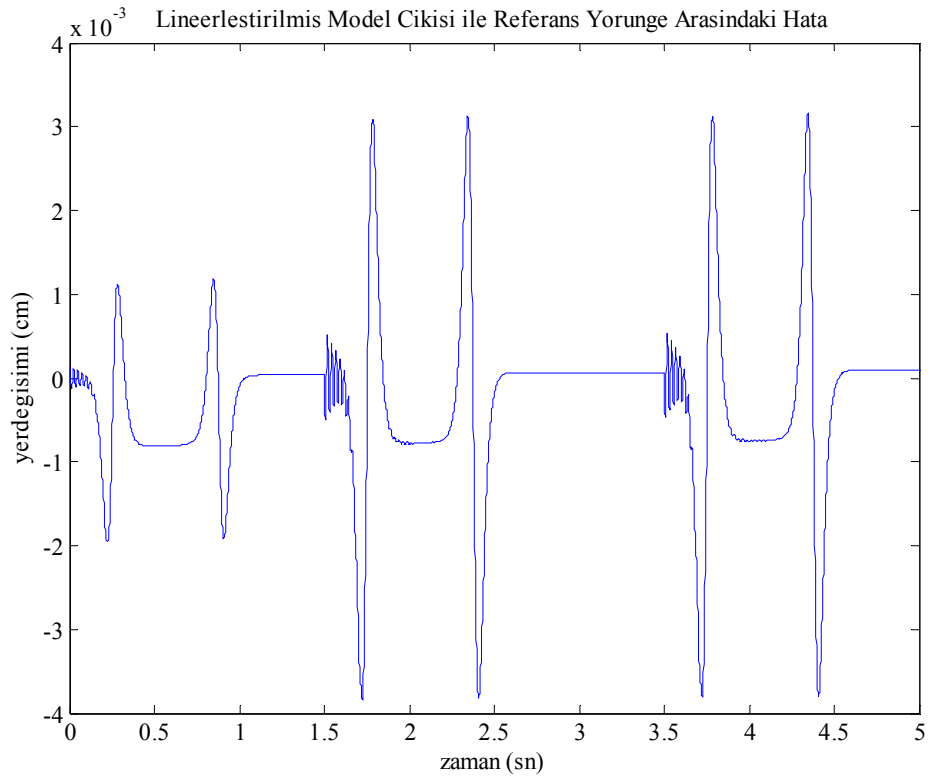
$$G_1(s) = \frac{102.0408}{s^2 + 10.204s + 116.32} \quad (3.64)$$



Şekil 3.8. Matlab Simulink’te yörünge kontrolü için hazırlanan model

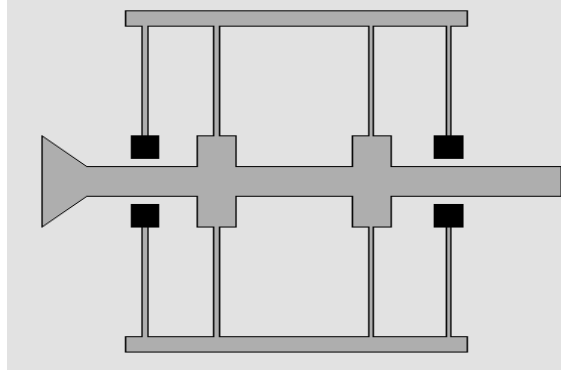


Şekil 3.9. Doğrusallaştırılan sistemin (0-3) cm arasında yörünge kontrolü



Şekil 3.10. Doğrusallaştırılmış model çıkışı ve referans yörünge arasındaki hata miktarı

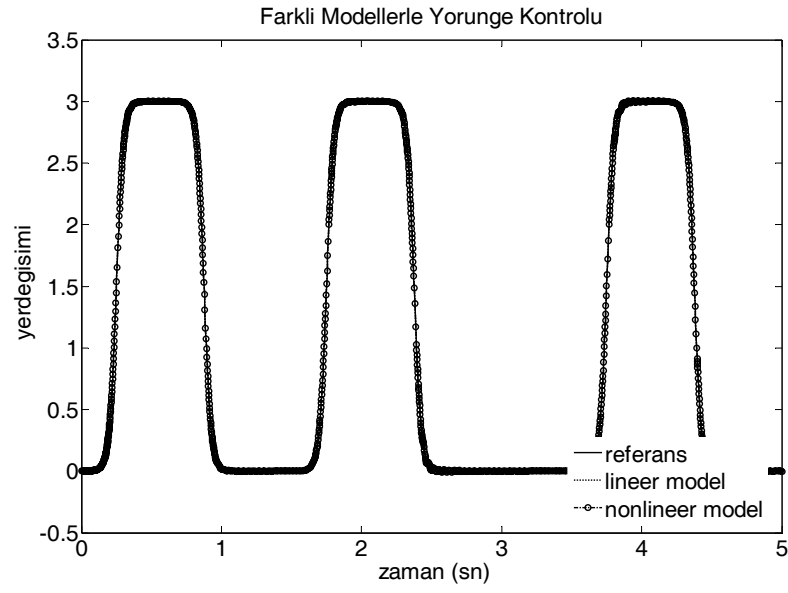
Paralel kollu mekanizmanın konum kontrolü, yanma odalarını açan, kapayan valflerin klasik olarak bekleme hareketi yapan kam mekanizmaları ile değil, manyetik olarak sürülen ve elektronik kontrollu paralel kol mekanizmaları yardımı ile olabilir. Böyle bir tasarımın çizimi Şekil 3.11’de verilmiştir.



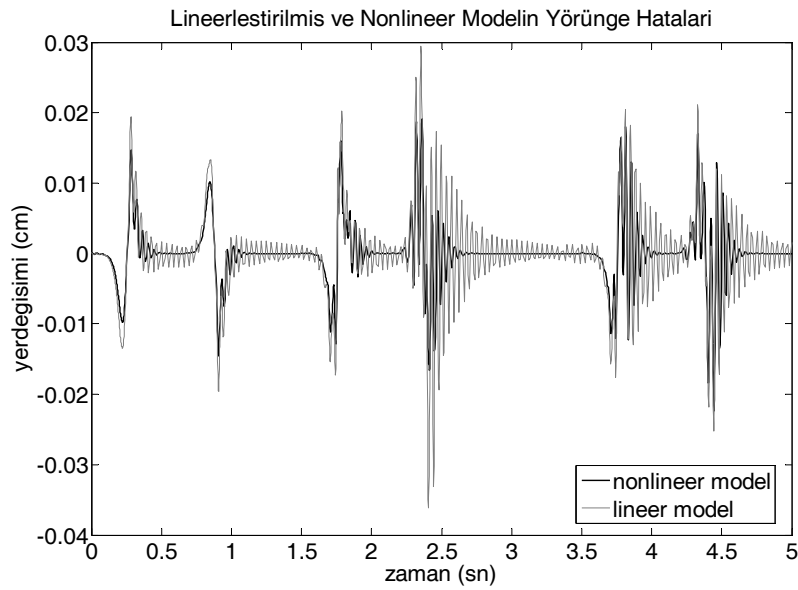
Şekil 3.11. Önerilen yanma odası kontrol valfi ve onu taşıyan paralel kollu esnek mekanizma sistemi.

İstenilen referans yörünge belirlendikten sonra doğrusallaştırılan modele ve eğrisel modele giriş olarak uygulandığı zaman elde edilen sonuçlar Şekil 3.12’de gösterilmiştir.

Sistemin nonlinear modeli de Matlab Simulink’te hazırlanıp aynı referans yörünge takımı için simülasyonu yapıldığında elde edilen sonucun hata cinsinden gösterim Şekil 3.13’teki gibidir. Referans yörüngeden sapma hataları ise Şekil 3.13’de görülmektedir.



Şekil 3.12. Doğrusallaştırılan modelden ve eğrisel modelden elde edilen yörünge kontrol sonucu



Şekil 3.13. Lineerleştirilen model ve nonlineer modelin yörünge takip hataları

Şekillerden de görüldüğü gibi eğrisel ve doğrusallaştırılmış modelin ikisi de istenilen yörüngeyi uygun PID katsayıları ile takip etmektedir.

Modelde, birçok deneme sonunda elde edilen PID katsayıları şöyledir:

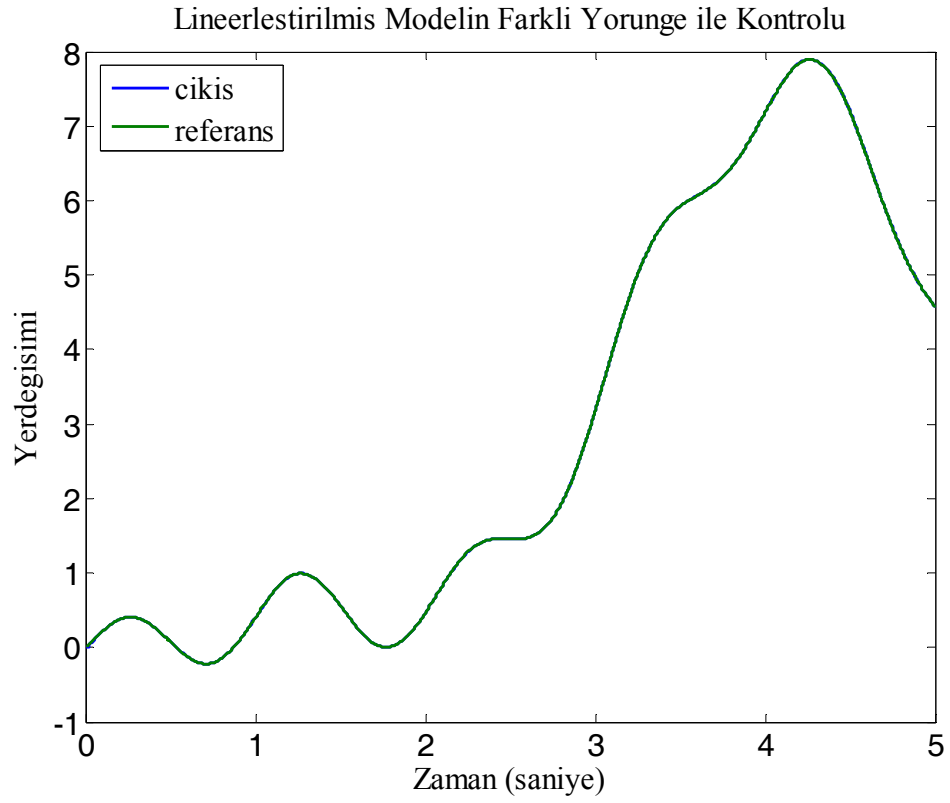
$$K_p = 300$$

$$K_i = 30$$

$$K_d = 0.001$$

'dir.

Sisteme farklı bir yörünge takımı referans olarak girilip modelin yörüngeyi nasıl izlediği incelenmiştir. Elde edilen sonuç Şekil 3.14'te görülmektedir.



Şekil 3.14. Doğrusallaştırılan modele farklı bir yörünge takımı referans girilerek elde edilen simülasyon sonucu

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında İstanbul’da doğdu. Lise eğitimini Özel Coşkun Lisesi’nde tamamladı. 1999’da girdiği İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nü 2003’de bitirdi. 2004’te başlamış olduğu İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim dalı Sistem Dinamiği ve Kontrol yüksek lisans programında halen eğitimini sürdürmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Howell, L.L.**, 2001, *Compliant Mechanisms*, First Edition, John Wiley, New York.
- [2] **Howell, L.L., Midha, A., and Norton, T.W.**, "Evaluation of Equivalent Spring Stiffness for Use in a Pseudo-Rigid-Body Model of Large Deflection Compliant Mechanisms", *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 118, 126-131, March 1996.
- [3] **Ananthasuresh, G. K., and Kota, S.**, "Designing Compliant Mechanisms", *ASME Mechanical Engineering*, pp. 93-96, November 1995.
- [4] **Kota, S., Joo, J., Li, Z., Rodgers, S.M., and Sniegowski, J.**, "Design of Compliant Mechanisms: Applications to MEMS", *Analog Integrated Circuits and Signal Processing*, Vol. 29, pp. 7-15, 2001.
- [5] **Saxena, A. and Kramer, S.N.**, 1998, "A Simple and Accurate Method for Determining Large Deflections in Compliant Mechanisms Subjected to End Forces and Moments," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 120, No. 3, pp. 392-400.
- [6] **Howell, L.L., and Midha, A.**, 1996, "A Loop-Closure Theory for the Analysis and Synthesis of Compliant Mechanisms," *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 118, No. 1, pp. 121-125.
- [7] **Jensen, B.D., Howell, L.L., and Salmon, L.G.**, 1998, "Introduction of Two-Link, In-Plane Bistable Compliant MEMS," *Proceedings of the 1998 ASME Design Engineering Technical Conferences, DETC98/MECH-5837*.
- [8] **Veijola, T. Mattila, T. Jaakkola, O. Kiihamaki, J. Lamminmaki, T. Oja, A. Ruokonen, K. Seppa, H. Seppala, P. Tittonen, I.**, 2000, "Large-displacement modelling and simulation of micromechanicelectrostatically driven resonators using the harmonic balance method", *IEEE MTT-5 Digest*, Vol. 1, pp. 99-102.

- [9] **Kimball, ve Tsai, L.**, 2002, Modeling of Flexural Beams Subjected to Arbitrary End Loads, *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, Vol. 124, pp. 223-235
- [10] **Saggere L., and Kota S.**, 2001, “Synthesis of Planer Compliant Four-Bar Mechanisms for Compliant Segment Motion Generation”, *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 123, pp 535-541.
- [11] **Yu, Y. Q, Howell, L.L., Lusk, C., Yue, Y., He, M. G.**, 2005, “Dynamic Modeling of Compliant Mechanisms based on the Pseudo- Rigid-Body Model”, *ASME Journal of Mechanical Design* , Vol. 127, pp 760-765 .
- [12] **Jensen, B.D., Howell, L.L., 2003**, Identification of Compliant Pseudo-Rigid-Body Mechanism Configurations Resulting in Bistable Behavior, *Journal of Mechanical Design*, Trans. ASME, Vol. 125, No. 4, pp. 701-708.
- [13] **Sathyamoorthy, M.**, *Nonlinear Analysis of Structures*, CRC Press, Boca Raton, pp. 2-10.
- [14] **Euler, L.**, 1744, *Methodus Inveniendi Lineas Curvas* (Appendix 1, De Curvis Elasticis). Lausanne and Geneva, English Translation by W. A. Oldfather, C.A. Ellis and D. M. Brown (1933). *Isis*, Vol.20, pp. 72-160.
- [15] **Frisch-Fay, R.**, *Flexible Bars*, Butterworth & Co. (Publishers) Limited, London, 1962.
- [16] **Lyon, S.M., Erickson, P.A., Evans, M.S., and Howell, L.L.**, “Prediction of the first modal frequency of compliant mechanisms using the pseudo-rigid_body model”, *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 121, pp. 309-312, June 1999.
- [17] **Hendriks, F.**, 1983, “Bounce and Chaotic Motion in Print Hammers,” *IBM J. Res. Dev.* 27(3), 273-280.
- [18] **Wilson, J. F., and Snyder, J. M.**, “The Elastica with End Load Flipover,” *ASME Journal of Applied Mechanics*, 1988, Vol. 55, No. 4, pp. 845-848.

- [19] **Nahvi, H.**, 1991, "Static and Dynamic Analysis of Compliant Mechanisms Containing Highly Flexible Members," Ph.D. Dissertation, Purdue University, West Lafayette, Indiana.
- [20] **Grujic, L. T.**, (1993), On the tracking problem for nonlinear systems. *In: Tzafestas SG (ed.) Applied control*, Marcel Dekker, New York, pp. 325-343.
- [21] **Sastry, S.**, 1999, Nonlinear systems, pp. 384-448, Springer, New York
- [22] **Skogestad, S., Postlethwaite, I.**, 1996, Multivariable Feedback Control, pp. 122-127, John Wiley & Sons, England.
- [23] **Ogata, K.**, 1997, Modern Control Engineering, Upper Saddle River, Prentice Hall, New Jersey, pp 834-836 .
- [24] **Anand, D. K., and Zmood, R. B.**, Introduction to Control Systems, 3rd edition, Butterworth, Heinemann, 1995, pp. 660-661.
- [25] **Asada, H., and Slotine, J.J.E.**, Robot Analysis and Control, 1986, John Wiley, New York, p.139 .

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında İstanbul’da doğdu. Lise eğitimini Özel Coşkun Lisesi’nde tamamladı. 1999’da girdiği İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nü 2003’de bitirdi. 2004’te başlamış olduğu İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Sistem Dinamiği ve Kontrol yüksek lisans programında halen eğitimini sürdürmektedir.