

11568

FONKSIYON SENTEZİNE MODÜLER YAKLAŞIM

HUSEYİN MUTLU

C.U.

FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU

MAKİNA MUHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

MASTER TEZİ

ADANA

EYLÜL - 1990

C.U. Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,
Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Mühendisliği
Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul
edilmiştir.

Başkan J. Ak
Doç.Dr. İ. Deniz AKÇALI

Üye Meh Gür
Prof. Dr. Metin GURSES

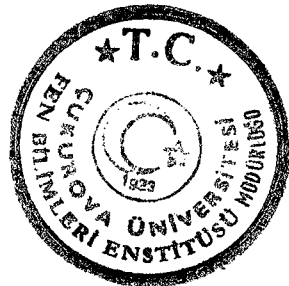
Üye Şhan Kir
Prof.Dr. Erhan KIRAL

Kod no = 417

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim Üyelerine ait olduğunu onaylarım.

Ural Dinc
Prof. Dr. Ural DINC

Enstitü Müdürü



T. C.
Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ŞEKİL LİSTESİ	III
ÇİZELGE LİSTESİ	V
ÖZ	VII
ABSTRACT	VIII
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	6
3. MATERYAL VE METOD	13
3.1 Giriş	13
3.2 Fonksiyon Üretiminde 4-Çubuk Tasarımı.....	13
3.2.1 Fonksiyon Sentezinde Galerkin Yöntemi ..	13
3.2.2 Galerkin Yönteminin 4-Çubukla Fonksiyon Sentezine Uygulanması	15
3.2.3 Fonksiyon Sentezinde Altbölge Metodunun 4-Çubuklara Uygulanması	16
3.3 Altı Çubuklu Watt2 Mekanizmasının Fonksiyon Sentezi	17
3.3.1 Altı Çubuk Mekanizmasının Hareket Denklemleri	17
3.3.2 En Küçük Kareler Yöntemi ile Watt2 Mekanizmasının Fonksiyon Sentezi.....	20
3.3.3 Newton-Raphson Yöntemi	22
3.3.4 Newton-Raphson Yönteminin Fonksiyon Sentezine Uygulanması	26
3.3.5 Modüler Yaklaşımla Başlangıç Watt2 Mekanizmasının Kurulması	29

3.4	Bilgisayar Program Paketi	31
3.4.1	6-Çubuk Mekanizmasının Tasarımı için Gelistirilen Program Paketinin Açıklanması	31
3.4.2	4-Çubuk Tasarımı için Gelistirilen Program Paketinin Açıklanması.....	41
4.	ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	44
4.1	Giriş	44
4.2	Galerkin Metodu ile 4-Çubuk Tasarım Sonuçları.	44
4.3	Altbölge Metodu ile 4-Çubuk Tasarım Sonuçları.	54
4.4	6-Çubuklu Watt2 Mekanizmasının Tasarım Sonuçları	54
4.4.1	Giriş	70
4.4.2	Sayısal Örnekler	70
4.4.3	Tartışma	90
4.5	Bir Uygulama	92
4.5.1	Giriş	92
4.5.2	Açık Kanaldaki Su Akış Hızının Ölçülmesi	92
4.5.3	Su Akış Hızının Açısız Yerdeğiştirme ile İlişkisinin Deneysel olarak Bulunması ..	94
5.	SONUÇ VE ÖNERİLER	99
	ÖZET	103
	SUMMARY	105
	EK-1 UYGULAMA ÖRNEKLERİ	107
	KAYNAKLAR	119
	TESEKKÜR	121
	ÖZGEÇMİŞ	122

SEKİL LİSTESİ

<u>Sekil no</u>	<u>Sayfa</u>
1. 4-çubuk fonksiyon sentezi parametreleri	15
2. Altı çubuklu Watt2 mekanizması parametreleri	17
3. Genel Watt2 mekanizması fonksiyon sentezi parametreleri	21
4. Başlangıç Watt2 mekanizması	29
5. Başlangıç Watt2 mekanizmasını oluşturan 4-çubuk mekanizmaları	30
6. Ana menü	33
7. Veri okuma tablosu	34
8. Hata analizi alt menüsü	36
9. Hata analizi örnek sonuç	37
10. Boyutların ekran görüntüsü	38
11. Hata grafikleri çizdirme alt menüsü	39
12. $y=\tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı	46
13. $y=\tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu üreticisi	47
14. $y=x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı ..	49
15. $y=x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu üreticisi	50
16. $y=\sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu üreticisi	52
17. $y=\sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı	53
18. $y=\tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı	56
19. $y=\tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu üreticisi	57
20. $y=\sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı	59
21. $y=\sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu üreticisi	60
22. $y=x^2$ $-1 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı .	62
23. $y=x^2$ $-1 \leq x \leq 1$ fonksiyonu üreticisi	63
24. $y=x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı ..	64

25.	$y=x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu üreticisi	65
26.	$y=\log x$ $1 \leq x \leq 10$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı	68
27.	$y=\log x$ $1 \leq x \leq 10$ fonksiyonu üreticisi	69
28.	$y=\sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı	73
29.	$y=\sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu üreticisi	74
30.	$y=\tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı	77
31.	$y=\tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu üreticisi	78
32.	$y=\ln x$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı	81
33.	$y=\ln x$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonu üreticisi	82
34.	$y=x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı ..	85
35.	$y=x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu üreticisi	86
36.	$y=x$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı ..	89
37.	Açık kanalda su akış hızının ölçümü için bir düzenek	92
38.	Su akış hızının askı kolu sapma açısı θ ya göre değişimi	96
39.	Açık kanalda su akış hızı ölçen düzenek	98

ÇİZELGE LİSTESİ

<u>Çizelge no</u>	<u>Sayfa</u>
1. 5 noktada fonksiyon üretiminde optimun 4-çubuklar .	7
2. Galerkin metodu ile 4-çubuklarda fonksiyon üretimi sonuçları	9
3. Altbölge metodu ile 4-çubuklarda fonksiyon üretimi sonuçları	10
4. 6-çubuklu Stephenson mekanizması fonksiyon sentezi.	11
5. $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonunu üreten 4-çubuk tasarımları	44
6. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunu üreten 4-çubuk tasarımları	47
7. $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonuna göre 4-çubuk tasarım sonuçları	51
8. $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu için 4-çubuk tasarımları	54
9. $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu için 4-çubuk tasarımları	58
10. $y = x^2$ $-1 \leq x \leq 1$ fonksiyonu için verilen 4-çubuk tasarımları	61
11. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu için verilen 4-çubuk tasarımları	61
12. $y = \log x$ $0 \leq x \leq 10$ fonksiyonu 4-çubuk tasarım sonuçları	66
13. $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonunu üretecek başlangıç Watt2 mekanizması	71
14. Başlangıç ve sonuç Watt2 mekanizması parametreleri.	72
15. $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonunu üretecek başlangıç Watt2 mekanizması	75
16. Başlangıç ve sonuç Watt2 mekanizması parametreleri.	76

17.	$y = \ln x$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonunu üretecek başlangıç Watt2 mekanizması	79
18.	Başlangıç ve sonuç Watt2 mekanizması parametreleri.	80
19.	$y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunu üretecek başlangıç Watt2 mekanizması	83
20.	Başlangıç ve sonuç Watt2 mekanizması parametreleri.	84
21.	$y = x$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunu üretecek başlangıç Watt2 mekanizması	87
22.	Başlangıç ve sonuç Watt2 mekanizması parametreleri.	88
23.	DeneySEL, su akış hızı ve askı kolu sapma açısı (θ) değerleri	95

ÖZ

Mekanizmalarda giriş ve çıkış kolları arasındaki hareket aktarımı belirli bir fonksiyonel ilişkiye göre gerçekleşir. Söz konusu fonksiyonel ilişkinin verilen bir fonksiyona eşit olacak şekilde mekanizma boyutlarının saptanması problemi fonksiyon sentezi olarak bilinir.

Bu çalışmada 4-çubuk ve 6-çubuklar kullanılarak, istenen fonksiyonu yaklaşık olarak üretecek mekanizma tasarımlarını gerçekleştiren bilgisayar program paketi hazırlanmıştır. Programlar yardımı ile yapılan sayısal denemelerde elde edilen sonuçların, literatürde yer alan sonuçlara göre daha iyi olduğu gösterilmiştir.

ABSTRACT

Transmission of motion between the input and output links of a mechanism occurs according to a definite functional relationship. Determining the dimensions of a mechanism to secure a given functional relationship is known as the function generation problem.

Here in this work computer program packages have been prepared to realize the generation of required functions through the use of 4-bar and 6-bar mechanisms. It has been shown that the results obtained through numerical experiments carried out on computer are better than those reported in literature.

1. GİRİŞ

Mekanizma, hareket ve kuvvet aktarmaya, ya da bir cismin noktalarını belirli yörüngeler üzerinde ilerletmeye yarayan mekanik bir düzenlemedir (AKÇALI, 1982). Bu yüzden mekanizma öncelikle hareket fikrini akla getirir.

Hareket aktarımı mekanizmalarda, mekanizmaya ait kinematik büyüklüklerle ilişkili bir aktarma fonksiyonuna göre gerçekleşir. Giriş uzvundan verilen bir hareket, belirli bir fonksiyonel dönüşümle çıkış uzvundan alınır. Böylelikle mekanizmalar, giriş ve çıkış uzvu hareketlerinin kontrolünü sağlayan ve bu kontrol işlevini karakterize eden bilgilerin, mekanizmaya ait kinematik büyüklüklerde saklandığı bir bilgi deposu olarak düşünülürler. Sözü edilen kinematik büyüklüklerin, anılan hareket kontrol işlevini gerçekleştirmek üzere seçilmesi ise fonksiyon üretimi problemi olarak adlandırılır.

Fonksiyonel dönüşümler çok çeşitli mekanizmalar yardımı ile gerçekleştirilebilir. Kam, dişli, raçet vs. gibi mekanizmalar bunlara örnek verilebilir (SÖYLEMEZ, 1979). Bunların içerisinde önemli birisi de, diğerlerine göre daha ekonomik ve basit olan kol mekanizmalarıdır.

Kol mekanizmalarının tasarımı, çıkış kolunun dönme, salınma ve kayma şeklindeki hareketlerinin zamanın bir fonksiyonu, veya giriş kolunun hareketinin bir fonksiyonu olması istenir.

Örneğin; yüksek sıcaklık, basınç, zehirli gaz ve kimyasal maddeler, ağır yükler altında çalışma gibi insan sağlığı için elverişsiz ve tehlikeli ortamlarda, uzaktan kumandayla ölçme ve denetleme işlevinin yerine getirilmesi gibi kontrol olaylarında (AKÇALI, 1986) veya, bir konveyör hattında, konveyör hareket halinde iken, şişe kapama, geri dönme, bir sonraki kapağı alma gibi, bir hareket programlaması olayı kol mekanizmalarının fonksiyon üretimi

kapsamında çözümlenmesi ile mümkün olur (SHIGLEY ve UICKER, 1981). Doğrusal olmayan mekanik çıktıları doğrusallaştırma işlemi de fonksiyon sentezi kapsamında düşünülür (ERDMAN ve MIDHA, 1973).

Fonksiyon üretimi problemi, istenen bir fonksiyonu sağlayacak mekanizma parametrelerinin saptanmasıdır. Burada olaya iki türlü yaklaşmak mümkündür. Birincisi istenen veya verilen fonksiyonu hatasız (tam) olarak üretecek mekanizmaların araştırılması, ikincisi ise istenen fonksiyonu kabul edilebilir bir yaklaşıklıkta üretebilecek, türü belirlenmiş mekanizmanın bilinmeyen parametrelerinin bulunmasıdır. İstenen bir fonksiyonu tam olarak üretecek mekanizma sayılarının sınırlı olmasına karşılık (ARTOBOLEVSKI, 1975) herhangi bir fonksiyonu yaklaşık olarak üretecek mekanizma sayıları çok daha fazladır. Bu yüzden, hatasız fonksiyon üretecek mekanizmaları araştırmak hem zor hem de pahalı bir olay olduğundan, tam sentez yerine yaklaşık senteze (AKÇALI, 1979) ilişkin yöntemlerin geliştirilmesi çok daha akılcıdır.

Mekanizmalarda giriş ve çıkış uzuvları arasında çok karmaşık matematiksel ilişkilerin olması nedeniyle önceleri sentez problemlerine grafiksel yaklaşımlarla çözümler arama yoluna gidilmiştir (AKÇALI, 1987). Fakat grafiksel metodlarda çözüm çizim hassasiyeti ile sınırlı ve her yeni veri için tekrarı gerektirdiğinden uzun ve sıkıcı bir yöntemdir. Hızlı hesaplama olanağına sahip bilgisayarın ortaya çıkması yaklaşık fonksiyon üretimi problemlerinde çok sayıda analitik yöntemlerin geliştirilmesini olanaklı kılmıştır.

Geliştirilen pek çok analitik yöntemin ortak noktası, istenen fonksiyonla, mekanizmanın ürettiği fonksiyon arasındaki farkı (Hata) amaç fonksiyonu olarak ele alıp bu hatayı, belirli bir çalışma aralığında en aza indirmektir. Bu yüzden, yöntemlerin bir çoğunda optimizasyon fikri

mevcuttur. Metodlar, amaç fonksiyonunun (Hata fonksiyonu) en aza indirilmesinde kullanılan matematiksel yaklaşımlara göre farklı isimler alırlar. Bunlardan en çok kullanılanları; Kesin nokta metodu (HARTENBERG, DENAVIT,1964), Alt bölge metodu (AKÇALI, LINDHOLM, 1979), Galerkin metodu (AKÇALI, DITTRICH, 1988), En küçük kareler metodu (AKÇALI, 1977) sayılabilirler.

Yaklaşık sentez problemlerinde, üretilen fonksiyon ile istenen fonksiyon arasındaki hataya yapısal hata da denir (AKÇALI, 1987). Yapısal hatanın en aza indirilmesinde, en önemli faktör, mekanizmaya ait bilinmeyen parametre sayılarının fazlalığıdır. Daha önce sözü edilen yöntemler iterasyona dayandığından, bilinmeyen parametre sayısı fazla olduğunda, çözümde çok büyük güçlükler ortaya çıkmakta, çoğu zaman da çözümü mümkün olmamaktadır. Örneğin (ROTH ve FREUDENSTEIN (1963) de dokuz konuma uygulanan kesin nokta sentezinin çözümünde Newton-Raphson (PRESS, FLANNERY, TEVKOLSKY,VEFTERLING,1986) adıyla bilinen sayısal, doğrusal olmayan denklem çözüm tekniği, "Çizme bağı" denilen bir çözüm stratejisi içinde kullanılmıştır (AKÇALI, 1984). Ancak, karmaşık denklem doğasından ötürü, çözüm her başlangıç değeri için varolmamaktadır. Çözüm olması halinde bile farklı başlangıç değeri için farklı sonuçlar elde edildiği gösterilmiştir (AKÇALI, 1984).

4-çubuk mekanizmalarında bilinmeyen parametre sayısının az olması nedeniyle, daha önce sözü geçen yöntemlerin etkin oldukları gözlenmiştir. (HARTENBERG, DENAVIT, 1964). Önemli kol mekanizmalarından olan 4 çubukların seçilmesinin sebepleri şu şekilde sıralanabilir:(AKÇALI, 1979).

- i) Düzlemde adi eleman çiftlerine sahip, mümkün olan en basit zorunlu hareketli kapalı zincir olmasından ötürü pek çok tasarım problemi 4-çubukla ekonomik biçimde çözülür.

ii) Pratikte pek çok mekanizmanın fiziksel biçimlerinin 4-çubuk mekanizmasının aynısı olarak görülmemelerine karşın temelde aynı dört uzuv zincirine sahip olmalarından ötürü, 4 çubuk kuramları bunlar için de geçerlidir.

iii) Uygulamalarda karşılaşılan çok uzuvlu bileşik ve karmaşık mekanizmalardan bir çoğunun en önemli bileşeni 4-çubuktur. Bu yüzden, bu tür mekanizmaların sentez ve analizi, dört çubuğun sentez ve analizinden geçer.

Yukarıda açıklanan sebeplerden dolayı, fonksiyon üretiminde 4-çubukların tasarımı önem taşır. Daha önce söylendiği gibi, yapısal hata, bilinmeyen parametre sayısının artışına paralel olarak azalır. Bilinmeyen parametre sayısı, çok uzuvlu mekanizmalara göre az olan 4-çubuklardaki kinematik büyüklüklerin sayısı ile sınırlıdır. Daha büyük yapısal hata elde etmek parametre sayısının artırılması ve bunu sağlayan çok uzuvlu mekanizmaların kullanılmasıyla olanaklıdır.

Fonksiyon üretiminde yapısal hatanın en aza indirilmesindeki temel koşullardan birisinin parametre sayısı fazla olan çok uzuvlu mekanizmalardan yararlanma olduğu belirtilmiştir. Fonksiyon sentezi problemin çözümünde yapısal hatanın istenen düzeyde elde edilmemesi halinde, ilk denenecek mekanizma 6-çubuklu mekanizmalardır. 6-çubuklu zincir iki şekilde zorunlu hareketli mekanizma oluşturmaktadır. Watt ve Stephenson mekanizmaları (AKÇALI,1979 ü.b). Bunlardan özellikle üçlü uzuvlardan birinin gövde yapıldığı Watt2 mekanizması fonksiyon sentezinin yukarıda belirtilen temel hedefi için potansiyel içermektedir.

Bu çalışmada 6-çubuklu zincirlerden türetilen zorunlu hareketli Watt2 mekanizmasının istenen fonksiyonları üretecek şekilde en iyi tasarımı için bir teknik geliştirilmiştir. Bu teknikte 6-çubuklu Watt2 mekanizması,

seri bağılı iki dört çubuk şeklinde düşünülmüştür.4- çubuklar yan yana getirildiklerinde sonuçta 6- çubukla istenen fonksiyonu üretecek biçimde seçilmiş fonksiyonlara göre geliştirilmiş yöntemlerle tasarlanmıştır. Kullanılan optimizasyon yöntemi iterasyona dayandığından, iterasyonu başlatacak ilk çözümün iyi seçilmesi şarttır. Bu şart 4- çubukların en iyi tasarımıyla yerine getirilmiş olmaktadır. Söz konusu yaklaşım bilgisayar program paketi haline getirilmiştir. Toplam yapısal hatanın en küçük kareler anlamında en aza indirilmesi sırasında ortaya çıkan birinci ve ikinci türev işlemleri program paketi içinde analitik türev alma yerine, sayısal tekniklerle gerçekleştirilmiştir. Integral işlemlerinde ise Simpson kuralı kullanılmış, sonuçta istenen fonksiyonları 4-çubuklardan daha az hatayla üretecek 6-çubukların optimum tasarımı gerçekleştirilmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Fonksiyon sentezi kapsamında, çeşitli mekanizmaların tasarımları üzerine, bu güne kadar farklı metodlarla pek çok çalışmalar yapılmıştır. Yapılan bu çalışmalarda ulaşılabilen ve en iyi olduğu düşünülenlerle, kullanılan yöntemlerden sonuçlanan bazı ilginç bulgulara burada yer verilmiştir.

Analitik yöntemlere geçmeden önce, bazı grafiksel yöntemlerden söz etmek, analitik yöntemlerin ortaya çıkışını ve yöntemlerin gelişim evrelerini anlayabilmek açısından faydalıdır. Grafik metodlar, mekanizmanın önceden belirlenen konumlarının tam elde edilebilmesini sağlayacak biçimde bilinmeyen parametrelerin çizim yardımı ile bulunması esasına dayanır. Verilen nokta-konum sayısı arttıkça, grafiksel metodlarda çözümün güçlüğüne yanı sıra hassasiyet de azalır. Konum sayısı beşi geçtiğinde, yaklaşım deneme yanılmaya dayanmakta, çözüm yaklaşık bir nitelik almaktadır. Artık problemde önemli olan konumları kesin olarak üretmek değil, amaç verilen bir fonksiyondan mümkün olan en az miktarda farklı olan fonksiyonun elde edilebileceği mekanizmayı tasarlamaktır. Deneme yanılmayı içeren grafik bir tasarım yöntemi çakıştırma (Overlay) metodudur (AKÇALI, 1979).

Analitik yaklaşımlardan birisi , daha önce de sözü edilen kesin nokta sentezidir. Bu metod, mekanizmanın hareket aralığında, mekanizmaya ait parametre sayısı kadar noktada, üretilen fonksiyonla istenen fonksiyonun birbirine eşitlenmesi ve ortaya çıkan denklemin bilinmeyen parametreleri için çözülmesi esasına dayanır. Yöntem, seçilen nokta sayısı üç ise üç-nokta, dört ise dört-nokta, beş ise beş-nokta sentezi şeklinde adlandırılır (HARTENBERG ve DENAVIT, 1964).

Hartenberg ve Denavit (1964) de beş noktada kesin nokta metodunu 4- çubukların tasarımında kullanmışlardır. $y = f(x)$ şeklindeki fonksiyonların 4- çubukla üretilmesinde, optimum tasarımlar olarak elde edilen sonuçlar çizelge 1 de görülmektedir.

*Çizelge 1. 5 noktada fonksiyon üretiminde optimum 4-çubuklar.

Fonksiyon	$\log x$	$\sin x$	$\tan x$	x^2	x^2
x in tanım aralığı	$1 \leq x \leq 2$	$0 \leq x \leq 90^\circ$	$0 \leq x \leq 45^\circ$	$0 \leq x \leq 1$	$-1 \leq x \leq 1$
$\Delta \theta$ (°)	60	90	90	90	90
$\Delta \psi$ (°)	60	90	90	90	60
Kesin Noktalar					
x_1	1.0144678	2.76333673	1.6246052	0.03368	-0.945
x_2	1.1355580	21.988925	12.842451	0.24917	-0.525
x_3	1.3842742	48.226892	27.47676	0.54280	0.049
x_4	1.7004985	71.414168	38.542302	0.81636	0.672
x_5	1.9627009	87.54952	44.269088	0.97863	0.976
θ_1 (°)	52.6283	-62.263261	269.70917	-29.32	-21.18
ψ_1 (°)	259.07749	75.606709	124.18966	233.83	-53.67
Çubuk boy.					
a_1/a_4	-3.23485	1.8343688	-2.6603189	2.5233	-0.610
a_2/a_4	0.8456021	2.2385439	7.430444	3.3295	0.565
a_3/a_4	3.4855187	-0.6936455	8.6856194	-0.5559	0.380
En büyük yapısal hata %	0.0062	0.21	0.042	0.0748	4.47

*Çizelge 1 de x , bağımsız değişken, $\Delta \theta$ ve $\Delta \psi$ sırasıyla giriş ve çıkış kolu dönüm miktarı x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 hatının sıfır olması istenen noktaları, θ_1 ve ψ_1 giriş ve çıkış kolu başlangıç açıları, a_1, a_2, a_3, a_4 4-çubuk boyutlarını simgelemektedir.

Çizelge 1, yapısal hatanın en büyük değeri ile 4-çubuk mekanizmasının kol boyutlarını da içermektedir. İyi bir yapısal hatanın yanı sıra tasarımın kalitesi açısından kol boyutlarının uygunluğu önemlidir. Çalışmada yapısal hatanın tüm hareket aralığı boyunca dağılımının nasıl olduğu verilmemiştir.

Bir başka çalışmada AKÇALI ve DITTRICH (1988), Galerkin adı verilen metodu 4 - çubuk tasarımına uygulamışlardır. Galerkin yöntemi , çözüm bölgesinde sıfır olması istenen bir "Kalıntı Fonksiyonu" ve bu kalıntı fonksiyonunu çeşitli oranlardaki katkılarıyla oluşturan tanım bölgesinde sürekli "ağırlık fonksiyonları" gibi iki temel öğeyi içermektedir. Kalıntı fonksiyonu içindeki parametreler, ağırlık ile kalıntı fonksiyonlarının çarpımının bölgedeki integrali sıfır olacak şekilde ayarlanır. Galerkin metoduyla gerçekleştirilen bazı 4-çubuk tasarımları Çizelge 2 de sunulmuştur.

Fonksiyon sentez problemlerinde kullanılan bir başka metod da , daha önce anılan Altbölge metotudur (AKÇALI ve LINDHOLM, 1979). Bu yöntemde hareket aralığı mekanizmada varolan parametre sayısı kadar alt aralıklara bölünür. Kapalı bir hata ifadesi içindeki mekanizma parametrelerinin değerleri her alt aralıktaki ortalama yapısal hatanın sıfır olması şartından hareketle belirlenir. AKÇALI ve LINDHOLM (1979), altbölge metodunu 4-çubukla fonksiyon üretilmesine uygulamışlar ve çizelge 3 de sunulan bazı sonuçları elde etmişlerdir.

Cizelge 2. Galerkin metodu ile 4-çubuklarda fonksiyon*
 üretimi sonuçları.

Fonksiyon	$\sin x$	$\tan x$	x^2
x in tanım aralığı	$1 \leq x \leq 90^\circ$	$0 \leq x \leq 45^\circ$	$0 \leq x \leq 1$
$\Delta\psi$ (°)	90	90	90
$\Delta\alpha$ (°)	60	60	60
Ağırlık fonksiyon.			
w_1	1.00	1.00	1.00
w_2	$\cos \psi'$	$\cos \psi'$	$0.0174x$
w_3	$\sin \psi'$	$\sin \psi'$	$0.0174x^2$
w_4	$\cos \alpha'$	$\cos \alpha'$	$0.0174x^3$
w_5	$\sin \alpha'$	$\cos \alpha' - \psi'$	$0.0174x^4$
ψ_0 (°)	89.8709	-89.9938	-10.289
α_0 (°)	62.3125	24.8585	82.1175
Çubuk boy.			
x_1	-0.7488	42.0822	-1.8934
x_2	9.6568	58.7830	11.8045
x_3	-0.7298	-32.0972	-1.6809
En büyük yapısal hata %	0.66	-0.15	0.78

* $\Delta\psi, \Delta\alpha$, 4-çubuğun giriş ve çıkış kolu dönüş miktarı x_1, x_2, x_3 kol boyutları, w_1, w_2, w_3, w_4, w_5 keyfi seçilen ağırlık fonksiyonları, ψ_0, α_0 giriş ve çıkış kolu başlangıç açıları, x istenen fonksiyonun bağımsız değişkeni olarak simgelenmiştir. Gövde boyu $x_6=10$ olarak alınmıştır.

Cizelge 3. Altbölge metodu ile 4-çubuklarda fonksiyon*
üretimi sonuçları.

Fonksiyon	sin x	log x
x in tanım aralığı	$1 \leq x \leq 90^\circ$	$1 \leq x \leq 10$
$\Delta\psi$ (°)	90	90
$\Delta\alpha$ (°)	60	60
ψ_0 (°)	292.79	41.87
α_0 (°)	274.31	289.73
Çubuk boy.		
x_1	-0.6696	1.2833
x_2	1.2202	0.7659
x_3	-0.5594	-1.5378
En büyük yapısal hata %	0.22	-0.66

*Cizelge 3 de $\Delta\psi, \Delta\alpha$ giriş ve çıkış kolu dönü miktarı, ψ_0, α_0 giriş ve çıkış kolu başlangıç açısı x_1, x_2, x_3 kol boylarının gövde boyuna oranı olarak temsil edilmiştir.

Fonksiyon sentezinde, yapısal hatanın 4- çubuk mekanizması yardımı ile istenen düzeye indirilemediği durumlarda, 6-çubuk veya daha fazla uzuvlu mekanizmalara ihtiyaç doğmaktadır. Fakat 4 - çubukların tasarımında kullanılan metodların, 6-çubukların tasarımına doğrudan uygulanması çoğu zaman mümkün değildir. Bu yüzden daha başka optimizasyon yöntemlerine ihtiyaç duyulur. AKÇALI (1977) de bir çalışmada 6-çubuklu stephenson mekanizmasını iki ayrı 4-çubuğa ayırmış, önce 4 -çubukların tasarımını gerçekleştirip bunları tekrar birleştirdikten sonra oluşan yeni altı çubuklu mekanizmanın hata fonksiyonunu en küçük kareler metoduyla en aza indirme sürecine tabi tutmuştur. Bu çalışmanın sonucunda elde edilen bazı sonuçlar çizelge 4 de gösterilmiştir.

Çizelge 4. 6-çubuklu Stephenson mekanizması fonksiyon sentezi.

Fonksiyon	x' in Aralığı	En büyük yapısal hata (%)
$y = \sin(x)$	$0 \leq x \leq 90$	- 0.3
$y = \log(x)$	$1 \leq x \leq 10$	0.3

Altı çubuklar ile fonksiyon ve yörünge üretiminin bir arada yapıldığı, bir çalışmada, Burmester teorisi adı verilen bir yöntem uygulanmıştır. $y = \sin(x)$, 90° , 60° lik giriş çıkış dönü miktarı ve $0^\circ \leq x \leq 90^\circ$ aralığında tasarlanmış ve sonuçta en büyük % 1.006 lık bir derece cinsinden yapısal hata elde edilmiştir (RAO, ERDMAN ve SANDOR, 1973).

Yukarıda özetlenen yöntemler aslında daha da geliştirilebilir fikir ve sonuçlar içermektedir. Bu çalışmada bu fikir ve sonuçlardan da yararlanarak, yapısal hatanın bundan önce elde edilen düzeyinden daha düşük ve tasarım kalitesi yükseltilmiş çözümler hedeflenmektedir.



3. MATERYAL VE METOD

3.1 Giriş

Daha önce de belirtildiği üzere, çalışmanın amacı, 4-çubukların, mekanizmaların büyük bir bölümünün temel yapı taşları olduğu gözleminden hareketle 6 uzuvlu Watt2 mekanizmasının, fonksiyon sentezine yönelik en iyi tasarımlarını 4-çubukların tasarımı yoluyla gerçekleştirmektir. Başka bir anlatımla, çok uzuvlu mekanizmalar bu çalışma kapsamında modüler bir yaklaşımla tasarlanıp incelenecektir. Bu bölümde Watt2 mekanizmasının temel bileşeni olan iki 4- çubuğun tasarım ve incelenmesine ilişkin iki yöntem ve bu yöntemlere göre yazılmış bilgisayar program paketi tanıtılmaktadır. Daha sonra 4 çubukların birleştirilmesiyle oluşan altı çubuklu mekanizmanın tasarım ve incelenmesiyle ilgili bir optimizasyon yöntemi bu yöntem uyarınca geliştirilen bilgisayar program paketi açıklanacaktır.

3.2 Fonksiyon Üretiminde Dört Çubuk Tasarımı

Altı çubukların tasarımına geçmeden önce, Galerkin ve Alt bölge adı verilen iki yöntemin matematiksel esasları kısaca gözden geçirilmiştir.

3.2.1 Fonksiyon Sentezinde Galerkin Yöntemi

Bir kol mekanizmasının giriş kolunun dönme açısını, çıkış kolunun α dönme açısına bağlayan bir hareket denklemi verilmiş olsun :

$$G(\psi, \alpha) = 0 \quad (1)$$

Mekanizmanın hareketi, giriş uzvunun ψ_0, ψ_n ve çıkış uzvunun α_0, α_n gibi iki konumu arasında sürekli olacağından (1) hareket denklemi $\psi_0 \leq \psi \leq \psi_n, \alpha_0 \leq \alpha \leq \alpha_n$ aralığında geçerli olacaktır. $y = y(x), x_0 \leq x \leq x_n$ biçimindeki bir matematik fonksiyonun y bağımlı ve x bağımsız değişkenleri ile kol mekanizmasının α çıkış ve ψ giriş değişkenleri arasında doğrusal bir benzetme yapılırsa, (1) denkleminde bu matematik fonksiyonu mekanik olarak üretmek üzere yararlanılır. Bu doğrusal benzetme aşağıdaki bağıntılar yardımı ile kurulur:

$$\psi(x) = \psi_0 + R_x (x - x_0), \quad R_x = \Delta\psi / \Delta x \quad (2)$$

$$\alpha(x) = \alpha_0 + R_y (y(x) - y(x_0)), \quad R_y = \Delta\alpha / \Delta y \quad (3)$$

(2), (3) de $\Delta\psi, \Delta\alpha$ giriş ve çıkış uzuvlarının hareket miktarı; $\Delta x, \Delta y$ ise fonksiyonun x, y değişkenlerindeki en büyük değişme miktarlarıdır.

Galerkin yöntemine göre, hareket denklemindeki mekanizma parametreleri öyle ayarlanmaktadır ki, aşağıdaki integral denklemi sağlansın:

$$\int_{x_0}^{x_n} G(\psi(x), \alpha(x)) W_k(x) dx = 0 \quad k=1, \dots, m \quad (4)$$

(4) denkleminde $W_k(x)$ keyfi seçilmiş ağırlık fonksiyonu, m G hareket fonksiyonunun kurulan parametre sayısıdır. Seçilen $W_k(x)$ ağırlık fonksiyonunun G nin yapısı içinde olması istenir. (1) denklemi hareket sırasında değişen $(\psi(x), \alpha(x))$ ve değişmeyen (x_i) parametre ya da değişken gruplarına ayrılacak biçimde yeniden düzenlenebilir:

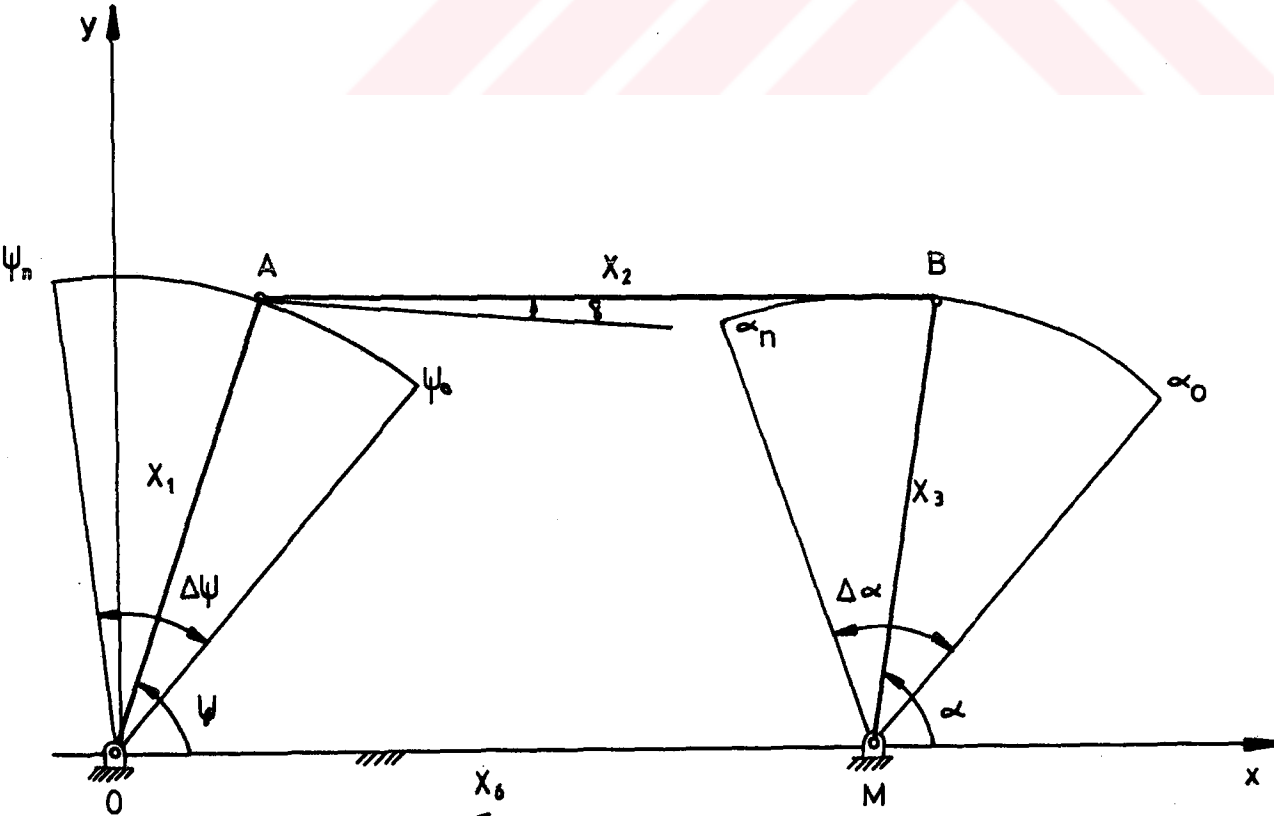
$$G = \sum_{i=1}^m W_i(x) Z_i(x_i) \quad (5)$$

(5) varsayımı altında 4 denkleminin $\int_{x_n}^{x_0} G^2 dx$ gibi bir

amaç fonksiyonunun en büyük değerini bulduran birinci türev ifadesi olduğu kolaylıkla görülür. Bu anlamda Galerkin yönteminin aynı zamanda bir optimizasyon yöntemi olduğu kabul edilebilir.

3.2.2 Galerkin Yönteminin 4- Çubukla Fonksiyon Sentezine Uygulanması

4- çubukların hareket denklemleri (5) varsayımına uygundur. Parametre sayısı arttığında, mekanizma tarafından üretilen fonksiyonun verilen fonksiyona yaklaşması hızlanacağından Galerkin metodu 4- çubukların yapısında pratik olarak en fazla sayıda varolan beş parametreye göre tasarlanacaktır. Parametreler; x_1, x_2, x_3 , kol boyutları ve ψ_0, α_0 , giriş ve çıkış kolu başlangıç açılarıdır.



Sekil 1. 4-çubuk fonksiyon sentezi parametreleri.

Şekil 1 den aşağıdaki kapalı ifade çıkarılır.

$$G(Z_1, Z_2, Z_3, \alpha, \psi) = Z_2 - Z_3 \cos \psi + Z_1 \cos \alpha - \cos(\alpha - \psi) = 0 \quad (6)$$

Burada Z_1, Z_2, Z_3 mekanizmanın boyutları ile ilgili parametre ψ ve α giriş ve çıkış kolu açılarıdır. (6) ifadesi (4) te yerine yazılıp düzenlenirse;

$$a_k Z_2 - b_k Z_3 + a_k Z_1 - d_k = 0, \quad k = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (7)$$

(7) nolu ifade elde edilir. Burada a_k, b_k, c_k, d_k lar ağırlık fonksiyonlarını içeren integral katsayılarıdır. (7) nolu ifade 5 bilinmeyenli 5 doğrusal olmayan denklemi gösterir. Bu denklemlerin çözümünden mekanizmanın bilinmeyen parametreleri çözülür ve (4) şartını sağlayan parametreler bulunmuş olur.

3.2.3 Fonksiyon Sentezinde Altbölge Metodunun 4- çubuklara Uygulaması.

Daha önce Galerkin yönteminde verilen (1), (2), (3) ifadeleri altbölge için de geçerlidir. Burada (4) nolu ifadenin yerine aşağıdaki eşitlik yazılır.

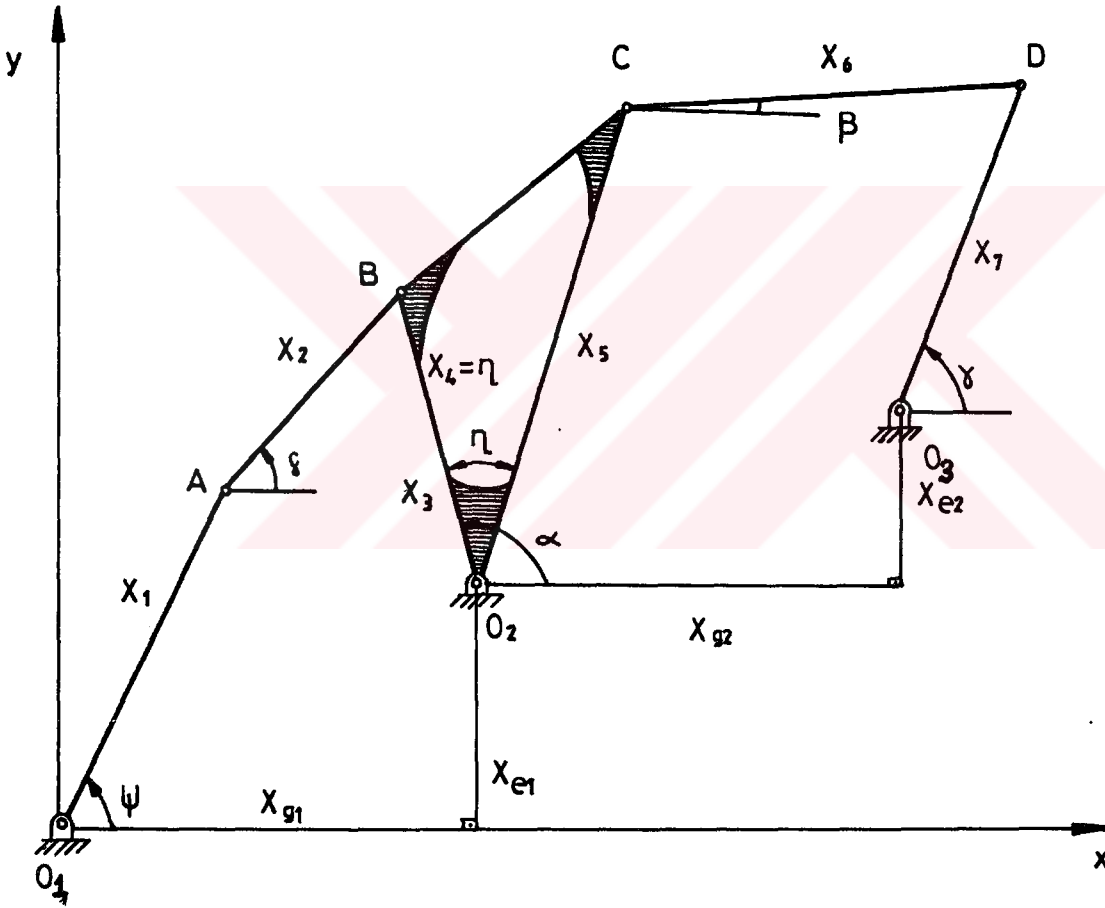
$$\int_{\psi_{k-1}}^{\psi_k} G(x_i, \alpha, \psi) d\psi = 0, \quad i, k = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (8)$$

Burada x_i ler mekanizmaya ait bilinmeyen parametreler, $[y_{k-1}, y_k]$ lar, $[\psi_0, \psi_n]$ hareket aralığı içerisinde yer alan alt bölgeleri gösterir. (8) ifadesi 5 altbölge için yazılır ve elde edilen, doğrusal olmayan karakterdeki denlemler çözülürse bilinmeyen, kinematik 5 büyüklük bulunur.

3.3 Altı Çubuklu Watt2 Mekanizmasının Fonksiyon Sentezi.

İki ayrı 4- çubuğun seri olarak bağlanmasıyla meydana getirilen Watt2 mekanizmasıyla fonksiyon üretimi sürecinde hareket denkleminin bilinmesine gereksinim vardır.

3.3.1 Altı Çubuk Mekanizmasının Hareket Denklemi.



Şekil 2. Altı çubuklu Watt2 mekanizması parametreleri.

Şekil-2 de O_1 A B O_2 dörtgeninden aşağıdaki vektörel ifade yazılır.

$$\vec{x}_1 + \vec{x}_2 - \vec{x}_3 - \vec{x}_{e1} - \vec{x}_{g1} = 0 \quad (9)$$

(9) ifadesi kutupsal şekilde yazılıp düzenlenirse aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$x_1 \cos \psi + x_2 \cos \delta - x_3 \cos \alpha - x_{g1} = 0 \quad (10)$$

$$x_1 \sin \psi + x_2 \sin \delta - x_3 \sin \alpha - x_{e1} = 0 \quad (11)$$

(10) ve (11) ifadesinden δ yok edilip düzenlenirse α ile ψ arasındaki bağıntılar bulunur.

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{-h + \sqrt{h^2 + k^2 - s^2}}{k - s} \right) \quad (12)$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{-h - \sqrt{h^2 + k^2 - s^2}}{k - s} \right) \quad (13)$$

α_1 ve α_2 , aynı ψ açısına karşılık iki ayrı mekanizmanın olduğunu gösterir. (12) ve (13) ifadelerinde yer alan k , h , s büyüklükleri aşağıdaki şekildedir.

$$k = x_{g1} - x_2 \cos \psi \quad (14)$$

$$h = x_1 \sin \psi + x_{e1} \quad (15)$$

$$s = \frac{h^2 + x_3^2 + k^2 - x_2^2}{2 x_3} \quad (16)$$

Benzer şekilde $O_2 C D O_3$ dörtgeninden elde edilen vektörel eşitlik şöyle yazılır.

$$\vec{x}_5 + \vec{x}_6 - \vec{x}_7 - \vec{x}_{e2} - \vec{x}_{g2} = 0 \quad (17)$$

(17) eşitliğindeki vektörel büyüklükler kutupsal şekle dönüştürülüp düzenlenirse (10), (11) ifadelerine benzeyen bağıntılar elde edilir.

$$x_5 \cos \alpha - l + x_6 \cos \beta - x_7 \cos \gamma - x_{g2} = 0 \quad (18)$$

$$x_5 \sin \alpha - l + x_6 \sin \beta - x_7 \sin \gamma - x_{e2} = 0 \quad (19)$$

(18) ve (19) ifadesinde β yok edilirse γ ile $\alpha - \varrho$ arasındaki bağıntılar şöyle olur.

$$\gamma_1 = \tan \left(\frac{-1 - h' + \sqrt{h'^2 + k'^2 - s'^2}}{k' - s'} \right) \quad (20)$$

$$\gamma_2 = \tan \left(\frac{-1 - h' - \sqrt{h'^2 + k'^2 - s'^2}}{k' - s'} \right) \quad (21)$$

(20), (21) ifadelerinde yer alan h' , k' , s' büyüklükleri aşağıda verilmiştir.

$$k' = x_{g2} - x_5 \cos \alpha - \varrho \quad (22)$$

$$h' = x_5 \sin \alpha - \varrho + x_{e2} \quad (23)$$

$$s' = \frac{h'^2 + x_7^2 + k'^2 - x_6^2}{2 x_7} \quad (24)$$

γ_1 ve γ_2 ifadeleri içerisinde yer alan α büyüklüğü α_1 ve α_2 olmak üzere iki değerlidir. Bu sebeple γ_1, α_1 ve α_2 ye bağlı olarak iki farklı şekilde, γ_2, α_1 ve α_2 ye bağlı olarak iki ayrı şekilde yazılırsa, şekil 2 deki mekanizmanın bir tek giriş kolu açısına karşılık 4 farklı çıkış kolu açısı elde edilebileceği anlaşılır. Bu da aynı boyutlar ve giriş kolu konumuyla 4 ayrı mekanizma kurulabileceğini ifade eder. Bu dört ayrı mekanizmanın çıkış kolu açıları aşağıdaki biçimde gösterilmiştir.

$$\gamma_{11} = f_1 (\alpha_1) \quad (25)$$

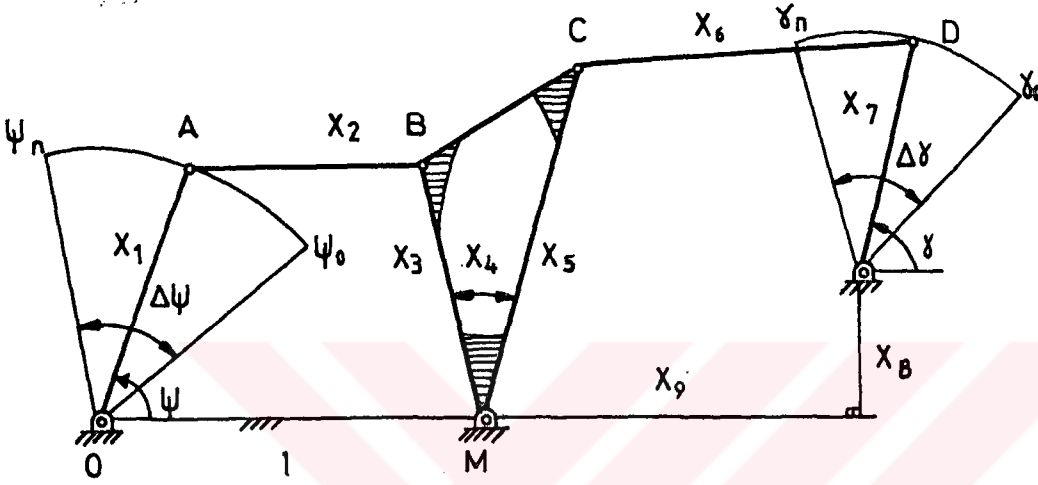
$$\gamma_{12} = f_2 (\alpha_2) \quad (26)$$

$$\gamma_{21} = f_3 (\alpha_1) \quad (27)$$

$$\gamma_{22} = f_4 (\alpha_2) \quad (28)$$

3.3.2 Enküçük Kareler Yöntemi ile Watt2 Mekanizmasının Fonksiyon Sentezi.

Şekil 3 de genel Watt2 mekanizması görülmektedir.



Şekil 3. Genel Watt2 mekanizması fonksiyon sentezi parametreleri.

Genel Watt2 mekanizmasında (Şekil 3) bilinmeyen parametre sayısı onbir dir. Bu parametreler sutun matris içerisinde aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \\ x_9 \\ x_{10} = \psi_0 \\ x_{11} = \gamma_0 \end{bmatrix}$$

(29)

Mekanizmaya ait ψ , α giriş çıkış değişkenleri ile, istenen fonksiyonun x , y değişkenleri arasındaki benzerlik aşağıdaki doğrusal bağıntılarla kurulabilir:

$$\psi(x) = \psi_0 + R_x(x - x_0), R_x = \Delta\psi / \Delta x \quad (30)$$

$$\gamma(x) = \gamma_0 + R_y(y(x) - y(x_0)), R_y = \Delta\gamma / \Delta y \quad (31)$$

(30) ve (31) ifadelerinde, $\Delta\psi$, $\Delta\gamma$ giriş kolu ve çıkış kolu, dönü miktarları , x_0 , y_0 gerçek fonksiyonun başlangıç ve son değerleri , Δx , Δy ise istenen fonksiyonun bağımsız ve bağımlı değişkenlerindeki en büyük değişme miktarlarıdır. Bu durumda bir hata fonksiyonu (e) aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$e = (\gamma_m - \gamma_t) \quad (32)$$

(32) ifadesinde, γ_m , 6-çubuk mekanizmasının gerçek çıkış kolu açısı γ_t ise (31) ifadesindeki teorik olarak hesaplanan çıkış kolu açısıdır.

En küçük kareler metodu, belirli bir tanım aralığındaki hata kareleri toplamı şeklindeki bir amaç fonksiyonunun en aza indirilmesi esasına dayanır. Matematik olarak bu şu şekilde gösterilir.

$$\int_{\psi_0}^{\psi_n} e^2 d\psi = E = \text{Min} ! \quad (33)$$

(33) ifadesinde e hata fonksiyonu mekanizmaya ait 11 adet bilinmeyen parametreyi içermektedir. (33) ifadesinin minimum olması, E fonksiyonunun bilinmeyen parametre sayısı kadar türevlerinin sıfır olması koşulunu gerektirir. Bu aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\frac{\partial E}{\partial x_i} = 0 \quad , \quad i = 1, \dots, 11 \quad (34)$$

(34) ifadesi (33) e uygulanırsa;

$$\int_{\psi_0}^{\psi_n} e \frac{\partial e}{\partial x_i} d\psi = 0 \quad , \quad i = 1, \dots, 11 \quad (35)$$

(35) nolu ifade bulunur. (35) nolu ifadede yer alan hata fonksiyonunun (e) (32) nolu eşitlikteki değeri yerine konursa, (35) nolu ifade aşağıdaki şekle dönüşür.

$$\int_{\psi_0}^{\psi_n} (\gamma_m - \gamma_t) \frac{\partial (\gamma_m - \gamma_t)}{\partial x_i} = 0 \quad (36)$$

(36) ifadesi 11 bilinmeyenli 11 tane doğrusal olmayan denklem takımını gösterir. Söz konusu bu denklemlerin çözümü için Newton-Raphson (AKTAŞ, ÖNCÜL ve URAL, 1981) adı verilen doğrusal olmayan denklem takımlarını çözmeye yarayan metod seçilebilir.

3.3.3 Newton-Raphson Yöntemi (AKTAŞ, ÖNCÜL ve URAL).

Doğrusal olmayan ve n bilinmeyenli olan denklem takımı

$$\left. \begin{array}{l} f_1(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \\ \vdots \\ f_n(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \end{array} \right\} \quad (37)$$

şeklinde veya vektörel olarak,

$$\vec{F}(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \tag{38}$$

yazılabilir. Burada \vec{F} ile elemanları f_1, f_2, \dots, f_n den 0 ile de elemanları sıfır olan n boyutlu bir vektör gösterilmektedir. Böyle bir sisteme Newton - Raphson yöntemi şu şekilde uygulanır.

Bir $h(x_1, x_2, \dots, x_n) = h(x)$ fonksiyonu

$$x_0 = \begin{bmatrix} x_1^0 \\ x_2^0 \\ \vdots \\ x_n^0 \end{bmatrix} \tag{39}$$

civarında Taylor serisine açılırsa,

$$h(x) = h(x_0) + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial h}{\partial x_i} \right)_{x_0} (x_i - x_i^0) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial^2 h}{\partial x_i \partial x_j} \right)_{x_0} (x_i - x_i^0) (x_j - x_j^0) + \dots \tag{40}$$

yazılabilir. Bu ifadenin sadece ilk iki terimi denklem (38) olarak verilen $\vec{F}(x) = 0$ vektörünün $f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x)$ elemanları için kullanılarak vektörel olarak,

$$\vec{F}(x) = \vec{F}(x^0) + \sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial \vec{F}}{\partial x_i} \right|_{x_0} (x_i - x_i^0) \tag{41}$$

yazılabilir. Aynı ifade ardışık tekrar yapılmasını sağlayacak şekilde,

$$\vec{F}(x_{k+1}) = \vec{F}(x_k) + J(x_k) \Delta x \quad (42)$$

olarak tekrar yazılabilir. Burada

$$x_k = \begin{bmatrix} x_1^k \\ x_2^k \\ \vdots \\ x_n^k \end{bmatrix}, \quad \Delta x = x_{k+1} - x_k \quad (43)$$

ve

$$J(x_k) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_2}{\partial x_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix}_{x_k} \quad (44)$$

olarak tarif edilmiştir. J matrisi n değişkenli \vec{F} fonksiyon vektörünün Jacobian matrisidir. Eger x_{k+1} vektörü verilen denklem takımının yaklaşık çözümü ise

$$\vec{F}(x_{k+1}) = 0 \quad (45)$$

yazılır:

Buradan,

$$J(x_k) \Delta x = -\vec{F}(x_k), \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (46)$$

elde edilir. Denklem (46) bilinmeyen Δx vektörü olan bir doğrusal cebirsel denklem takımındır ve çözümden sonra

$$x_{k+1} = x_k + \Delta x \quad (47)$$

bulunur. Denklem (46) ile verilen ardışık tekrar ifadesi

$$x_{k+1} = x_k - J[x_k]^{-1} \vec{F}(x_k) \quad (48)$$

olarak da yazılabilir. (48) ifadesinin ikinci tarafındaki, ikinci terim, ardışık tekrarların çözüme yakınsamadığı durumda bir W çarpanı ile çarpılır. Bu durumda (48) ifadesi

$$x_{k+1} = x_k - W * J[x_k]^{-1} \vec{F}(x_k) \quad (49)$$

şeklinde yazılır ve W sistematik değiştirilerek çözüm yakınsaklaşana kadar tekrarlanır.

3.3.4 Newton-Raphson Yönteminin Fonksiyon Sentezine* Uygulanması.

(34) nolu denklem $\vec{F}(x_i) = 0, i=1, \dots, 11$ şeklinde doğrusal olmayan bir denklem takımıdır. Daha açık bir ifade ile,

$$\vec{F}(x_i) = \begin{bmatrix} f_1(x_1, x_2, \dots, x_{11}) \\ f_2(x_1, x_2, \dots, x_{11}) \\ \vdots \\ f_{11}(x_1, x_2, \dots, x_{11}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (50)$$

şeklinde gösterilir. (50) nolu denklem takımının (49) ifadesindeki ardışık tekrar şekline dönüştürülebilmesi için, $[J(x)]$ Jakobi matrisinin hesaplanması gerekir. Bunun için (35) ifadesinin tüm değişkenlere göre türevleri alınır,

$$[J(x_i)] = \begin{bmatrix} \psi_n \\ \int_{\psi_0}^{\psi_n} \left(\frac{\partial e}{\partial x_k} + \frac{\partial e}{\partial x_i} + \frac{\partial^2 e}{\partial x_i \partial x_k} \right) d\psi \end{bmatrix}, \quad k=1, \dots, 11$$

$i = 1, \dots, 11$ (51)

elde edilir. $\vec{F}(x_i)$ fonksiyon vektörü de

$$\vec{F}(x_i) = \int_{\psi_0}^{\psi_n} e \frac{\partial e}{\partial x} d\psi, \quad i=1, \dots, 11 \quad (52)$$

olarak elde edilir.

* Bu kısımda önceki bölümdekinin aksine, iterasyon düzeyi, alt indis yerine üst indis olarak kullanılmıştır.

(51), (52) eşitlikleri (49) da yazılırsa,

$$x_i^{j+1} = x_i^j - W^* \left[\int_{\psi_0}^{\psi_n} \left(\frac{\partial e}{\partial x_k} \frac{\partial e}{\partial x_i} + e \frac{\partial^2 e}{\partial x_i \partial x_k} \right) d\psi \right]^{-1} *$$

$$\left[\int_{\psi_0}^{\psi_n} e \left(\frac{\partial e}{\partial x_k} \right) d\psi \right], i=1, \dots, 11, k=1, \dots, 11 \quad (53)$$

ardışık tekrar ifadesi bulunur.

(53) nolu bağıntıya yakından bakılırsa, hata (e) nin parametreleri, (x_i) ye göre birinci ve ikinci türevlerinin bilinmesine gereksinme olduğu gözlenir. Analitik yöntemle, (32), (25 -28) bağıntılarının kullanılmasıyla, hatanın birinci ve ikinci kısmi türev ifadelerinin bulunması mümkündür. Bununla birlikte, anılan türev işlemlerinin analitik yoldan saptanması yerine, sayısal esaslı türev formüllerinin değerlendirilmesi, hesap ekonomisi açısından akılcıdır. Bağımsız değişkenin artışının karesi ile (h^2) orantılı hata içeren merkezi farklar adlı türev formülleri aşağıda verilmiştir (AKTAŞ, ÖNCÜL ve URAL, 1981).

i) Birinci türev formülü:

$$\frac{\partial e}{\partial x_i} = \frac{e(x_i + dx_i) - e(x_i - dx_i)}{2 dx_i} \quad (54)$$

Burada dx_i türev alınan parametrenin artış miktarı;

ii) İkinci türev formülü:

$$\frac{\partial^2 e}{\partial x_i^2} = \frac{e(x_i + dx_i) - 2e(x_i) + e(x_i - dx_i)}{(dx_i)^2} \quad (55)$$

iii) İki değişkene göre ikinci türev formülü

$$\frac{\partial^2 e}{\partial x_i \partial x_j} = \frac{e(x_i + dx_i, x_j + dx_j) + e(x_i - dx_i, x_j - dx_j) - e(x_i - dx_i, x_j + dx_j) - e(x_i + dx_i, x_j - dx_j)}{4 dx_i dx_j} \quad (56)$$

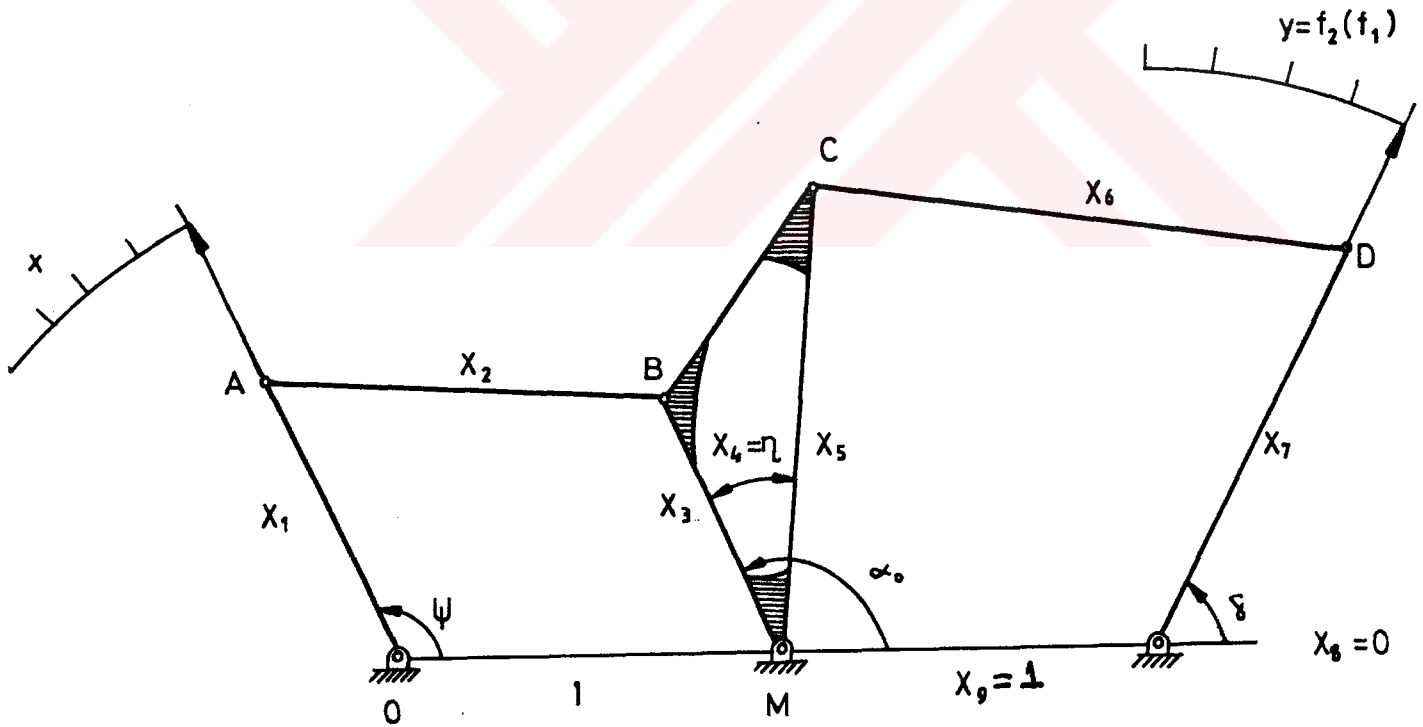
Buna göre (53) ün ardışık çözümü şu adımlardan meydana gelir:

1. Önce ardışık tekrarın sınırı (n) ve ardışık tekrarın sayısı $J=1$ olarak gösterilmiştir. (29) ifadesinde yer alan 11 tane bilinmeyen parametre için başlangıç değeri seçilir. Bu başlangıç matrisi $[x_i^0]$ ($J=0$) ve bunun yardımı ile (33) denkleminde E_0 toplam hata bulunur.
2. (53) ifadesinden ilgili türevler (54), (55) ve (56) formülleri ile hesaplanarak $w = 1$ için $[x_i^j]$ ile gösterilen parametre değerleri bulunur.
3. $[x_i^J]$ Sütununu kullanarak (33) ifadesinden E_J toplam hatası bulunur.
4. Ardışık hata değeri E_J , E_{J-1} karşılaştırılır.
 $E_J > E_{J-1}$ ise w yerine w/s ($s > 1$) kullanılarak (53) den $[x_i^J]$ tekrar hesaplanır. Bu adım $E_J < E_{J-1}$ şartı yerine getirilinceye kadar tekrarlanır.
5. J bir artırılarak ($J = J+1$) tekrar 2 nolu adıma gidilir, işlemler tekrarlanır. Bu işlem J nin sınır değerine veya
$$\frac{(E_0 - E_J)}{E_0} 100$$
 değerinin istenen düzeye erişmesine kadar sürdürülür.

Yukarıdaki adımların uygulanması sonunda $[x_i^J]$ sütunu (53) denkleminin çözümü olarak sonuçlandırılır. Ancak bu adımların başarıya ulaşması isabetli bir başlangıç çözüm kolon matrisinin $[x_i^0]$ seçilmesine yakından bağlıdır.

3.3.5 Modüler Yaklaşımla, Başlangıç Watt2 Mekanizmasının Kurulması.

Modüler yaklaşımda, başlangıç Watt2 mekanizması Şekil-4 de görülen iki dört çubuğa ayrıştırılmıştır. Bu ayrıştırma sonunda ortaya çıkan birinci dört çubuk $f_1(x)$ fonksiyonunu, ikinci dört çubuk ise $f_2(x)$ fonksiyonunu üretecek şekilde, daha önce sözü edilen Altbölge veya Galerkin metodlarından birisi yardımı ile tasarlanırsa;

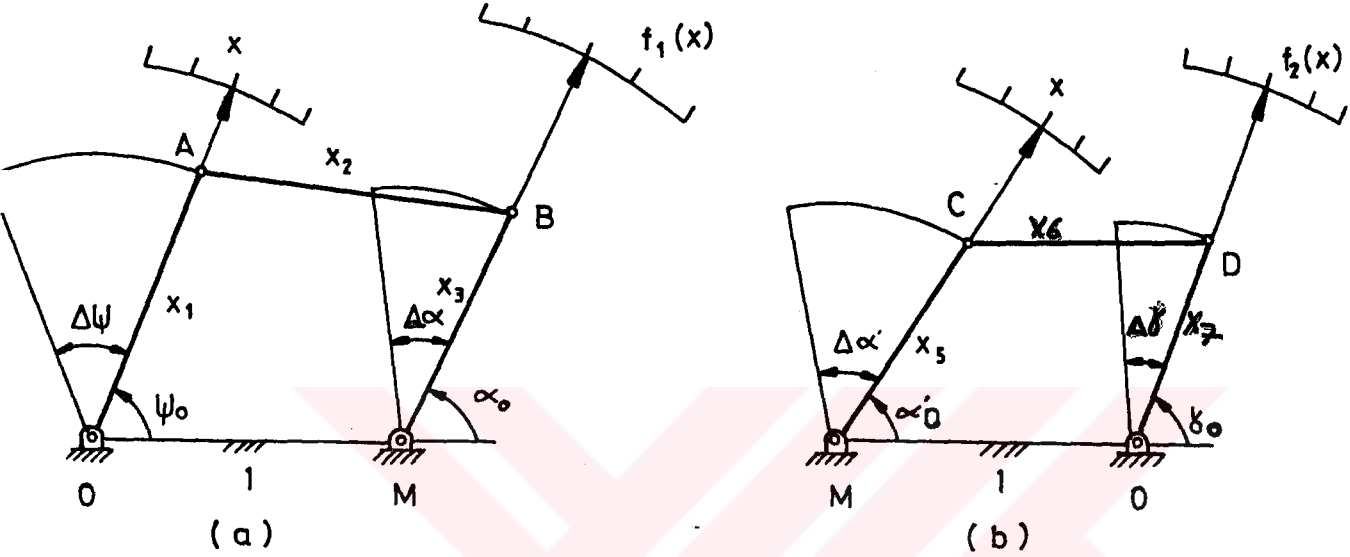


Şekil 4. Başlangıç Watt2 Mekanizması.

Sekil-5 te görülen, bu iki 4-çubuk tasarımının seri bağlanmasından oluşan başlangıç Watt2 mekanizması

$$y = f_2(f_1) \quad (57)$$

bilesik fonksiyonunu üretecektir.



Sekil 5 Başlangıç Watt2 mekanizmasını oluşturan 4-çubuk mekanizmaları.

Sekil 5 den, (23) deki bilinmeyen parametreleri içeren kolon matrisinin yeni şekli aynı zamanda en küçük karelere göre tasarım sürecinde, ardışık tekrarın başlangıç değerleridir.

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 = \alpha_0 - \alpha'_0 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 = 0. \\ x_9 = 1. \\ x_{10} = \psi_0 \\ x_{11} = \gamma_0 \end{bmatrix}$$

(58)

(58) ifadesindeki başlangıç kolon matrisi (47) nolu denklemde değerlendirilir. Şekil 4 de görülen 4- çubuk tasarımında 4- çubukların üreteceği fonksiyonların (f_1, f_2) (57) nolu fonksiyonel denklemin çözümünü mümkün kılacak şekilde seçilmesi gereklidir. Burada y Watt2 nin üreteceği istenen fonksiyon olmak üzere , f_1 ve f_2 fonksiyonlarından birisinin seçilmesi halinde diğeri (57) denkleminin çözümünden bulunur. Yukarıda açıklanan kuramsal düşünceler sayısal deneylere imkan verecek biçimde bilgisayar programları haline getirilmiştir.

3.4 Bilgisayar Program Paketi

Bu kısımda PASCAL programlama dili ile geliştirilen ve 6-çubuklu Watt2 mekanizmasının tasarımını gerçekleştiren program paketinin işletilmesi açıklanacaktır.

3.4.1 6-Çubuk Mekanizmasının Tasarımı için Geliştirilen Program Paketinin Açıklanması.

Pascal dilinde geliştirilen program paketi IBM uyumlu PC türü makinalar için yazılmıştır. Programın başarı ile işletilebilmesi için, kullanılan bilgisayar en az 640 KB RAM sahip olması gerekir. Mevcut bilgisayarlar matematik işlemcinin 16 MHz den fazla hıza sahip olması programın hızlı çalışması açısından faydalıdır. Program paketinin kaynak programında yapılan değişikliklerin yeniden derlenmesi için derleyici (Compiler) program olarak "TURBO 5.0 " adlı Turbo pascal derleyicisinin mevcut olması şarttır.

Geliştirilen program paketi 3 ana kısımdan oluşmuştur. Bunlar Standart veri giriş kısmı, hesapların yapıldığı kısım, sonuçların yorumu için grafiklerin çizildiği kısımlardan oluşmuştur. Program işletilmeye başlamadan önce kaynak program içerisinde yer alan üretilmesi istenen fonksiyonun yazıldığı kısmın isteğe göre değiştirilmesi gerekir. Bu program ayrıca Watt2 mekanizmasının çıkış kolunu giriş, giriş kolunu da çıkış kolu yaparak istenen fonksiyonun tersinde üretilmesi olanağını içermektedir. Bu durumda istenen fonksiyonun tersinin kaynak programa girişi yapılmalıdır.

Program Şekil 6 da görülen ana menüden işletilmeye başlanır. Eğer program ilk defa işletilecekse, Şekil-6 de yer alan menüdeki 1,2,3 nolu işlemlerin sırasıyla yerine getirilmesi gerekir. 4 ve daha büyük nolu işlemler ise istenen bir sırada uygulanabilir. Program ilk defa işletilmiyorsa, işlemlerin hangi sırayla yapıldığının önemi yoktur. Ana menüde görülen ve seçimi gereken işlemler şu şekilde açıklanır.

[1]. Verileri Değiştirme

[1] nolu işlem seçildiğinde, bilgisayar ekranına Şekil 7 de görülen veri okuma tablosu çıkar.

BU PROGRAMLA 6 CUBUKLU WATT2 MEKANIZMASININ FONKSIYON
SENTEZI YAPILMAKTADIR

- [1].Verileri degistirme
- [2].Hata analizi yaptirma
- [3].Optimizasyon baslatma
- [4].Boyutlari gorme
- [5].Boyutlari yaziciya gonderme
- [6].Hata grafikleri cizdirme
- [7].Cikis

Seciminiz[]

Sekil 6. Ana menü

```
Dosya ismi.....: AA
Birinci dort cubuk boyutu   x11.....: 2.604630000006
Birinci dort cubuk boyutu   x12.....: 0.815539999995
Birinci dort cubuk boyutu   x13.....: 2.433690000003
Birinci dort cubuk boyutu   xg1.....: 1.000000000000
Birinci dort cubuk boyutu   xe1.....: 0.000000000000
Birinci dort cubuk (psi0,alfa0,dpsi)....: 263.5389 228.8600 60.
Ikinci dort cubuk boyutu   x21.....: 0.596230000000
Ikinci dort cubuk boyutu   x22.....: 2.630280000002
Ikinci dort cubuk boyutu   x23.....: 1.486989999994
Ikinci dort cubuk boyutu   xg2.....: 1.000000000000
Ikinci dort cubuk boyutu   xe2.....: 0.000000000000
Ikinci dort cubuk (psi0,alfa0,dalfa)....: 99.86300 4.029000 50.
Hareket analiz nokta sayisi(N).....: 20
Fonksiyon tanim araligi alt siniri(Xo)..: 0.000000000000
Fonksiyon tanim araligi ust siniri(Xn)..: 1.000000000000
Fonksiyonda maksimum degisme miktarı(DY): 1.0000000
Giris kolu (1-1.Dort c., 2-2.dort c.)...: 1
Mekanizma tipi (1,2,3,4).....: 4
```

F1:KAYIT VE ÇIKIŞ F2:KAYDETMEYEN ÇIKIŞ

Şekil 7. Veri okuma tablosu.

Tabloda yer alan değişkenlerin ifade ettiği manalar sırası ile şöyledir:

Watt2 mekanizmasını oluşturan birinci dört çubuk mekanizması için;

- x11 : Giriş kolu boyu uzunluğu
- x12 : Biyel kol uzunluğu
- x13 : Çıkış kolu uzunluğu
- xg1, xe1 : Gövde ikinci mafsalının x ve y koordinatları
(Şekil-2)
- psi0 : Giriş kolu başlangıç açısı
- alfa0 : Çıkış kolu başlangıç açısı
- dpsi : Giriş kolu dönüş miktarı

Benzer şekilde ikinci dört çubuk mekanizması için;

- x21 : Giriş kolu uzunluğu
x22 : Biyel kolu uzunluğu
x23 : Çıkış kolu uzunluğu
xg2, xe2 : Gövdenin üçüncü mafsalının x ve y yönündeki uzaklığı
psi0 : Giriş kolu başlangıç açısı
alfa0 : Çıkış kolu başlangıç açısı
dalfa : Çıkış kolu dönü miktarı
N : 6 çubuk mekanizmasında hareket analizi istenen nokta sayısı
X0 : Üretilmesi istenen fonksiyonun tanımlı olduğu aralığın alt değeri
Xn : Üretilmesi istenen fonksiyonun tanımlı olduğu aralığın üst değeri
DY : Üretilmesi istenen fonksiyonun maksimum değişme miktarı

Giriş kolu : Bu satıra 1 yazıldığında, Watt2 mekanizmasının giriş kolu, 1 dört çubuğun giriş kolu olmakta, 2 yazıldığında ise ikinci dört çubuğun çıkış kolu, Watt2 mekanizmasının giriş kolu olmaktadır.

Mekanizma tipi : Bu son satırda 1'den 4'e kadar olan sayılar seçilmektedir. Bu satırdan girilen veri, yardımıyla (25-28) nolu denklemlerle gösterilen farklı mekanizmalardan birinin tasarımı gerçekleşir. Örneğin bu son satıra 1 yazıldığında mekanizmanın çıkış kolu açısı (25)de görülen $\gamma_{11,3}$ yazıldığında (27)de görülen γ_{21} 2 yazıldığında (26) da görülen γ_{12} 4 yazıldığında ise (28) de görülen γ_{22} olarak optimizasyon işlemine sokulur.

- [1]. İlk boyutlara göre hata analizi
- [2]. İlk boyutlara göre tersten hata analizi
- [3]. Son boyutlara göre hata analizi
- [4]. Son boyutlara göre tersten hata analizi
- [5]. Çıkış

Seçiminiz[]

Şekil 8. Hata analizi alt menüsü.

[2]. Hata analizi yaptırma

Bu seçenek, Şekil 8 de görülen bir alt menüye geçişi sağlar. Bu menüden seçilen çeşitli durumlara göre Şekil 7 deki veri giriş tablosundaki değerlere uygun olarak hata analiz sonuçlarının ekranda görülmesini sağlar. Sözü edilen çeşitli durumlara aşağıdaki gibi özetlenir.

1. İlk boyuta göre hata analizi : Başlangıç Watt2 mekanizmasının hata analiz sonuçlarını ekranda gösterir.

2. İlk boyutlara göre tersten hata analizi : Başlangıç Watt2 mekanizmasının çıkış kolunu giriş yaparak oluşan hata analiz sonuçlarını ekrana yazar.
3. Son boyutlara göre hata analizi :Optimizasyon süreci sonunda oluşan yeni Watt2 mekanizmasının hata analiz sonuçlarını ekranda gösterir.
4. Son boyutlara göre tersten hata analizi :Optimizasyon sonrası oluşan yeni Watt2 mekanizmasının giriş kolunun değiştirilmesiyle ortaya çıkan yeni Watt2 mekanizmasının hata analiz sonuçları ekranda görünür.

Örnek ekran görünüşü şekil 9 da verilmiştir.

X	PSI	GAMAT	GAMAM	GAMA H	YT	YH	Y HATA
0.0000	263.539	353.7733	353.7865	0.0133	0.00000	0.0003	-0.000266
0.0500	266.539	356.2733	356.2616	-0.0117	0.05000	0.0498	0.000233
0.1000	269.539	358.7733	358.7618	-0.0115	0.10000	0.0998	0.000230
0.1500	272.539	1.2733	1.2708	-0.0025	0.15000	0.1500	0.000049
0.2000	275.539	3.7733	3.7804	0.0072	0.20000	0.2001	-0.000144
0.2500	278.539	6.2733	6.2870	0.0137	0.25000	0.2503	-0.000274
0.3000	281.539	8.7733	8.7892	0.0159	0.30000	0.3003	-0.000318
0.3500	284.539	11.2733	11.2874	0.0142	0.35000	0.3503	-0.000283
0.4000	287.539	13.7733	13.7827	0.0094	0.40000	0.4002	-0.000189
0.4500	290.539	16.2733	16.2764	0.0032	0.45000	0.4501	-0.000064
0.5000	293.539	18.7733	18.7701	-0.0032	0.50000	0.4999	0.000064
0.5500	296.539	21.2733	21.2649	-0.0083	0.55000	0.5498	0.000167
0.6000	299.539	23.7733	23.7620	-0.0112	0.60000	0.5998	0.000225
0.6500	302.539	26.2733	26.2620	-0.0113	0.65000	0.6498	0.000225
0.7000	305.539	28.7733	28.7649	-0.0083	0.70000	0.6998	0.000166
0.7500	308.539	31.2733	31.2704	-0.0028	0.75000	0.7499	0.000057
0.8000	311.539	33.7733	33.7772	0.0040	0.80000	0.8001	-0.000079
0.8500	314.539	36.2733	36.2834	0.0101	0.85000	0.8502	-0.000203
0.9000	317.539	38.7733	38.7861	0.0129	0.90000	0.9003	-0.000258
0.9500	320.539	41.2733	41.2816	0.0084	0.95000	0.9502	-0.000168
1.0000	323.539	43.7733	43.7651	-0.0081	1.00000	0.9998	0.000162

Şekil 9. Hata analizi örnek sonuç.

[3]. Optimizasyon başlatma

Ana menüden 3 nolu seçeneğe karar verildiğinde, Sekil 7 deki veri tablolarındaki girişlere uygun Watt2 mekanizmasının optimizasyon süreci başlatılır. Her iterasyon bitiminde hata analiz sonuçları ekranda bir süre bekletilir. Optimizasyon süreci sonunda program kontrolü tekrar ana menüye döner. Bundan sonraki seçenekler, keyfi bir sırada uygulanabilir.

[4]. Boyutları görme

Optimizasyon süreci sonunda oluşan yeni Watt2 mekanizması ve ilk mekanizmaya ait tasarım büyüklüklerinin ekranda şekil 10 daki gibi görülmesini sağlar.

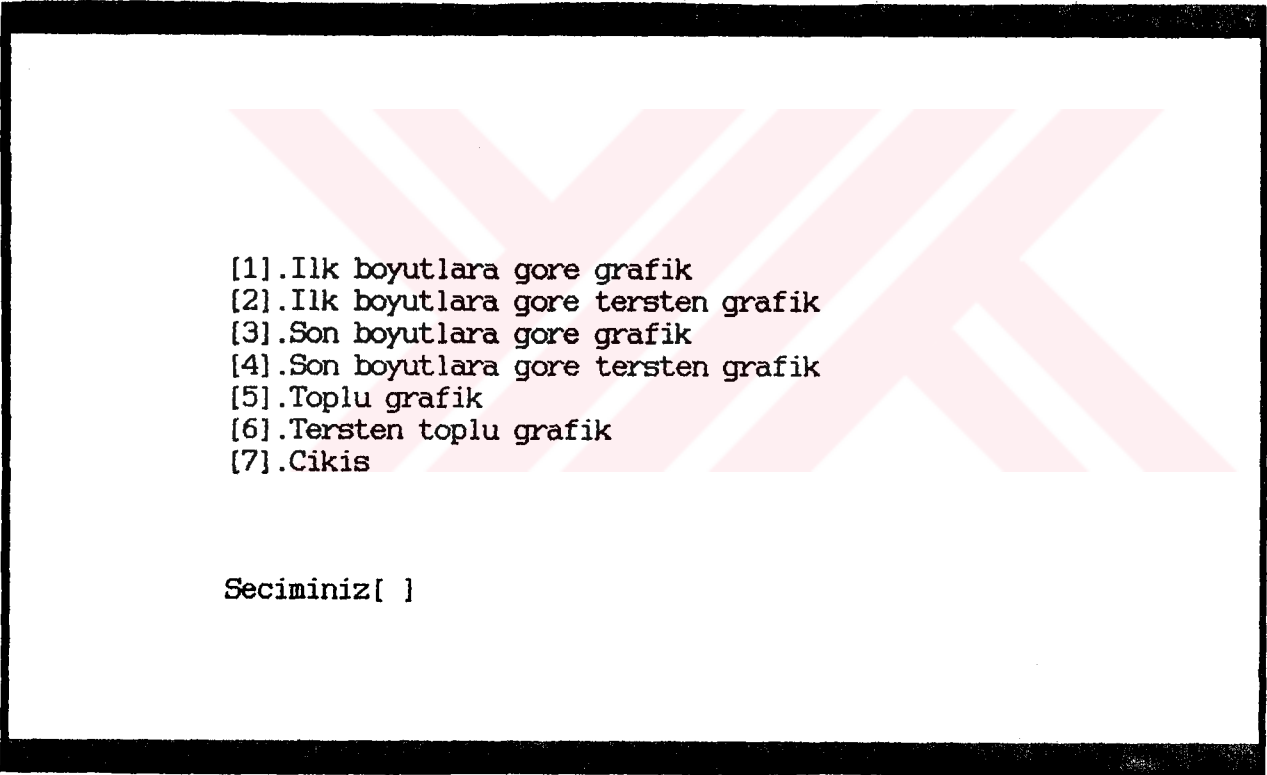
BU PROGRAMLA 6 CUBUKLU WATT2 MEKANİZMASININ FONKSIYON

x1 =	2.604630	x1 =	2.969999
x2 =	0.815540	x2 =	1.215097
x3 =	2.433690	x3 =	2.317410
xe1=	0.000000	xe1=	0.000000
xg1=	1.000000	xg1=	1.000000
x5 =	0.596230	x5 =	0.619752
x6 =	2.630280	x6 =	2.602124
x7 =	1.486990	x7 =	1.599263
x8 =	0.000000	x8 =	-0.005915
x9 =	1.000000	x9 =	0.874821
ita=	128.9970	ita=	137.5979
Ps0=	263.5389	Ps0=	263.5393
Gam0=	4.0290	Gam0=	353.7733
$\Sigma e^2 =$	7.497E-0007	$\Sigma e^2 =$	3.445E-0008
ILK boyutlar		SON boyutlar	

[5]. Boyutları yazıcıya gönderme.

Şekil 10 daki tasarım değerlerinin yazıcı tarafından kağıda aktarılmasını sağlar.

[6]. Hata grafikleri çizdirme

- 
- [1]. İlk boyutlara göre grafik
 - [2]. İlk boyutlara göre tersten grafik
 - [3]. Son boyutlara göre grafik
 - [4]. Son boyutlara göre tersten grafik
 - [5]. Toplu grafik
 - [6]. Tersten toplu grafik
 - [7]. Çıkış

Seciminiz[]

Şekil 11. Hata grafikleri çizdirme alt menüsü.

[6] nolu seçenek sonucu,ekrana şekil 11 da görülen alt menü çıkar. Alt menü yoluyla girilen seçeneklerin uygulanmasından sonuçlanan Watt2 mekanizmasının yapısal hatasının, istenen fonksiyonun tanım aralığındaki $[x_0, x_n]$ dağılımı şekil 7 deki veri giriş tablosuna uygun olarak çizilir. Seçeneklere göre, yapısal hata çizimleri şu şekilleri alır:

1. Başlangıç Watt2 mekanizmasının , Şekil 7 deki veri giriş tablosuna uygun hata grafiği çizilir.
2. Başlangıç Watt2 mekanizmasının, veri giriş tablosundaki giriş kolunun çıkış koluyla değiştirilmesi durumunda oluşan yeni mekanizmanın hata grafiği çizilir.
3. Optimizasyon süreci sonunda oluşan yeni Watt2 mekanizmasının hata dağılımı çizilir.
4. Bu seçenek , optimizasyon süreci sonunda elde edilen Watt2 nin, şekil 7 deki veri giriş tablosunda görülen giriş kolunun çıkış koluyla değiştirilmesi durumunda, hata grafiğinin çizilmesini sağlar.
5. Başlangıç Watt2 mekanizması ve optimizasyon süreci sonunda oluşan Watt2 mekanizmalarının yapısal hata dağılımları aynı eksen takımında çizilir.
6. Başlangıçta ve optimizasyon süreci sonunda oluşan Watt2 mekanizmalarının yapısal hata dağılımları giriş kolunun çıkış koluyla değiştirilmesi halinde aynı eksen takımında çizilir.
7. Bu seçenek şekil 6 daki ana menüye dönüşü sağlar.

3.4.2 4-çubuk Tasarımı için Geliştirilen Program Paketinin Açıklanması.

Başlangıç Watt2 mekanizmasının kurulması için gerekli 4 çubukların tasarımını gerçekleştirmek üzere iki adet, farklı yöntemlere göre geliştirilmiş bilgisayar program paketinin veri girişi ve program sonuçlarının elde edilmesi açıklanacaktır. Programlardan ilki kısım 3.2.1 deki 5 parametrelili Galerkin metoduna göre, ikincisi ise kısım 3.2.3 de verilen 5 parametrelili Alt bölge metoduna uygun olarak FORTRAN 77 programlama dilinde ve IBM uyumlu PC (kişisel bilgisayar) ler için geliştirilmiştir.

- i) PROGRAM TGAL5 : FORTRAN 77 programlama dilinde Galerkin metodu ile istenen fonksiyona göre 4-çubuk tasarımı ve analizi yapan bu program "TGAL5.FOR" olarak adlandırılmıştır. Programın işletilmesi .su aşamalar sonunda gerçekleşir.
1. Önce kaynak program içerisinde istenen fonksiyon ilgili kısma yazılarak program FORTRAN 77 compiler yardımı ile derlenir.
2. "TGAL5.DAT" isimli veri dosyasına aşağıdaki şekilde gerekli veriler yazılır.

Satır no 1 : NM, NA, XO, XN, DY
Satır no 2 : NI, PRC, PSO, DPS, DAL
Satır no 3 : IX,

Birinci satırdaki NM, sayısal integrasyon için gerekli alt aralık sayısı, dörtten büyük çift bir tamsayı; NA hareket analizi nokta sayısı; XO, XN sırasıyla istenen fonksiyondaki tanım aralığının başlangıç ve bitimleri, DY

ise verilen fonksiyondaki en büyük değişme miktarıdır. İkinci satırda yer alan; NI, ardışık bir çözme tekniğine giren üst sınır tamsayısı; PRC, yüzde olarak çözümde izin verilen hata, PSO, derece olarak hesaplamaları başlatan bir giriş açısı, DPS, DAL, sırasıyla giriş ve çıkış kolu dönü miktarı, IX ise X bağımsız değişkenin derece (IX = 0) ya da olağan bir gerçek sayı ya da radyan (IX = 1) olarak belirlenmesine olanak tanıyan bir program parametresidir.

3. Program yukarıda açıklanan veriler girildikten sonra işletildiğinde, tasarım ve analiz sonuçları "TGAL5.OUT" olarak adlandırılan bir çıktı dosyasının içerisine yazılır.
- ii) PROGRAM ALTBÖLGE: Kısım 3.2.3 de anlatılan "Alt bölge" metodunu kapsayan bilgisayar programı FORTRAN 77 programlama dili ile yazılmıştır. Program istenen bir fonksiyonu üreten 4-çubuğun tasarım ve analizini gerçekleştirir. Bilgisayarın sahip olması gereken özellikler program TGAL5 ile aynıdır. Programın işletimi aşağıdaki sırayı takiben yapılır.
1. Kaynak program içerisinde istenen fonksiyon ilgili kısma yazılarak, programın yeniden derlemesi işlemi yapılır.
 2. "ALT.DAT" isimli veri dosyasına, aşağıdaki forma uygun gerekli veriler yazılır.

Satır no 1 : DPS, DAL, XO, XN, PSO, E, N, NI

Satır no 2 : PJO, PJ(K) k=1,5

Birinci satırda DPS, DAL, sıra ile giriş ve çıkış kolu dönü miktarı; XO, XN istenen fonksiyondaki en büyük değişme miktarı PSO derece olarak hesaplamaları başlatan bir giriş açısı; E, çözümde izin verilen hata, N, sayısal integrasyon için gerekli alt aralık sayısı, 2 den büyük çift bir tam sayı; NI, ardışık bir çözme tekniğine giren üst sınır tam sayısı, olarak yer alır; İkinci satırda yer alan PJO ve (PJ(K), $k = 1,5$) girdileri, derece olarak toplam 6 adet aralığını sınır değerlerini gösterir.

3. Programa yukarıda açıklanan veriler girildikten sonra işletilmeye hazır duruma gelir. 4 - çubuğun tasarım ve analiz sonuçları "ALT.OUT" adı verilen bir çıktı dosyasında yer alır.

4. ARASTIRMA BULGULARI VE TARTISMA

4.1 Giriş

Bu kısımda fonksiyon sentez kapsamında 4-çubuk tasarımı ve 6-çubuklu Watt2 mekanizması tasarımı ile ilgili olarak geliştirilen bilgisayar program paketlerini kullanarak elde edilen bazı sayısal sonuçlar ve sonuçları değerlendirmeye yönelik grafiklere yer verilecektir. Bu kısımda sunulan sonuçlar, program paketleri ile sonuçlandırılan çok sayıdaki tasarımların iyi olduğu düşünülenlerin arasından seçilmiştir. Elde edilen tasarımlar çizelgeler halinde gösterilecektir. Tasarımların tasarım kalitesi ve yapısal hata bakımından değerlendirilmesi yapılacaktır.

4.2 Galerkin Metodu ile 4-Çubuk Tasarım Sonuçları.

Kısım 3.4.2 deki Galerkin metoduna dayanan "TGAL5" adı verilen program paketi işletilerek, tasarım sonuçları çizelge 5 de sunulmuştur. Çizelgede görülen simge ve tanımlar önceki bölümlerde kullanılan simge ve tanımlarla aynıdır.

Çizelge 5 $y = \tan(x)$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonunu üreten 4-çubuk tasarımları

Tasarım no	$\Delta \psi$ (°)	$\Delta \alpha$ (°)	ψ_0	Yapısal Hata(%)	x_1	x_2	x_3	x_6
1	90	75	0	-0.091	-24.946	14.145	-29.455	10.0
2	90	70	0	-0.133	-24.972	14.012	-26.846	10.0
3	85	65	0	-0.098	-23.294	12.973	-25.945	10.0
4	80	60	0	-0.066	-22.957	9.790	-26.225	10.0
5	45	65	0	-0.864	-21.927	2.545	-14.710	10.0
6	90	70	-30	-0.133	-24.978	14.025	-26.839	10.0
7	80	60	-30	-0.066	-22.965	9.786	-26.227	10.0
8	45	65	-30	-0.860	21.925	2.549	-14.714	10.0
9	80	60	0	-0.056	-22.936	9.819	-26.202	10.0

örnek olarak çizelge 5 deki 9 nolu tasarımla ilgili program girdileri kısım 3.4.2 ye uygun olarak şöyledir.

Satır no 1 : NM, NA, XO, XN, DY; 180 20 0 45 1

Satır no 2 : NI, PRC, PSO, DPS, DAL; 100 2 5 80.0 60.0

Satır no 3 : IX : 0

Yukarıdaki verilere göre program işletildiğinde aşağıdaki tasarım değerleri elde edilir.

Giriş kolu başlangıç açısı $\psi_0 = 33.839^\circ$

Çıkış kolu başlangıç açısı $\alpha_0 = 7.55^\circ$

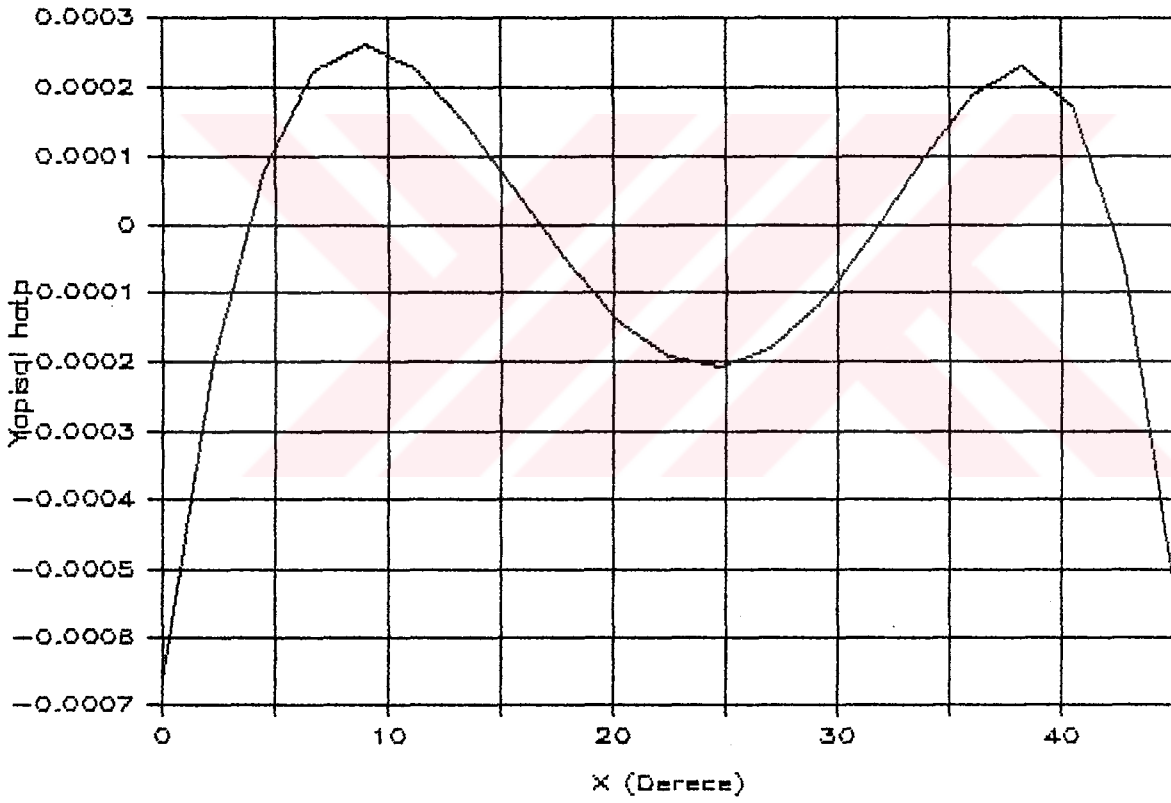
Giriş kolu uzunluğu $x_1 = -22.936$

Biyel kolu uzunluğu $x_2 = 9.819$

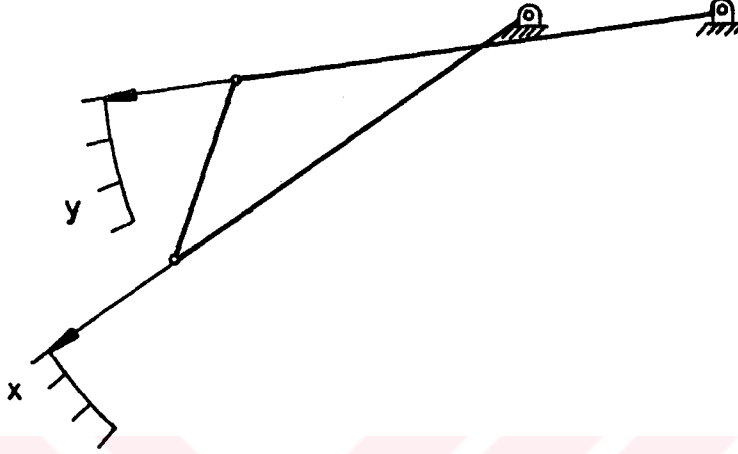
Çıkış kolu uzunluğu $x_3 = -26.202$

Bu tasarımın geometrisi şekil 13 de ve yapısal hata dağılımı ise şekil 12 de gösterilmiştir.

$$Y = \text{TAN}(X)$$



Şekil 12. $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Sekil 13. $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu üreticisi.

Çizelge 6 Üretilecek fonksiyonun $y = x$ $0 \leq x^2 \leq 1$ olması halindeki 4-çubuk tasarım sonuçlarını içermektedir.

Çizelge 6. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunu üreten 4-çubuk tasarımları

Tasarım no	$\Delta \psi$ (°)	$\Delta \alpha$ (°)	ψ_0	Yapısal Hata (%)	x_1	x_2	x_3	x_6
1	90	70	0	-0.435	39.948	28.281	-13.085	10.0
2	80	60	0	-0.225	77.440	66.330	-10.480	10.0
3	45	55	0	-0.868	-0.926	9.205	0.298	10.0
4	90	70	-10	-0.322	48.463	37.040	-12.330	10.0
5	80	60	-10	-0.227	75.585	64.469	-10.518	10.0
6	80	60	-30	-0.810	29.960	17.760	-13.399	10.0

Örnek olarak çizelge 6 da 6 nolu tasarım sonuçları için program girdileri şu şekildedir.

Satır no 1 : NM, NA, XO, XN, DY : 180 20 0 1

Satır no 2 : NI, PRC, PSO, DPS, DAL : 180 2 -30.0 80. 60

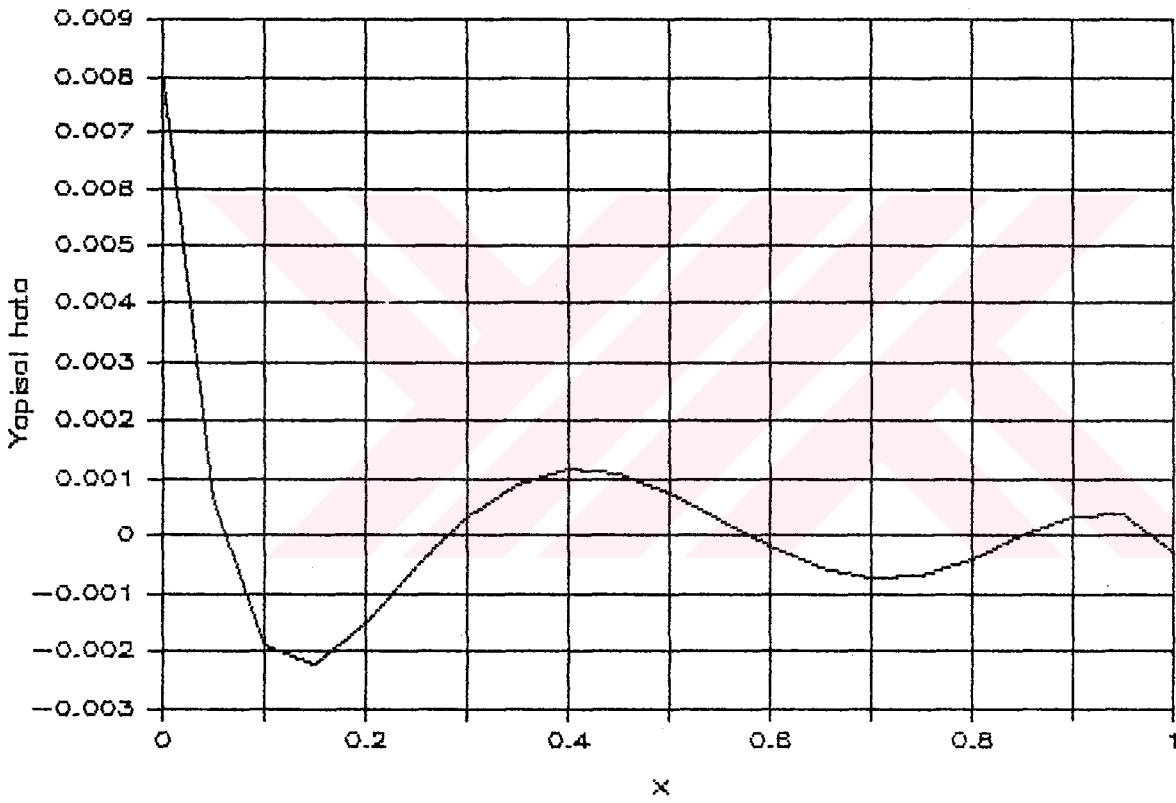
Satır no 3 : IX : 1

Bu veriler programa girildiğinde aşağıdaki tasarım değerleri sonuçlanır.

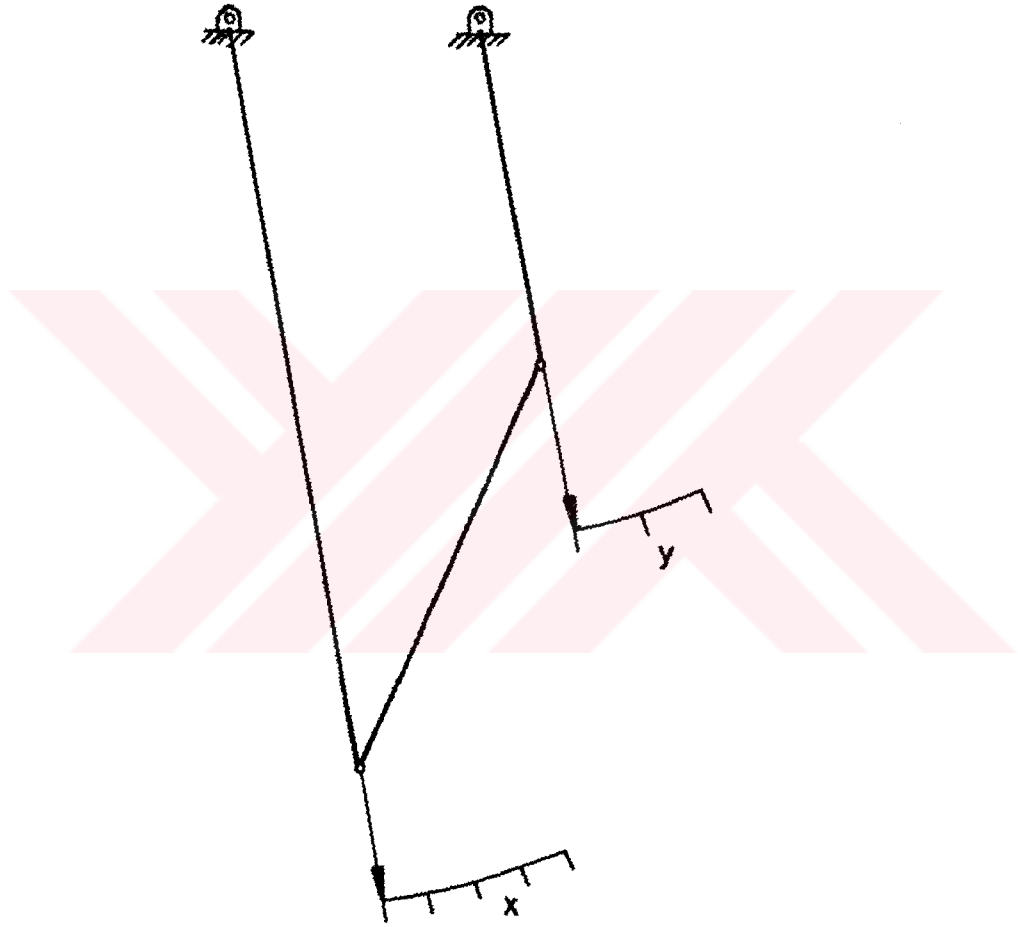
Giriş kolu başlangıç açısı ψ	= -81.24°
Çıkış kolu başlangıç açısı α	= 58.59°
Giriş kolu uzunluğu	x = -29.96
Biyel kolu uzunluğu	x = 17.76
Çıkış kolu uzunluğu	x = -13.99

Bu sonuçlara göre; yapısal hata eğrisi şekil 14 de, tasarlanan 4 çubuk mekanizmasının geometrisi ise şekil 15 de sunulmuştur.

$$Y = X * X$$



Sekil 14. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Sekil 15. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu üreticisi.

Çizelge 7. $y = \sin(x)$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonuna göre 4-çubuk
Tasarım sonuçları

Tasarım no	$\Delta \psi$ (°)	$\Delta \alpha$ (°)	ψ_0	Yapısal Hata (%)	x ₁	x ₂	x ₃	x ₆
1	90	70	0	1.106	-1.369	9.387	-1.160	10.0
2	90	30	0	6.747	-6.264	6.143	-13.350	10.0
3	90	30	0	0.183	-0.077	9.967	-0.147	10.0
4	90	10	0	0.511	-0.001	9.999	-0.0097	10.0
5	90	45	0	0.407	0.312	10.125	0.3929	10.0
6	85	80	0	0.640	-22.047	24.480	8.480	10.0

Çizelge 7 de $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonunu üretecek 4-çubuk tasarım sonuçları gösterilmiştir. Çizelge 7 nin incelenmesinden yapısal hata düzeyi bakımından en iyi olmamasına karşın, tasarım kalitesi yönünden 1 nolu tasarımın en iyi olduğu görülür. 1 nolu tasarımı sonuçlandıran program girdi kümesi ise şu şekildedir.

Program girdileri:

Satır no 1 : NM, NA, XO, XN, DY : 180 20 0 90 1

Satır no 2 : NJ, PRC, PSO, DPS, DAL : 100 1 0 90 70

Satır no 3 : IX : 0

Bu verilere göre ;

Giriş kolu başlangıç açısı	$\psi_0 = 90.129^\circ$
Çıkış kolu başlangıç açısı	$\alpha = 57.84^\circ$
Giriş kolu uzunluğu	$x_0 = -1.36$
Biyel kolu uzunluğu	$x_1 = 9.387$
Çıkış kolu uzunluğu	$x_2 = -1.160$

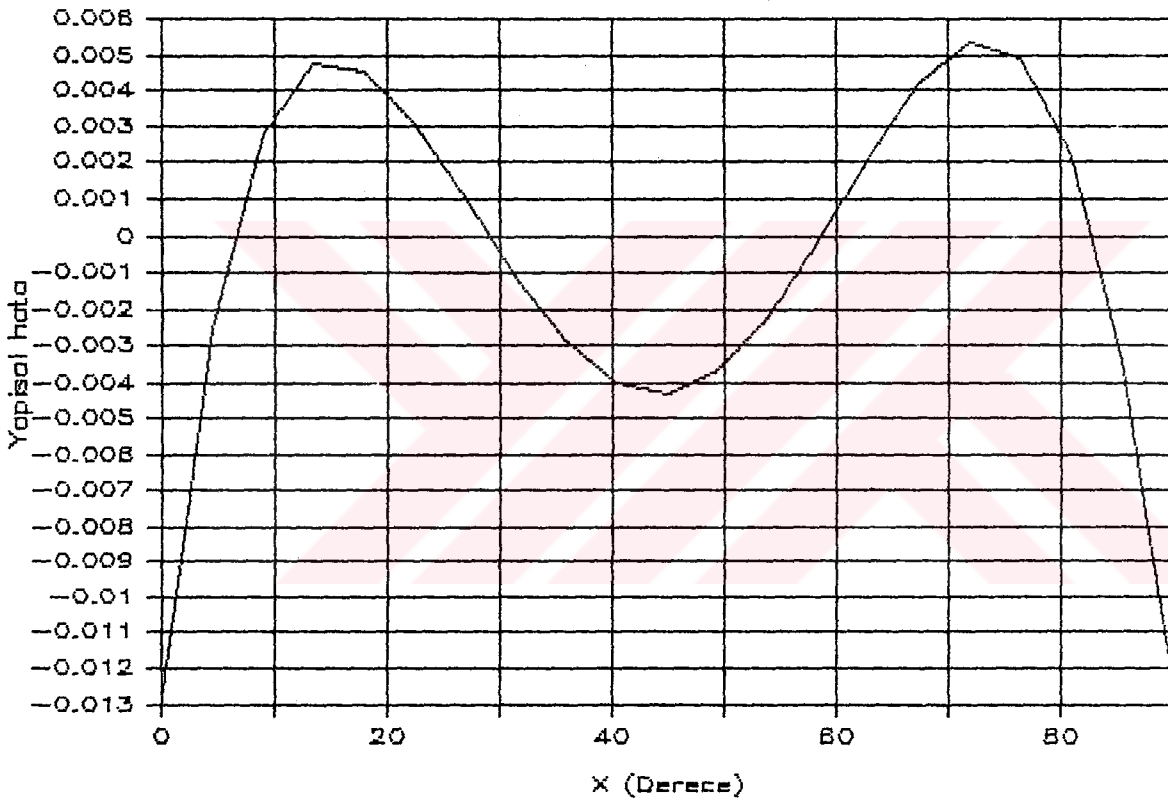
olarak sonuçlanır.

Yukarıdaki rakamların temsil ettiği 4 çubuk şekil 16 de, sonuçlanan yapısal hata dağılımı eğrisi ise şekil 17 da verilmiştir.



Şekil 16. $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu üreticisi.

$$Y = \sin(X)$$



Sekil 17. $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.

4.3 Altbölge Metodu ile 4-Çubuk Tasarım Sonuçları.

Kısım 3.4.2 de verilen, alt bölge metodunu içeren ve "ALTBÖLGE" olarak adlandırılan program paketi işletilerek bir önceki kısma benzer şekilde belirli bazı fonksiyonlar için elde edilen tasarım sonuçları çizelge 8,9,10,11 de sunulmuştur. Çizelgede görülen simge ve tanımlar önceki bölümlerde kullanılan simge ve tanımlarla aynıdır.

Çizelge 8. $y = \tan(x)$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu için 4-çubuk tasarımları.

Tasarım no	$\Delta \psi$ (°)	$\Delta \alpha$ (°)	ψ_0	Yapısal Hata(%)	x_1	x_2	x_3
1	90	90	0	0.1898	-2.1722	6.5330	7.137
2	90	80	0	-0.0374	-2.7963	1.2126	-3.365
3	90	80	0	-0.0444	-2.8900	1.1350	-3.407
4	90	80	0	-0.0520	-2.8810	1.1430	-3.408

Örnek olarak çizelge 8 deki 2 nolu tasarımın sonuçları ve program girdileri şu şekildedir.

Satır no 1:DPS,DAL,XO,XN,PSO,E,N,NI:90 80 0 45 0 0.005 4 150

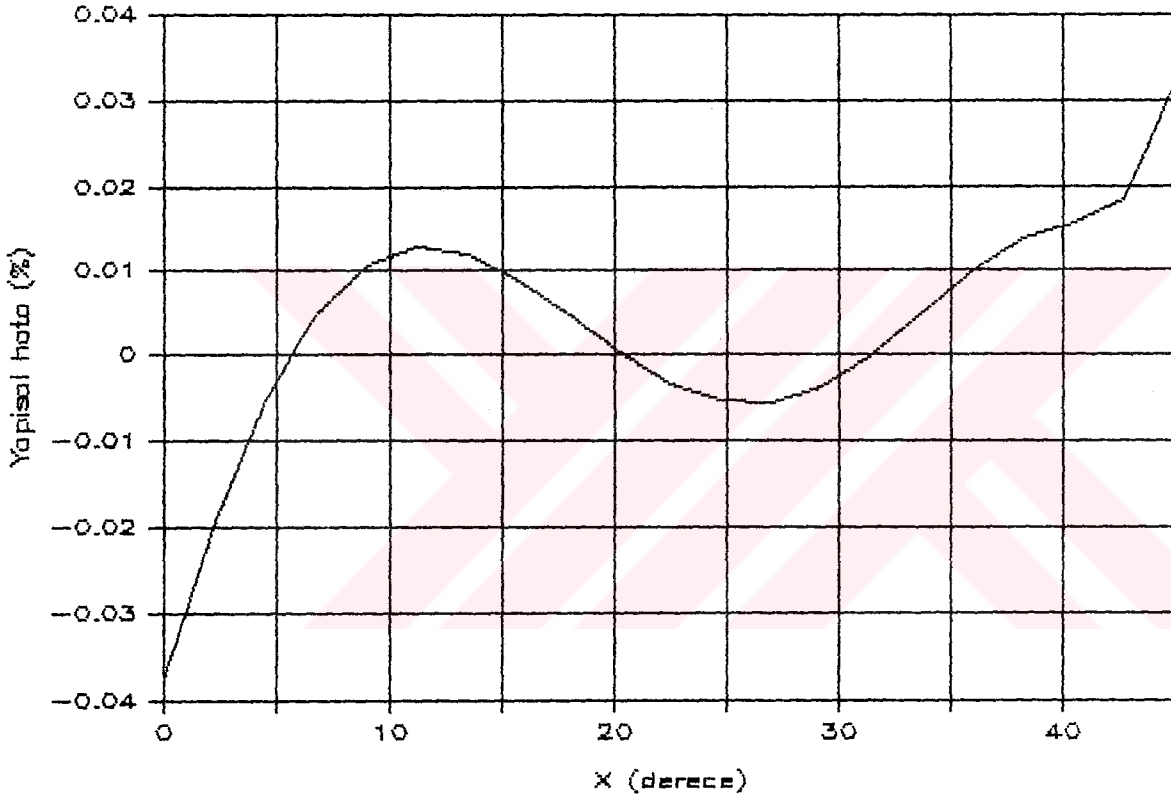
Satır no 2: PSO, (PJ (k), k=1,..5) : 0 30 50 65 76 90

Bu veriler sonucunda gövde boyu 1 olarak şu tasarım değerleri elde edilir;

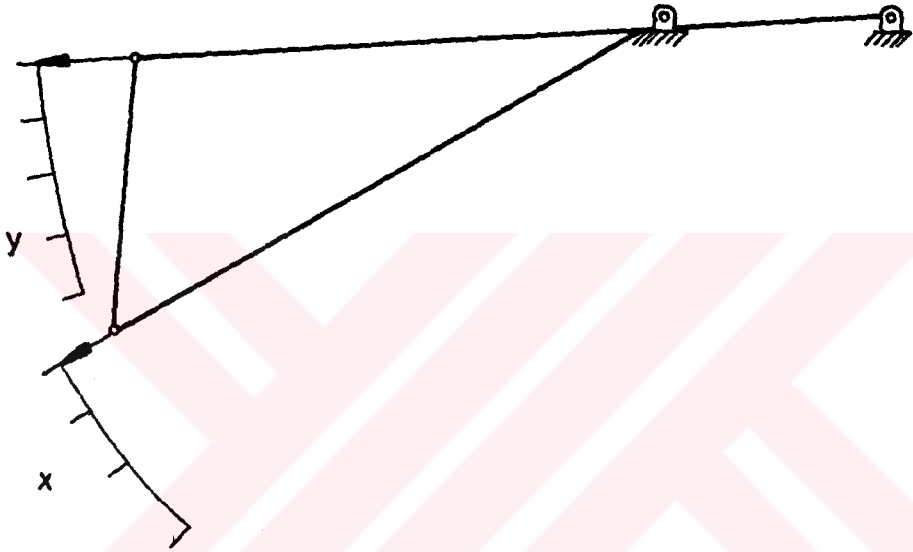
Giriş kolu başlangıç açısı ψ_0	=	29.86
Çıkış kolu başlangıç açısı α_0	=	3.12
Giriş kolu uzunluğu x_1	=	-2.7963
Biyel kolu uzunluğu x_2	=	1.21265
Çıkış kolu uzunluğu x_3	=	-3.3655

Bu sonuçlara göre, yapısal hata eğrisi şekil 18 de, tasarlanan 4-çubuğun geometrisi şekil 19 da sergilenmiştir. Şekil 18 de yapısal hatanın % 0.35 den büyük olmadığı ve x in 10° ile 40° leri arasında % 0.01 bandı içerisinde yer aldığı gözlemlenir. Şekil 19 dan ise elde edilen 4-çubuk tasarımının kalitesi veya boyutların imalata uygunluğu ile görülebilir.

$$Y = \text{TAN}(X)$$



Şekil 18. $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Sekil 19. $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu üreticisi.

Çizelge 9 da $y = \sin(x)$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonunun 4-çubuk tasarım sonuçları görülmektedir.

Çizelge 9 $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonsiyonu için 4-çubuk tasarımları.

Tasarım no	$\Delta\psi$ (°)	$\Delta\alpha$ (°)	ψ_0	Yapısal Hata(%)	x_1	x_2	x_3
1	90	50	291.6	0.1815	-0.469	1.0897	-0.4988
2	90	60	291.6	0.2550	-0.681	1.2230	-0.5681
3	90	60	291.6	-0.2270	-0.669	1.2201	-0.5593
4	90	50	291.6	-0.1673	-0.4679	1.0892	-0.4973
5	90	70	291.6	0.2862	-0.9933	1.4514	0.6455
6	90	60	291.6	0.2134	-0.6699	1.2184	-0.5606
7	90	50	291.6	-0.1539	-0.4681	1.0879	-0.4981

Çizelge 9 daki 4 nolu tasarımın program girdi ve sonuçları aşağıdaki gibidir.

Satır no 1 : DPS,DAL,XO,XN,PSO,E,N,NI:90 50 0 90 291.6 0.005

4 150

Satır no 2 : PJO, (PJ (k), k= 1,...5) : 0 12 34 56 78 90

Tasarım sonuçları;

Giriş kolu başlangıç açısı $\psi_0 = 291.64$

Çıkış kolu başlangıç açısı $\alpha_0 = 279.89$

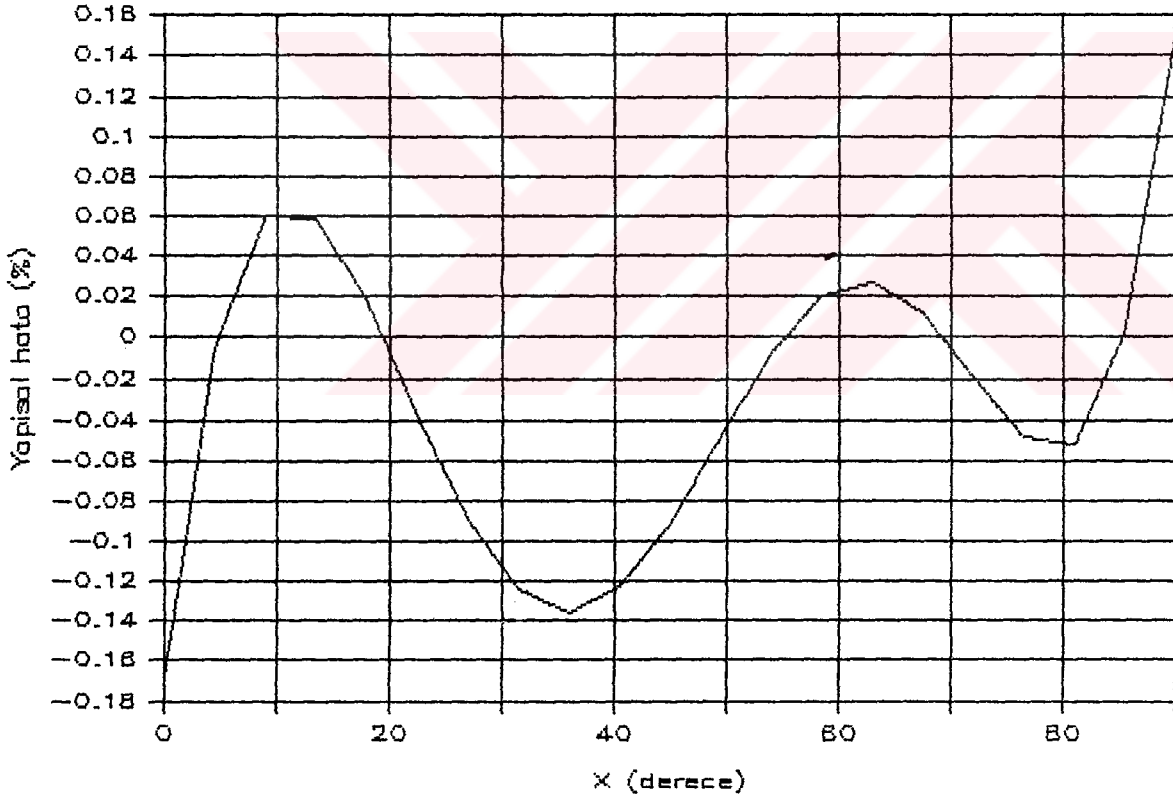
Giriş kolu uzunluğu $x_1 = -0.46793$

Biyel kolu uzunluğu $x_2 = 1.08921$

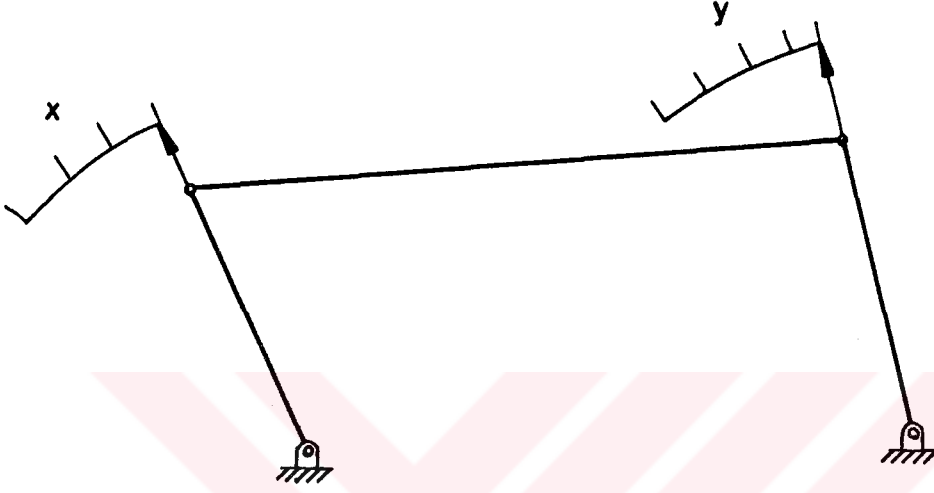
Çıkış kolu uzunluğu $x_3 = -0.4973$

Yapısal hata dağılımı şekil 20 , 4-çubuk tasarımı şekil 21, bu sonuçlara göre çizilmiştir. Şekil 20 de mutlak olarak en büyük yapısal hatanın % 0.16 yı geçmediği ve tanım aralığı boyunca eğrinin düzgün bir dağılımı gözlenir. Şekil 21 deki 4-çubuğun boyutlarından tasarım kalitesinin uygun olduğuna karar verilebilir.

$$Y = \sin(X)$$



Şekil 20. $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Şekil 21. $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu üreticisi.

$y = x^2 - 1$ $-1 \leq x \leq 1$ fonksiyonunun 4-çubuk tasarım sonuçlarına çizelge 10 da $0 \leq x \leq 1$ aralığı için ise çizelge 11 de sergilenmiştir.

Çizelge 10, $y= x^2$ $-1 \leq x \leq 1$ fonksiyonu için verilen 4-çubuk tasarımları

Tasarım no	$\Delta\psi$ (°)	$\Delta\alpha$ (°)	ψ_0	Yapısal Hata (%)	x_1	x_2	x_3
1	80	70	0	6.5119	0.0629	0.9414	0.0137
2	80	60	0	4.2609	0.0561	0.9473	-0.0146
3	80	50	0	2.7747	0.0484	0.9540	-0.0143
4	70	50	0	2.6660	0.0286	0.9727	-0.0063

Çizelge 11, $y= x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu için verilen 4-çubuk tasarımları

Tasarım no	$\Delta\psi$ (°)	$\Delta\alpha$ (°)	ψ_0	Yapısal Hata (%)	x_1	x_2	x_3
1	80	50	0	0.089	-0.9147	1.8391	-0.5121

Çizelge 10 daki 3 nolu tasarımla, çizelge 11 deki 1 nolu tasarım için program girdi ve sonuçları aşağıdaki şekildedir.

3 nolu tasarım için;

Satır no 1: DPS, DAL, XO, XN, PSO, E, N, NI: 80 50 -1 1 0 0.005 4 180

Satır no 2 : PJO, (PJ(k), k=1...5): 0 10 30 50 70 80

Tasarım sonuçları;

Giriş kolu başlangıç açısı $\psi_0 = 320.71$

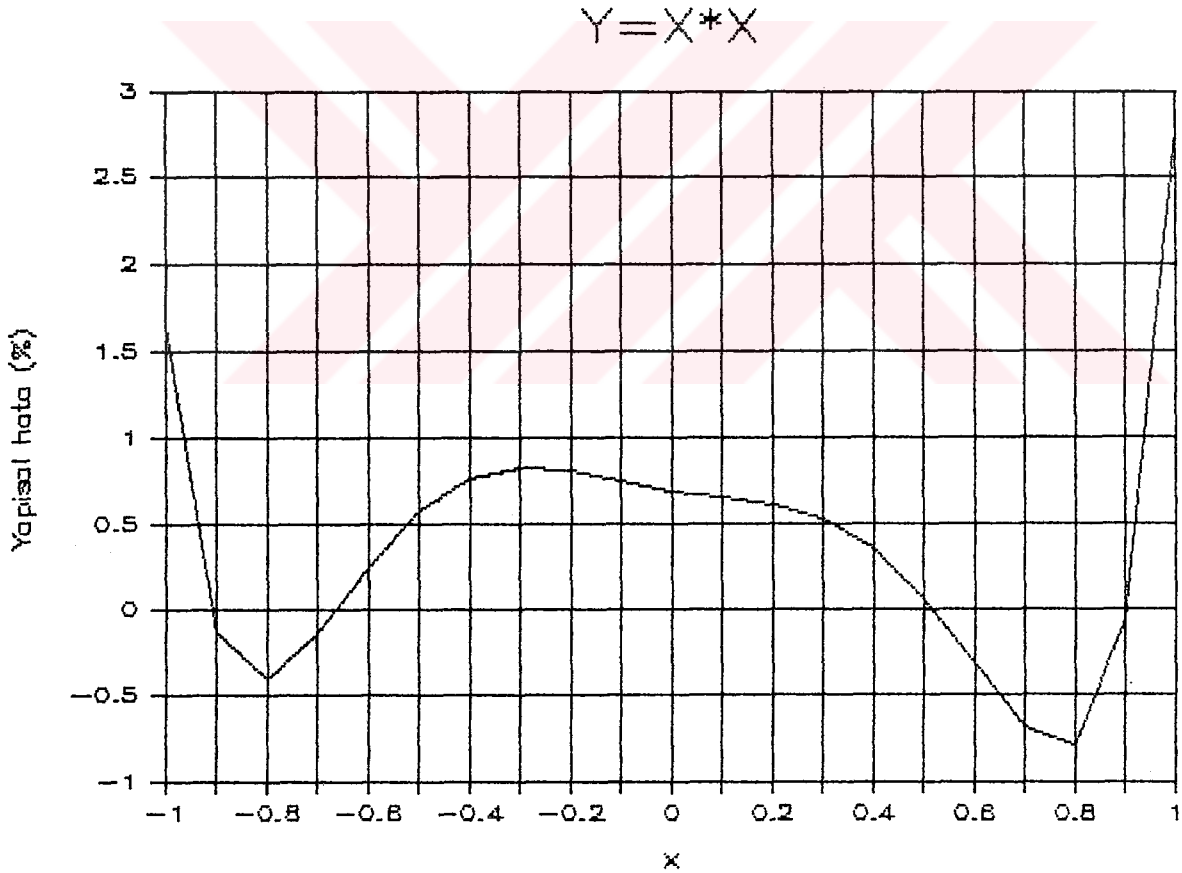
Çıkış kolu başlangıç açısı $\alpha_0 = 310.29$

Giriş kolu uzunluğu $x_1 = 0.04842$

Biyel kolu uzunluğu $x_2 = -0.01432$

Çıkış kolu uzunluğu $x_3 = -0.01432$

Sekil 22 yapısal hata eğrisini, şekil 23 ise tasarım 4-cubunun geometrisini göstermektedir.



Sekil 22. $y = x^2$ $-1 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Sekil 23. $y = x^2$ $-1 \leq x \leq 1$ fonksiyonu üreticisi.

1. nolu tasarım için :

Satır no 1: DPS, DAL, XO, XN, PSO, E, N, NI: 80 80 0 1 0 0.005 4 180

Satır no 2 : PJO (PJ(k), k=1,...5) : 0 10 30 50 70 80

Tasarım sonuçları;

Giriş kolu başlangıç açısı $\psi_0 = 329.46$

Çıkış kolu başlangıç açısı $\alpha_0 = 66.53$

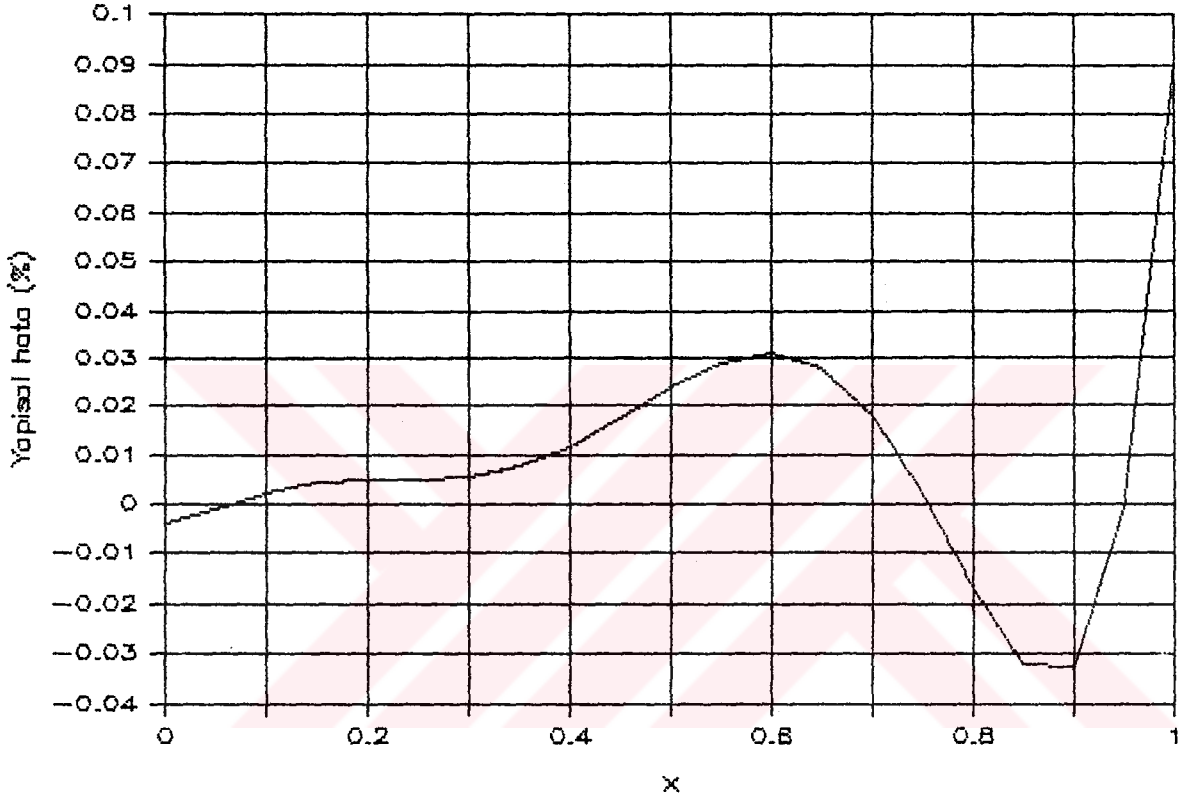
Giriş kolu uzunluğu $x_1 = -0.9147$

Biyel kolu uzunluğu $x_2 = 1.8391$

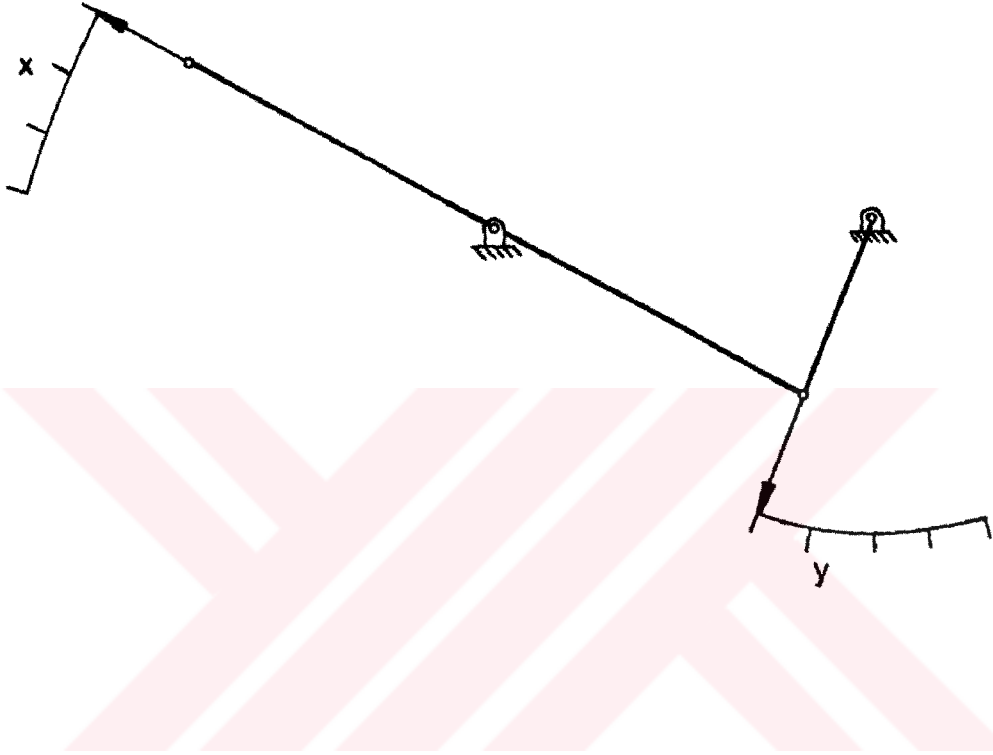
Çıkış kolu uzunluğu $x_3 = -0.5121$

Bu sonuçlarla, şekil 24 deki yapısal hata eğrisi ve şekil 25 deki 4-çubuk geometrisi ortaya çıkmaktadır.

$$Y = x * x$$



Şekil 24. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Sekil 25. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu üreticisi.

Sekil 22,23 nin incelenmesinden $y = x^2$ fonksiyonu $-1 \leq x \leq 1$ aralığında, % 2.77 gibi bu fonksiyon için oldukça düşük bir yapısal hata sonucuna varılması dikkate değerdir. Bununla birlikte, tasarım boyutlarının birbirlerine oranlarının oldukça farklı olduğu gözlenmiştir. Önceki çalışmalar kısmında da bu fonksiyon için % 4 den fazla bir yapısal hatanın elde edildiği bildirilmisti (Bkz: sayfa 7).

Bu sonuçlara göre $y=x^2$ $-1 \leq x \leq 1$ fonksiyonun^u 4-çubuklarla üretilmesi güç bir fonksiyon olduğu söylenebilir. Buna karşılık, $0 \leq x \leq 1$ aralığında $y=x^2$ fonksiyonunun 4-çubuklar tarafından oldukça düşük bir hatayla ve uygun bir tasarım kalitesiyle üretilebileceği görülür. Çünkü, Şekil 24 ve 25 den boyutların birbirlerine oranının yakın ve imalata uygun olduğu izleneceği gibi söz konusu fonksiyonda en büyük yapısal hatanın % 0.09 dur.

Çizelge 12 de $y= \log x$ $1 \leq x \leq 10$ fonksiyonu için 4-çubuk tasarım sonuçlarına yer verilmiştir.

Çizelge 12 $y= \log x$ $1 \leq x \leq 10$ fonksiyonu 4-çubuk tasarım sonuçları.

Tasarım no	$\Delta\psi$ (°)	$\Delta\alpha$ (°)	ψ_0	Yapısal Hata(%)	x_1	x_2	x_3
1	90	60	41.7	-0.9914	1.2898	0.6659	-1.6070
2	90	50	41.7	-0.6725	1.1275	0.6025	-1.5085
3	90	60	41.7	-0.5803	1.2808	0.6882	-1.5888
4	90	50	41.7	-0.3199	1.1250	0.6339	-1.4854

Çizelge 12 den 4 nolu tasarım için program girdi ve sonuçları şöyle olur.

Satır no 1:DPS,DAL,XO,XN,PJO,E,N,NI:90 50 1 10 41.67 0.005 4

180

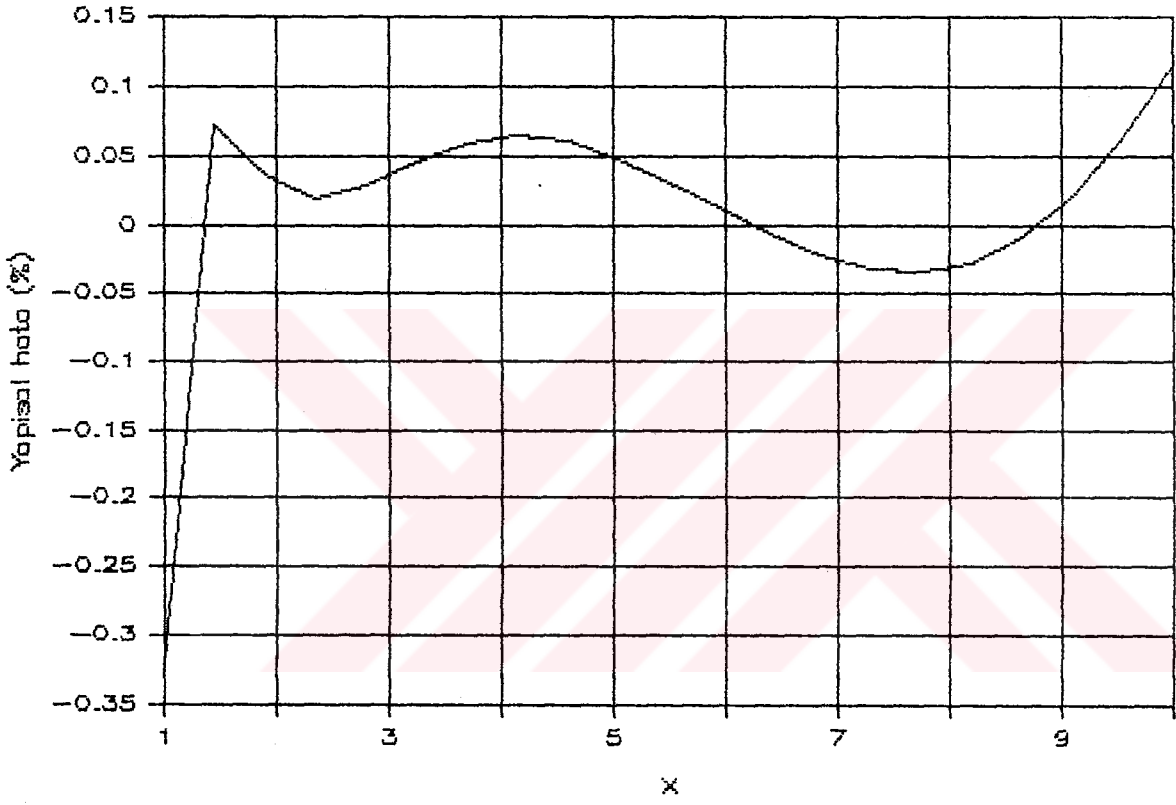
Satır no 2: PJO (PJ(k), k=1,...5) : 0 5 15 45 60 90

Tasarım sonuçları;

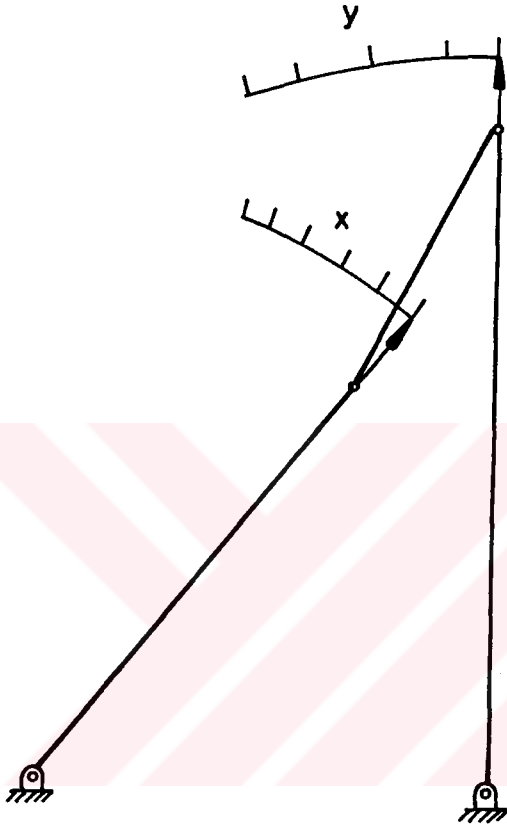
Giriş kolu başlangıç açısı	ψ_0	= 50.26
Çıkış kolu başlangıç açısı	α_0	= 301.23
Giriş kolu uzunluğu	x_1	= 1.125
Biyel kolu uzunluğu	x_2	= 0.63397
Çıkış kolu uzunluğu	x_3	= -1.48543

Bu sonuçlara göre yapısal hata eğrisi Şekil 26 da, elde edilen 4-çubuk tasarımı şekil 27 de gösterilmiştir. Sonuç olarak şekil 25 den en fazla % 0.3 lük bir yapısal hata sonuçlandığı ve $x=1.5$ değerinden sonra yapısal hata değişiminin % ± 0.1 lik bir band içerisinde kaldığı görülür. Şekil 27 den ise tasarım boyutlarının uygunluğu saptanır.

$$Y = \text{LOG}_{10}(X)$$



Şekil 26. $y = \log x$ $1 \leq x \leq 10$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Şekil 27. $y = \log x$ $1 \leq x \leq 10$ fonksiyonu üreticisi.

4.4 Altı Çubuklu Watt2 Mekanizmasının Tasarım Sonuçları.

4.4.1 Giriş.

Kısım 3.4.1 de açıklanan 6 çubuklu Watt2 mekanizmasının tasarımına ilişkin Pascal programlama dili ile geliştirilmiş program paketi, alışlagelmis Fortran dili ile yazılan programlardan farklı olarak menü işletimli bir program paketidir. Programın yazımında veri giriş ve çıktılarının alınmasındaki standartlılık ve bütünlük, kullanıcı bakımından kolaylık, program zamanı ve işletimi açısından ise verimlilik amaçlanmıştır.

Programın işletilmesi şu aşamalardan oluşur.

1. Şekil 6 daki veri giriş tablosunun oluşturulabilmesi için, kısım 3.2 de sözü geçen iki farklı 4-çubuğun tasarımı gerçekleştirilir. Tasarımı gerçekleştirilen 4- çubukların ürettikleri fonksiyonlar (57) eşitliğine uygun şekilde seçilir.
2. Pascal programlama dilindeki kaynak programda ilgili kısımlara istenen fonksiyon ve tersi fonksiyon yazılarak TURBO 5.0 derleyici tarafından program yeniden derlenerek işletilmeye başlanır.
3. Ana menüden gerekli seçimler yapılarak Watt2 mekanizmasının tasarımı gerçekleştirilir.

4.4.2 Sayısal Örnekler.

Bazı test fonksiyonları programa girilerek, örnek sonuçlar aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

i) $y = \sin(x)$ $0 \leq x \leq 90$ fonksiyonun üretilmesi :

Başlangıç Watt2 mekanizmasının $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonunu üretecek şekilde kurulması için birinci 4-çubuk mekanizması $f_1 = e^{\sin x}$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonunu üretecek şekilde, ikinci dört çubuk tada $f_1 = \ln(x)$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonunu üretecek şekilde seçilirse, ortaya çıkan başlangıç Watt2 mekanizması (57) şartına göre $y = \sin(x)$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonunu üretecektir. Çizelge 13 de başlangıçta tasarlanan 4-çubuklar ile ilgili sonuçlar sergilenmiştir. Tasarım için Alt bölge metodunu içeren, kısım 3.4.2 de sözü edilen program paketi kullanılmıştır.

Çizelge 13. $y = \sin(x)$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ Fonksiyonunu Üretecek başlangıç Watt2 mekanizması

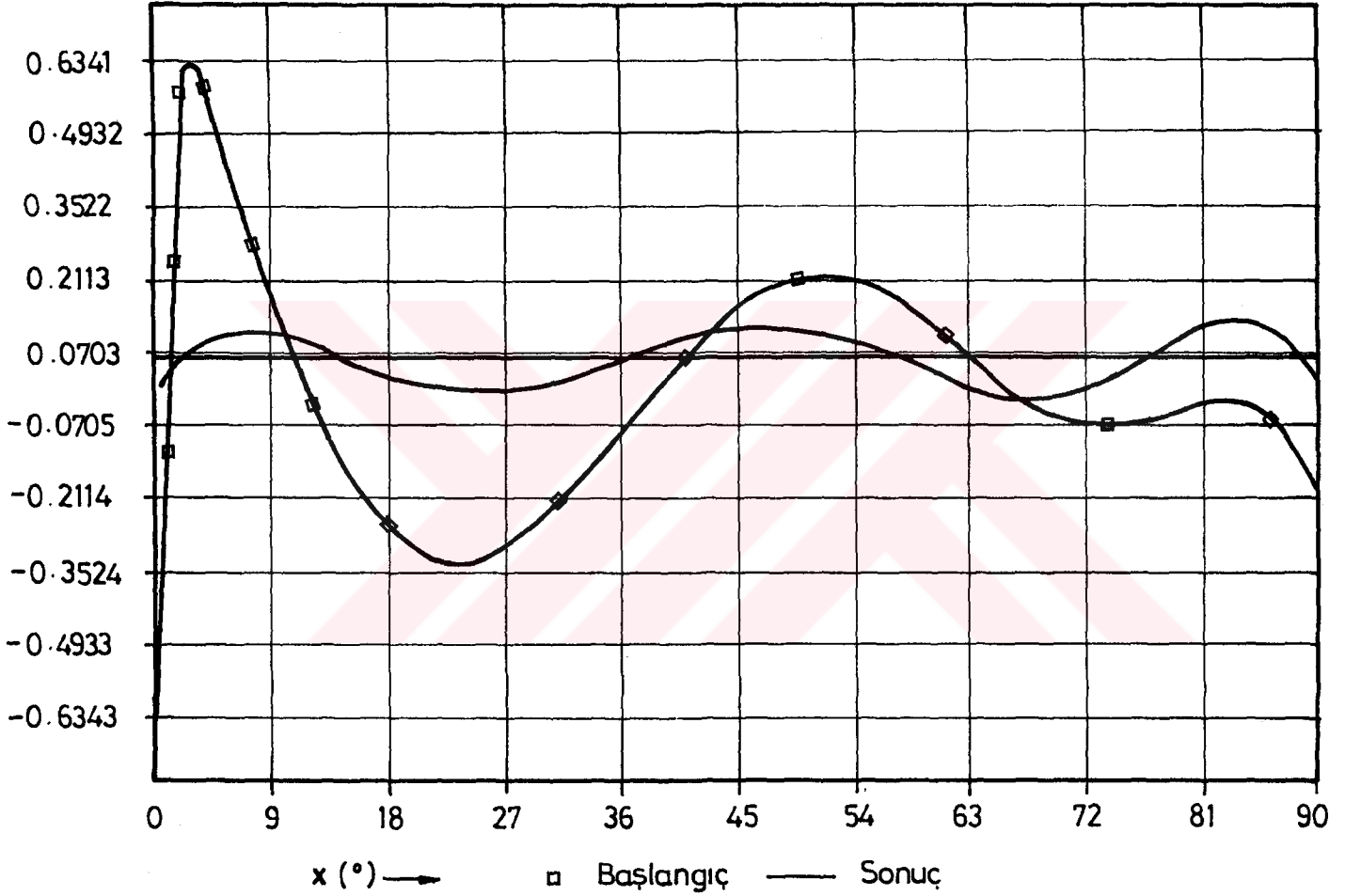
Parametreler	I. 4-Çubuk	II. 4-çubuk
Üretilen fonksiyon	$y = e^{\sin x}, 0 \leq x \leq 90^\circ$	$y = \ln x, 1 \leq x \leq e$
$\Delta\psi, \Delta\alpha$ (°)	90, 20	20, 60
ψ_0, α_0 (°)	105.03, 155.70	8.60, 304.38
Alt aralık limitleri(°)	0,24,52,71,82,90	0,4,6,7.4,11,19.4,20
Kol boyları		
x_1	0.157787	1.197063
x_2	0.346516	1.033595
x_3	0.823287	0.958550
x_{e1}	0.	0.
x_{g1}	1.	1.
Enbüyük yapısal hata (%)	-0.56371	0.1658032

Çizelge 13 deki veriler Şekil 6 daki veri giriş tablosuna uygun olarak yazılıp program işletildiği zaman Çizelge 14 de görülen başlangıç Watt2 mekanizması ve optimizasyon süreci sonunda oluşan Yeni Watt2 mekanizması oluşur. Çizelgedeki simgeler Şekil 2 de gösterildiği gibidir. Σe^2 ise (33) denkleminden hesaplanan toplam hatayı temsil etmektedir.

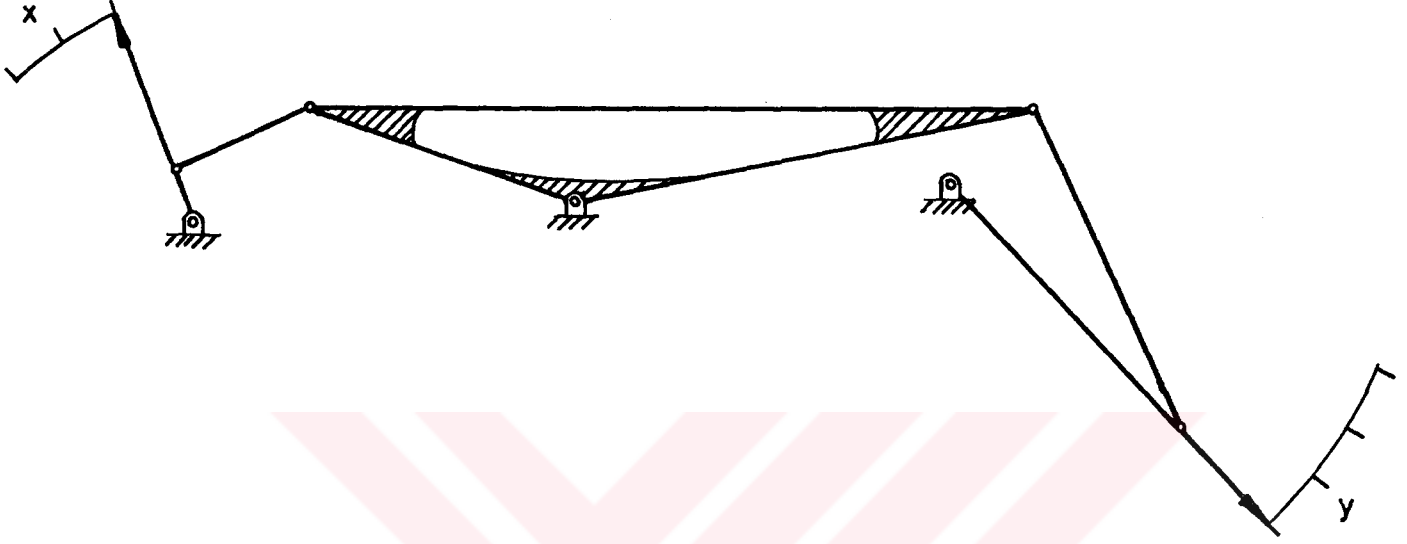
Çizelge 14 Başlangıç ve Sonuç Watt2 Mekanizması Parametreleri

Parametreler	İlk boyutlar	Son boyutlar
x_1	0.157788	0.144460
x_2	0.346517	0.406791
x_3	0.823288	0.754264
x_{e1}	0.	0.
x_{g1}	1.	1.
x_5	1.197063	1.244898
x_6	1.033595	0.924645
x_7	0.958550	0.892526
x_8	0.	0.013095
x_9	1.	0.981479
$x_4 = \varphi$ (°)	147.1012	148.5331
$x_{10} = \psi_0$ (°)	105.0309	105.3187
$x_{11} = \gamma_0$ (°)	304.3856	300.3043
Σe^2	$9.526 \cdot 10^{-6}$	$3.189 \cdot 10^{-7}$
En büyük yapısal hata (%)	0.7753	0.0805

Çizelge 14 deki başlangıç ve sonuç Watt2 mekanizmasının hata analiz sonuçlarının grafikleri şekil 28 de aynı eksen takımı üzerinde gösterilmiştir. Şekil 29 da ise 6-çubuk mekanizmasının geometrisi verilmiştir.



Sekil 28. $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Sekil 29. $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonu üreticisi

Çizelge 14 ün incelenmesinde, başlangıçta oluşan Watt2 mekanizmasının en büyük yapısal hatası % 0.7753 iken, optimizasyon süreci sonunda % 0.0805 değerine düşmüştür. Toplam hata ise $9.526 \cdot 10^{-4}$ dan $3.189 \cdot 10^{-7}$ değerine inmiştir. Bu da en büyük yapısal hatının % 89.6 lık bir azalmasına karşılık, toplam hata da % 96.6 lık bir azalma meydana gelmesi demektir. Yapısal hata dağılımının şekil 28 den , düzgün olduğu gözlemlenir. Şekil 29 den ise, mekanizma boyutlarının birbirine yakın olduğu görülür. Ayrıca, başlangıç Watt2 mekanizmasının tasarım büyüklüklerinin, optimizasyon süreci sonunda çok fazla değişmediği çizelge 14 ün incelenmesinden söylenebilir. Bu da tasarımın başarısı için başlangıç Watt2 mekanizmasının oluşturulmasının önemini gösterir.

ii) $y = \tan(x)$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonunun üretilmesi:

Başlangıç Watt2 mekanizmasını oluşturan 4-çubuklardan birincisi $f_1 = x$, $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonunu , ikinci 4-çubuk ise $f_2 = \tan x$, $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonunu üretirse, bunların seri bağlanmasından oluşan Watt2 mekanizması $y = \tan(x)$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonunu (57) gereğince üretecektir. 4-çubukların tasarımı için kısım 3.4.2 deki Altbölge metodunu içeren program paketi kullanılmıştır. Çizelge 15 de sözü edilen tasarım değerleri gösterilmiştir.

Çizelge-15 $y = \tan(x)$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonunu üretecek başlangıç Watt2 mekanizması

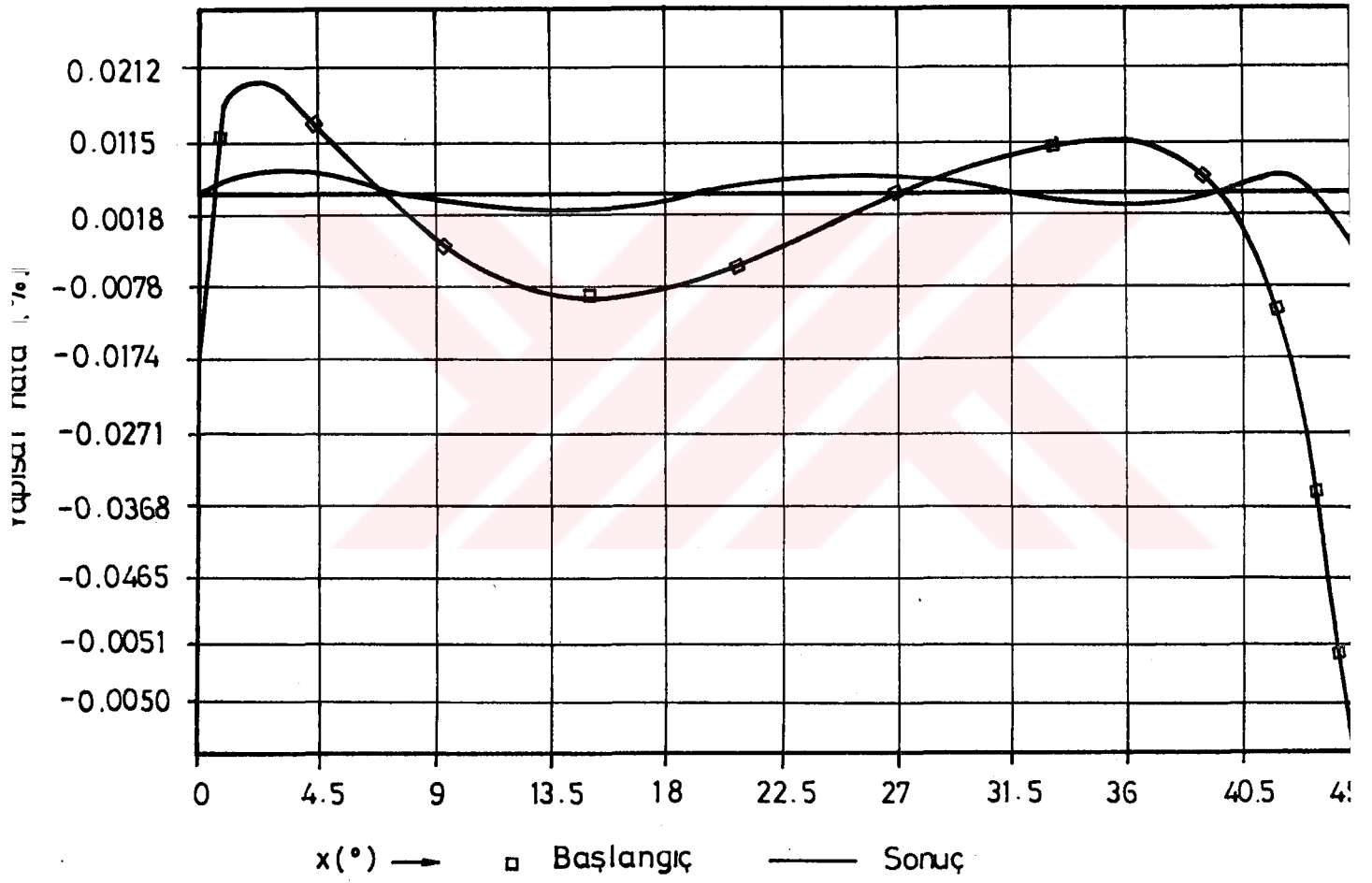
Parametreler	I. 4-Çubuk	II. 4-çubuk
Üretilen fonksiyon	$y = x$, $0 \leq x \leq 45^\circ$	$y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$
$\Delta\psi$, $\Delta\alpha$ (°)	80 , 90	90 , 80
ψ_0 , α_0 (°)	15.1305, 0.9988	29.86, 3.12
Alt aralık limitleri(°)	0,16,32,48,64,80	0,30,55,70,83,90
Kol boyları		
x_1	10.28212	-2.79634
x_2	2.60535	1.21265
x_3	8.33041	-3.36551
x_{e1}	0.	0.
x_{g1}	1.	1.
Enbüyük yapısal hata (%)	0.032986	0.0374

Çizelge 15 deki veriler veri çıkış tablosuna uygun olarak yapıлып program işletildiğinde, Çizelge 16 da görülen Watt2 ile ilgili tasarım büyüklükleri, toplam hata (Σe^2) ve yapısal hatanın en büyük değerleri sonuçlanır.

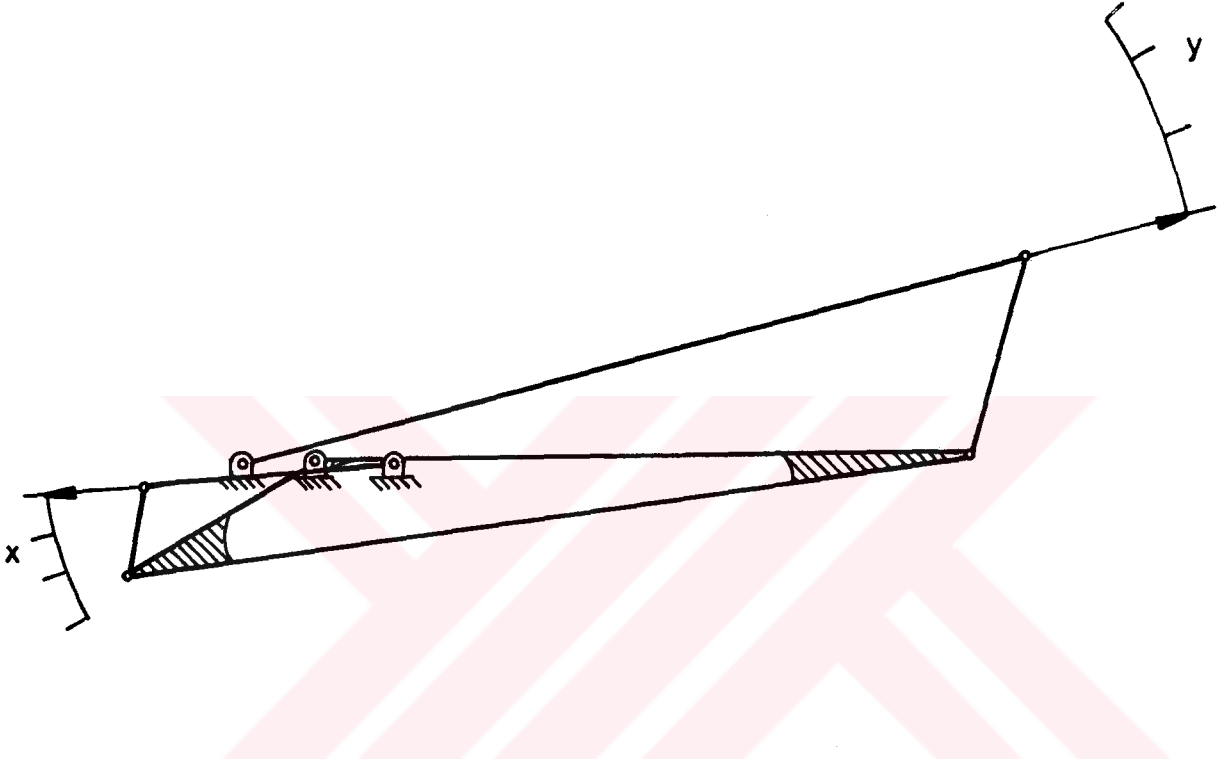
Cizelge 16 Başlangıç ve sonuç Watt2 mekanizması parametreleri

Parametreler	İlk boyutlar	Son boyutlar
x_1	10.282124	10.696967
x_2	2.605358	2.743369
x_3	8.330414	8.627939
x_{e1}	0.	-0.032147
x_{g1}	1.	1.039521
x_5	-2.796340	-2.790996
x_6	1.212650	1.240215
x_7	-3.365510	-3.346264
x_8	0.	0.
x_9	1.	1.
$x_4 = \varphi$ (°)	-28.8611	-29.2200
$x_{10} = \psi_0$ (°)	15.1305	15.8336
$x_{11} = \gamma_0$ (°)	3.1200	3.1701
Σe^2	$8.717 \cdot 10^{-8}$	$1.382 \cdot 10^{-9}$
En büyük yapısal hata (%)	0.0755	0.0069

Cizelge 16 daki sonuçların, yapısal hata eğrileri Şekil 30 da, optimizasyon süreci sonucunda meydana gelen yeni Watt2 mekanizması da şekil 31 de sergilenmiştir.



Şekil 30. $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Şekil 31. $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonu üreticisi.

Çizelge 16 ve şekil 30 a bakıldığında, başlangıç Watt2 mekanizmasının oluşturduğu en büyük yapısal hata mutlak olarak % 0.0755 den % 0.0069 değerine inerek % 90.86 azalmıştır. Toplam hata ise $8.717 \cdot 10^{-6}$ den $1.382 \cdot 10^{-7}$ değerine düşürek % 98.4 azalmıştır. Şekil 30 dan yapısal hata dağılımının ise düzgünleştiği gözlenir. Tasarım kalitesi bakımından da boyutların birbirine uygunluğu Şekil 31 den izlenebilir.

iii) $y=\ln(x)$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonunun üretilmesi:

İki 4-çubuktan birincisi $f_1=e^{\ln x}$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonunu, ikincisi $f_2=\ln x$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonunu üretecek şekilde tasarlandığında, bunların yanyana bağlanmasından oluşan başlangıç Watt2 mekanizması $y=\ln x$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonunu (57) şartı uyarınca sağlayacaktır. Önceki örneklere benzer şekilde kısım 3.4.2 deki Alt bölge metodunu içeren bilgisayar programı 4-çubukların tasarımında kullanılmıştır. Başlangıç Watt2 mekanizmasını oluşturacak 4-çubuk tasarım değerleri Çizelge 17 de yer almaktadır.

Çizelge 17. $y=\ln(x)$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonunu üretecek başlangıç Watt2 mekanizması.

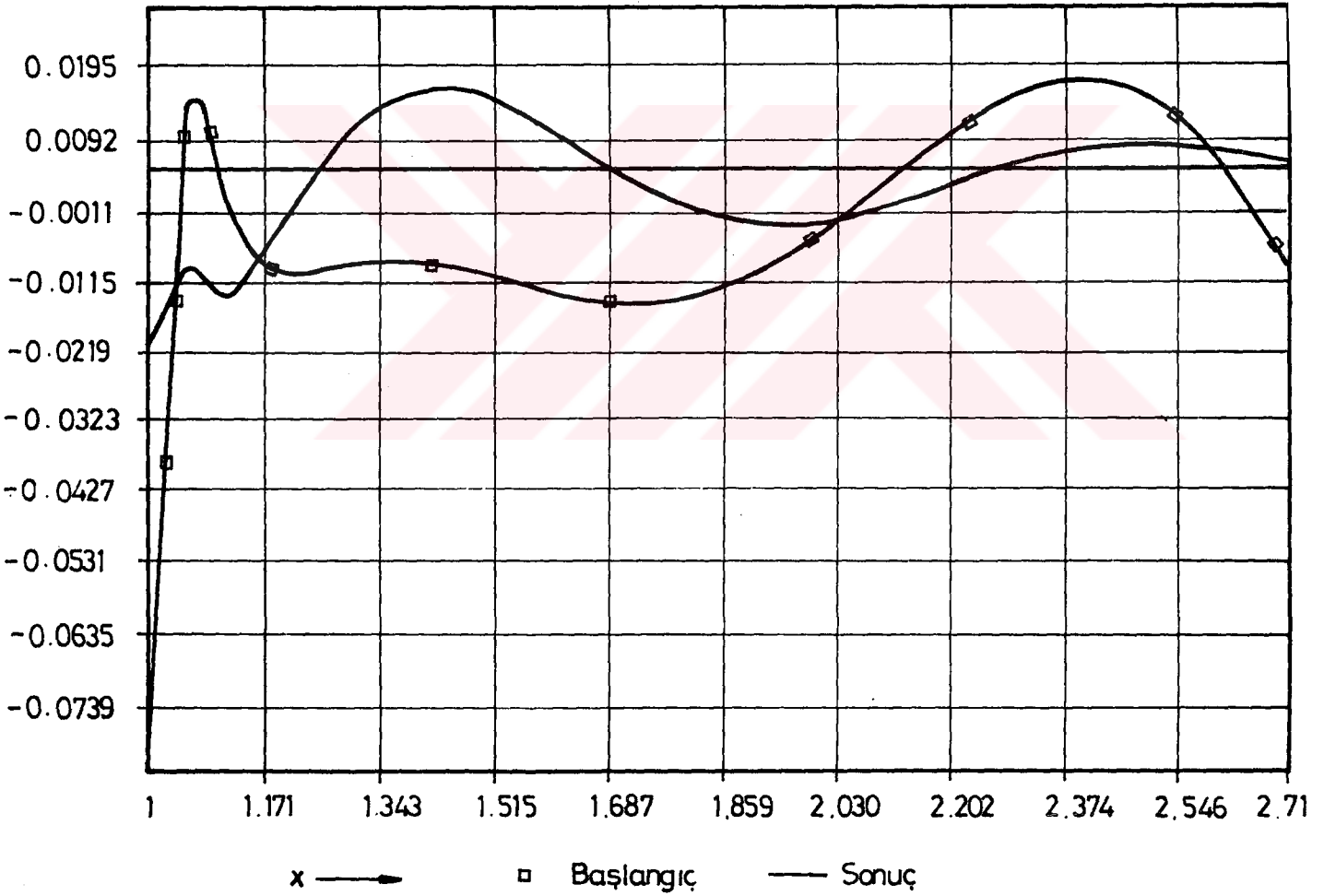
Parametreler	I. 4-Çubuk	II. 4-çubuk
Üretilen fonksiyon	$y = e^{\ln x}$, $1 \leq x \leq e$	$y = \ln x$ $1 \leq x \leq e$
$\Delta\psi, \Delta\alpha$ (°)	90 , 60	60 , 70
ψ_0, α_0 (°)	21.2700, 70.5515	39.4275, 75.8304
Alt aralık limitleri (°)	0,10,30,50,70,90	0,10,20,30,50,60
Kol boyları		
x_1	-2.084270	2.3281037
x_2	6.056602	1.1606563
x_3	7.199030	2.7150117
x_{e1}	0.	0.
x_{g1}	1.	1.
Enbüyük yapısal hata (%)	-0.046090	-0.075417

Çizelge 17 de ki veriler program paketine Şekil 6 daki veri giriş tablosuna uygun olarak girilip, program çalıştırıldığında, elde edilen sonuçlar Çizelge 18 de sunulmuştur.

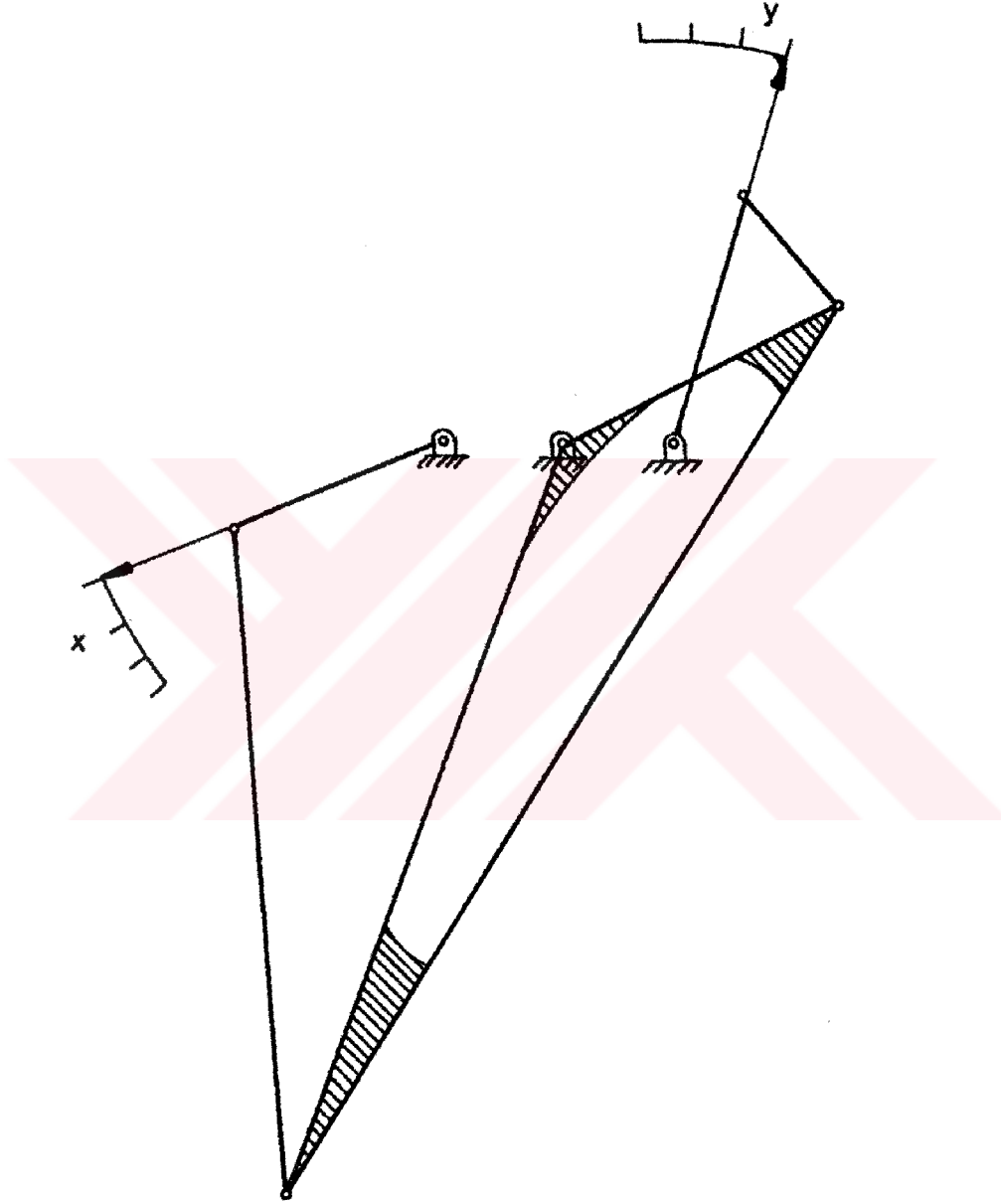
Çizelge 18. Başlangıç ve Sonuç Watt2 mekanizması parametreleri.

Parametreler	İlk boyutlar	Son boyutlar
x_1	-2.084272	-2.044822
x_2	6.056603	5.967161
x_3	-7.199030	-7.101447
x_{e1}	0.	-0.010161
x_{g1}	1.	0.983861
x_5	2.328104	2.334816
x_6	1.160656	1.182604
x_7	2.715012	2.739377
x_8	0.	0.
x_9	1.	1.
$x_4 = \varrho$ (°)	31.1240	32.5881
$x_{10} = \psi_0$ (°)	21.2701	23.3649
$x_{11} = \gamma_0$ (°)	75.8304	75.8125
Σe^2	$1.105 \cdot 10^{-7}$	$1.353 \cdot 10^{-8}$
En büyük yapısal hata (%)	-0.0844	-0.0238

Çizelge 18 yardımı ile oluşan yapısal hata eğrisi ve 6-çubuk mekanizmasının geometrisi, şekil 32 ve 33 de gösterilmiştir. Bunlara göre en büyük yapısal hata mutlak olarak, başlangıç % 0.0844 iken optimizasyon süreci sonunda % 0.0238'e inerek % 71.8 azalmıştır. Toplam hata (Σe^2) ise $1.105 \cdot 10^{-7}$ den $1.353 \cdot 10^{-8}$ değerine düşerek % 87.75 lik bir azalma olmuştur. Yapısal hata dağılımının ise başlangıca göre daha bir düzgünlük bir dağılım gösterdiği şekil 32 den söylenebilir. Boyutların birbirine uygunluğu şekil 33 den izlenebilir.



Şekil 32. $y=\ln x$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Sekil 33. $y = \ln x$ $1 \leq x \leq e$ fonksiyonu üreticisi.

iv) $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunun üretilmesi:

(57) eşitliğine göre, Watt2 mekanizmasının $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunun üretilmesi için; Watt2 oluşturan 4-çubukların birincisi $f_1 = x^2$ $0 \leq x \leq 1$, ikinci 4-çubuk $f_2 = x$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunu üretecek şekilde tasarlanabilir. Anılan tasarım işlemleri sonuçları Çizelge 19 de gösterilmiştir.

Çizelge 19. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunu üretecek başlangıç Watt2 mekanizması

Parametreler	I. 4-Çubuk	II. 4-çubuk
Üretilen fonksiyon	$y = x^2$, $0 \leq x \leq 1$	$y = x$, $0 \leq x \leq 1$
$\Delta\psi$, $\Delta\alpha$ (°)	90 , 40	40 , 90
ψ_0 , α_0 (°)	128.998 , 57.8215	39.899 , 114.362
Alt aralık limitleri(°)	0,10,30,60,80,90	0,8 ,16,24,32,40
Kol boyları		
x_1	1.016177	5.1636387
x_2	1.908375	4.8232301
x_3	-0.814261	-0.8023129
x_{e1}	0.	0.
x_{g1}	1.	1.
Enbüyük yapısal hata (%)	0.03324	0.04387

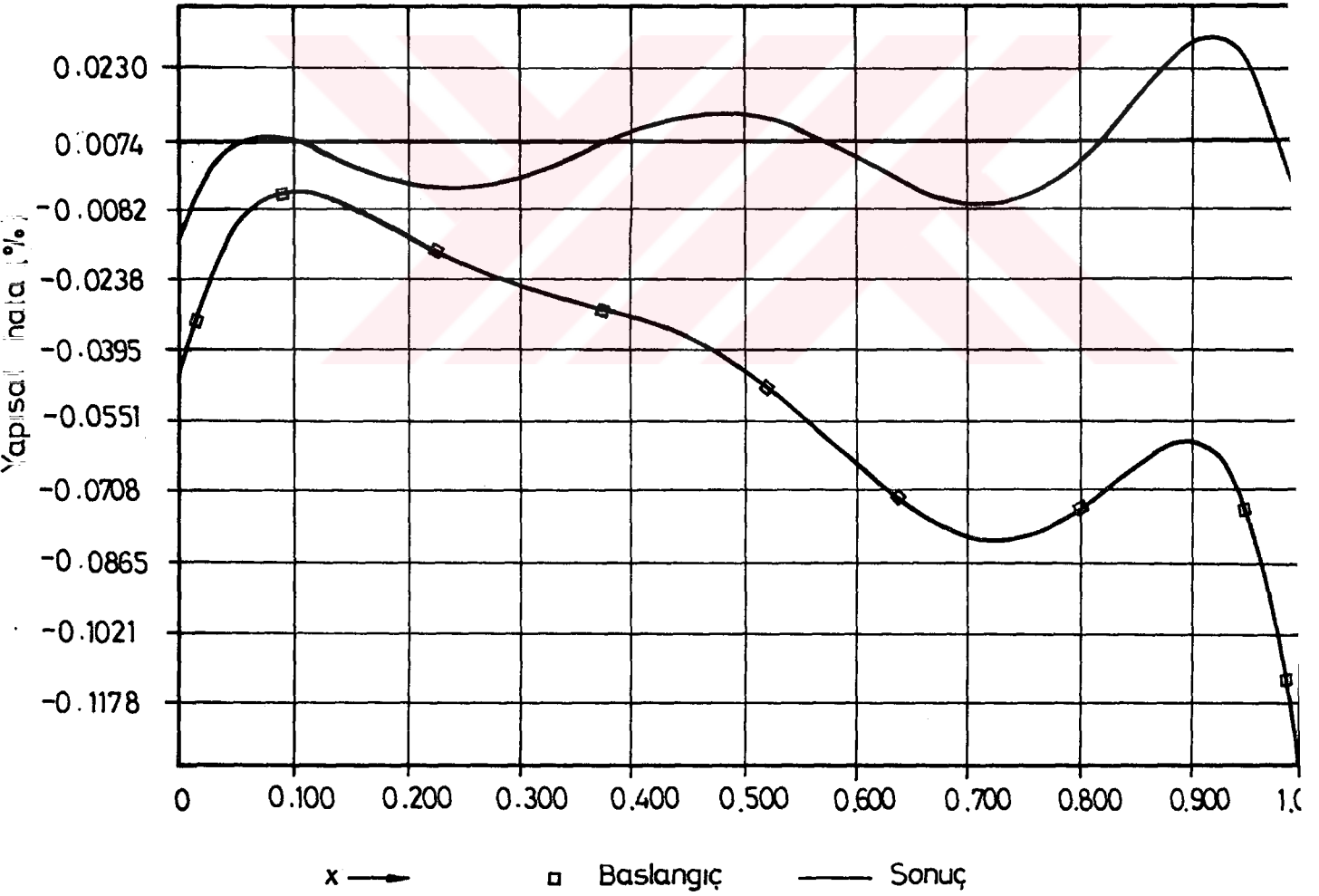
Çizelge 19 yardımı ile, Şekil 6 daki veri giriş tablosu oluşturulup, program işletildiğinde, Çizelge 20 de görülen sonuçlar elde edilir.

Çizelge 20. Başlangıç ve Sonuç Watt2 mekanizması parametreleri.

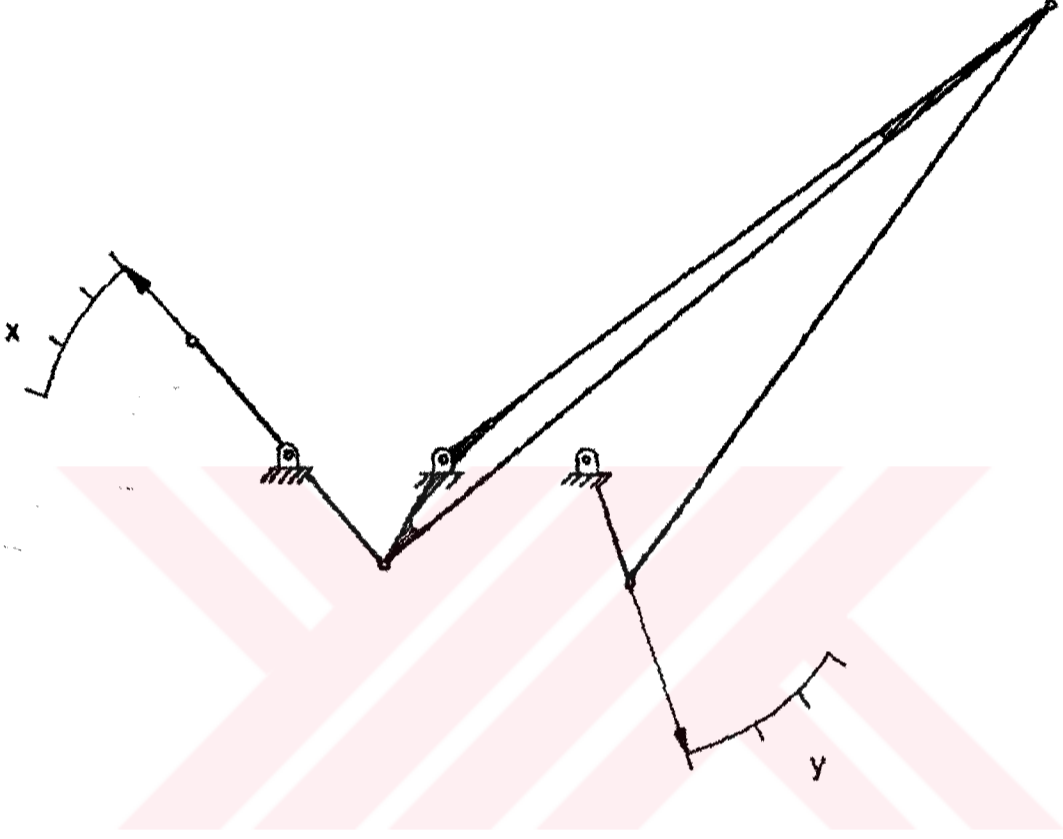
Parametreler	İlk boyutlar	Son boyutlar
x_1	1.016177	1.013545
x_2	1.908375	1.901882
x_3	-0.814262	-0.815791
x_{e1}	0.	0.
x_{g1}	1.	1.
x_5	5.163639	5.105727
x_6	4.823230	4.741624
x_7	-0.802313	-0.814308
x_8	0.	-0.020633
x_9	1.	1.020231
$x_4 = \alpha$ (°)	17.9219	18.9199
$x_{10} = \psi_0$ (°)	128.9982	128.9366
$x_{11} = \gamma_0$ (°)	114.3621	111.8166
Σe^2	$1.438 \cdot 10^{-7}$	$3.355 \cdot 10^{-8}$
En büyük yapısal hata (%)	-0.1335	-0.0187

Çizelge 20 ye ait, yapısal hata eğrisi ile, Watt2 mekanizması 34 ve 35 nolu şekillerde sergilenmiştir. Bunlara göre en büyük yapısal hata, başlangıç Watt2 mekanizmasında mutlak olarak % 0.1335 iken, optimizasyon süreci sonunda elde edilen yeni Watt2 mekanizmasında

%0.0187 değerine inmiştir. Toplam hata (Σe^2) başlangıçta $1.438 \cdot 10^{-4}$ değerinden; sonuçta $3.335 \cdot 10^{-6}$ değerine düşmüştür. Bu sonuçlara göre en büyük yapısal hata % 86 azalırken, toplam hatada % 97.7 lik düşme olmuştur. Şekil 34 e bakıldığında, başlangıçta düzgün olmayan ve eksen takımının negatif bölgesinde yer alan hata dağılımı, optimizasyon süreci sonunda sinüzoidal düzgün bir dağılıma dönüşmüştür. Tasarım kalitesinin uygunluğu Şekil 35 den izlenebilir.



Şekil 34. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.



Sekil 35. $y = x^2$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu üreticisi.

v) $y=x$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunun üretilmesi:

$f(x) = x$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunu üreten iki ayrı dört çubuk tasarlandığında, bunların seri bağlanmasından oluşacak başlangıç Watt2 mekanizması $y = x$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunu üretecektir. Bu durum (57) denklemini sağlar. Bu örneğe ilişkin tasarım sonuçları Çizelge 21 de gösterilmiştir.

Çizelge 21 $y=x$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonunu üretecek başlangıç Watt2 mekanizması

Parametreler	I. 4-Çubuk	II. 4-çubuk
Üretilen fonksiyon	$y = x$, $0 \leq x \leq 1$	$y = x$, $0 \leq x \leq 1$
$\Delta\psi$, $\Delta\alpha$ (°)	90 , 80	80 , 70
ψ_0 , α_0 (°)	7.5365, 22.136	8.755 , 24.3912
Alt aralık limitleri(°)	0,18,36,54,72,90	0,16,32,48,64,80
Kol boyları		
x_1	-8.505567	-7.385864
x_2	2.973841	2.832826
x_3	-10.73846	-9.524766
x_{e1}	0.	0.
x_{g1}	1.	1.
Enbüyük yapısal hata (%)	0.02958	-0.02342

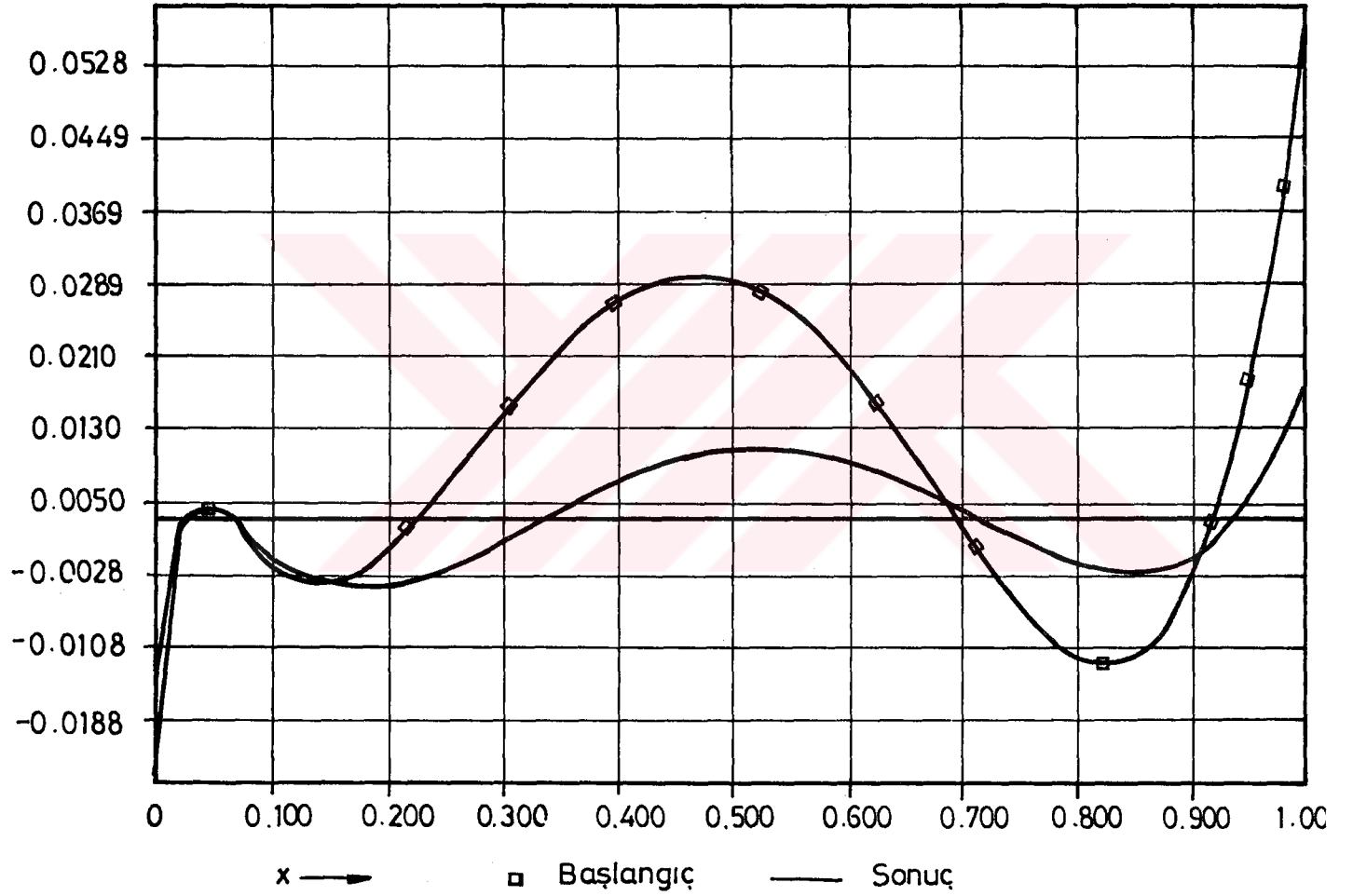
Çizelge 21 deki veriler program paketine girildiğinde, Çizelge 22 de gösterilen tasarım sonuçları bulunur.

Çizelge 22 Başlangıç ve Sonuç Watt2 mekanizması parametreleri.

Parametreler	İlk boyutlar	Son boyutlar
x_1	-8.505568	-12.652849
x_2	2.973842	6.206814
x_3	-10.738467	-18.200697
x_{e1}	0.	0.
x_{g1}	1.	1.
x_5	-7.385864	-9.424762
x_6	2.832826	5.792961
x_7	-9.524767	-13.268839
x_8	0.	1.417762
x_9	1.	1.260943
$x_4 = \theta$ (°)	13.3809	9.7590
$x_{10} = \psi_0$ (°)	7.5366	7.5504
$x_{11} = \gamma_0$ (°)	24.3912	28.3757
Σe^2	$8.154 \cdot 10^{-8}$	$1.029 \cdot 10^{-8}$
En büyük yapısal hata (%)	-0.0529	-0.0173

Çizelge 22 deki başlangıç Watt2 mekanizmasına ait yapısal hata eğrisi ile, optimizasyon süreci sonunda meydana gelen Watt2 mekanizmasına ait yapısal hata eğrisi şekil 36 da aynı eksen takımında gösterilmiştir. Tasarlanan yeni

Watt2 mekanizmasının geometrisi, Çizelge 22 de görüldüğü üzere, boyutlar birbirinden çok farklı olduğundan gösterilmemiştir.



Şekil 36. $y = x$ $0 \leq x \leq 1$ fonksiyonu yapısal hata dağılımı.

Şekil 36'nın incelenmesinden, Başlangıç Watt2 mekanizmasının en büyük yapısal hatası mutlak olarak %0.0529, toplam hata (Σe^2) ise çizelge 22 den $8.154 \cdot 10^{-6}$ dir. Optimizasyon süreci sonunda oluşan Watt2 mekanizmasında ise en büyük yapısal hata mutlak olarak % 0.0173, toplam hata (Σe^2) ise $1.029 \cdot 10^{-6}$ dir. Buna göre Başlangıç ve son Watt2 mekanizmasında en büyük yapısal hatanın % 67.3 azalmasına karşılık, toplam hata % 87.4 azalmıştır. Yapısal hata dağılımı ise başlangıç Watt2 mekanizmasına göre yeni Watt2 mekanizmasının hata dağılımı daha düzgündür. Hata dağılımı x'in geniş bir aralığında ± 0.0028 bandı içerisinde yer almaktadır. Tasarım kalitesi bakımından çizelge 2/2 ye bakıldığında en büyük boyutun en küçük boyuta göre yaklaşık 18 kat daha büyük olması nedeniyle, diğer örneklere göre boyutların birbirinden uzak olduğu söylenebilir.

4.4.3 Tartışma

6-çubuklu Watt2 mekanizmasına ait verilen beş örnek fonksiyonu üretmek için yapılan modüler yaklaşım sonuçlarını tartışmak gerekirse, şu değerlendirmeler ortaya çıkar.

___ Modüler yaklaşımda kullanılan metod içerisinde doğrusal olmayan denklem takımının çözümünde, kısım 3.3.3 de sözü geçen Newton Raphson yönteminin kullanılması sonucunda, ardışık tekrar işlemlerinin başlaması için seçilmesi gereken, bilinmeyen parametrelerin başlangıç değerlerinin isabetli seçilmesi gerekir. Bu da Watt2 mekanizmasını oluşturan 4-çubukların tasarımının uygun yapılmasına bağlıdır. Verilen örneklerde görüldüğü gibi, Başlangıç Watt2 mekanizması optimizasyon sürecine alındığında, yapısal hatanın en büyük değerinin % 67.3'le % 90.86 arasında bir

oranda azaldığı, toplam hatanın ise % 87.4 ile % 98.4 arasındaki oranlarda düştüğü sonuçlarına varılır. Yapısal hatadaki bu değişimlere karşılık, başlangıç Watt2 mekanizmasının parametre değerleri çok az değişmiştir. Başka bir deyişle başlangıçta tasarlanan mekanizmanın yapısını bozmadan iyileştirme yapılmış olduğu söylenebilir.

_____ Elde edilen bulgular gözden geçirildiğinde, 6-çubukta sonuçlanan yapısal hatanın mutlak ve toplam değer olarak, 4-çubuk tarafından sonuçlandırılan değerlerden daha düşük olduğu yargısına varılır. Bu ise 6-çubuk kullanımını 4-çubuğa göre haklı gösterir.

_____ Bulguların incelenmesinden, yapısal hatadaki mutlak ve toplam olarak en büyük değer en küçüğünün, üretilen fonksiyona bağlı olarak değiştiği görülür. Örneğin 6-çubukla $y = \sin x$ $0 \leq x \leq 90^\circ$ fonksiyonunun üretilmesinden kaynaklanan yapısal hata mutlak olarak %0.08 ve toplam olarak $3.189 \cdot 10^{-7}$ iken, $y = \tan x$ $0 \leq x \leq 45^\circ$ fonksiyonunun üretilmesinden ortaya çıkan yapısal hatanın en büyük değeri mutlak olarak %0.006 ve toplam olarak $1.38 \cdot 10^{-9}$ dur.

_____ Çeşitli fonksiyonların üretilmesinde kullanılacak 4-çubuk tasarımları, yapısal hatanın en büyük değeri bakımından, önceki çalışmalar kısmında verilen sonuçlardan her zaman daha düşük değerlerde bulunmuştur.

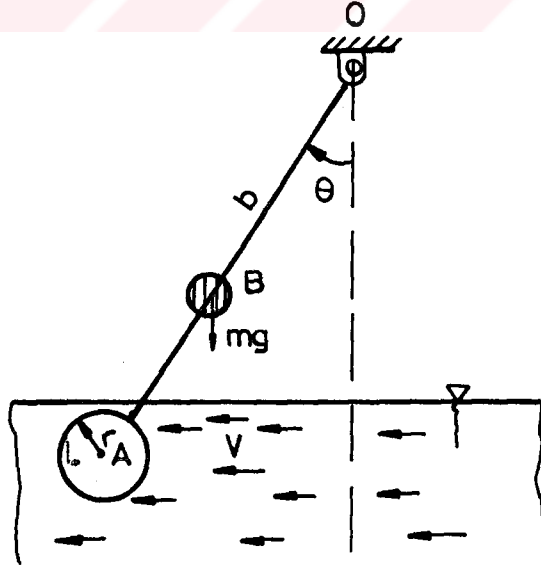
4.5 BİR UYGULAMA

4.5. 1 Giriş

Pratikte ölçme, denetleme, doğrusal olmayan mekanik çıktıların doğrusallaştırılması gibi problemlerin fonksiyon sentezi kapsamında düşünülebileceği daha önce söylenmişti. Pratikte karşılaşılan bu gibi problemlere ilişkin derlenmiş bazı örnekler ekte sunulularak, bunlar içerisinde açık kanaldaki suyun ortalama akış hızının ölçülmesi ile ilgili örnek bir uygulama laboratuvar şartlarında imal edilerek denenmiştir.

4.5. 2 Açık kanaldaki Su Akış Hızının Ölçülmesi.

Açık kanalda su akış hızının ölçülmesi için, su hızını açısal yer değiştirmeye dönüştürecek bir düzenek seçilerek, su hızı ile açısal yer değiştirme arasındaki fonksiyonel ilişkinin deneysel veya teorik olarak bulunması gerekir. Bunun için Şekil 37 de görülen üzerinde küresel bir cisim ve m kütlesi bulunan bir askı kolu düşünülmüştür.



Şekil 37 Açık kanaldaki su akış hızının ölçümü için bir düzenek

Şekil 37 de görülen askı kolunun ucunda bulunan küresel cisim suya daldırıldığında, küreye belirli bir hızda çarpan su, kürenin kesit alanı ile orantılı bir kuvvet oluşturur. O noktasına göre oluşan moment askı kolu üzerindeki m kütlesi ve askı kolu ağırlığı ile dengelenir. Sistemde kararsızlıklara yol açan kaldırma kuvvetinin etkisinin yok edilmesi için küresel cismin ağırlığı kaldırma kuvvetine eşit olarak seçilmiştir. Bunlara göre su hızının kürede oluşturduğu kuvvet

$$F = C_d \frac{V^2}{2} A \quad (59)$$

olarak yazılır. Burada C_d , sürüklenme katsayısı, ρ suyun yoğunluğu, r kürenin yarıçapı, A kürenin kesit alanı, V akan suyun hızıdır. (59) kuvvetinin etkisi altındaki askı kolunun O noktasına göre kuvvet dengesi yazıldığında, su akış hızı ile θ açısı arasındaki ilişki şöyle olur. (Şekil 36)

$$V = k \cdot \sqrt{\tan \theta} \quad (60)$$

(60) denkleminde

$$k = \sqrt{\frac{b.m.g.2}{R.C_d.\pi.r^2.\rho}} \quad (61)$$

olarak suyun özelliklerine ve askı kolunun geometrisine bağlı bir sabittir. (60) eşitliği teorik bir ifade olduğundan, Şekil 37 deki düzende gösterilen yöntemde, su akış hızının ölçümündeki olayı etkileyen tüm parametreleri içermemektedir. Örneğin yatak sürtünmeleri, imalattan doğan eksen kaçıklıkları, askı kolunun suya giren kısmında oluşan ek kuvvetleri kapsamamaktadır. (60) eşitliği yerine

laboratuvar olanaklarında, deneysel olarak, belirli su hızlarında θ açısı ile hız arasındaki ilişkinin kurulması daha gerçekçi olacaktır.

4.5.3. Su Akış Hızının Açısız Yerdeğiştirme ile İlişkinin Deneysel olarak Bulunması.

Sekil 37 deki düzenek kurularak, açı (θ) hız (v) ilişkisinin belirlenmesi için laboratuvarında deney seti olarak kullanılan dikdörtgen kesitli ve açık kanallarda değişik akışların elde edildiği pompalı bir düzenden faydalanılmıştır. Söz konusu düzende kanal önünde değişik yüksekliklerde set oluşturularak akışın derinliği değiştirilerek farklı hızlar elde etme olanakları sağlanmıştır.

Sekil 37 de görülen düzenegin kurulmasında, boyutların seçimi, dengeleme kütlesi m nin saptanması mevcut imkanlar gözönüne alınarak yapılmıştır. Bunlara göre, seçilen bir b boyunda askı kolunun uç kısmına, piyasada mevcut r yarıçapında hafif plastik malzemedan yapılmış içi boş küresel bir cisim ilave edilmiştir. Kürenin içerisi su ile doldurulmak sureti ile, suyun kaldırma kuvveti yok edilmiştir. Askı koluna ilave edilen m kütlesi ise, askı kolu kanaldaki su içerisine maksimum akış hızında daldırıldığında, kürenin su dışına çıkamayacağı şekilde deneysel olarak tespit edilmiştir. Deneylerde elde edilen farklı su akış hızları "MULINE" adı verilen, döner pervaneli bir su hızı ölçme aleti vasıtasıyla belirlenmiştir. Askı kolunun suya başlangıçta akışa dik olarak daldırılması için, su terazisinden faydalanılmıştır. Bu şartlar altında, laboratuvarında yapılan bir dizi deney sonucu çizelge 23 de sunulmuştur.

Çizelge 23. Deneysel su akış hızı (V) ve Askı kolu sapma açısı (θ) değerleri

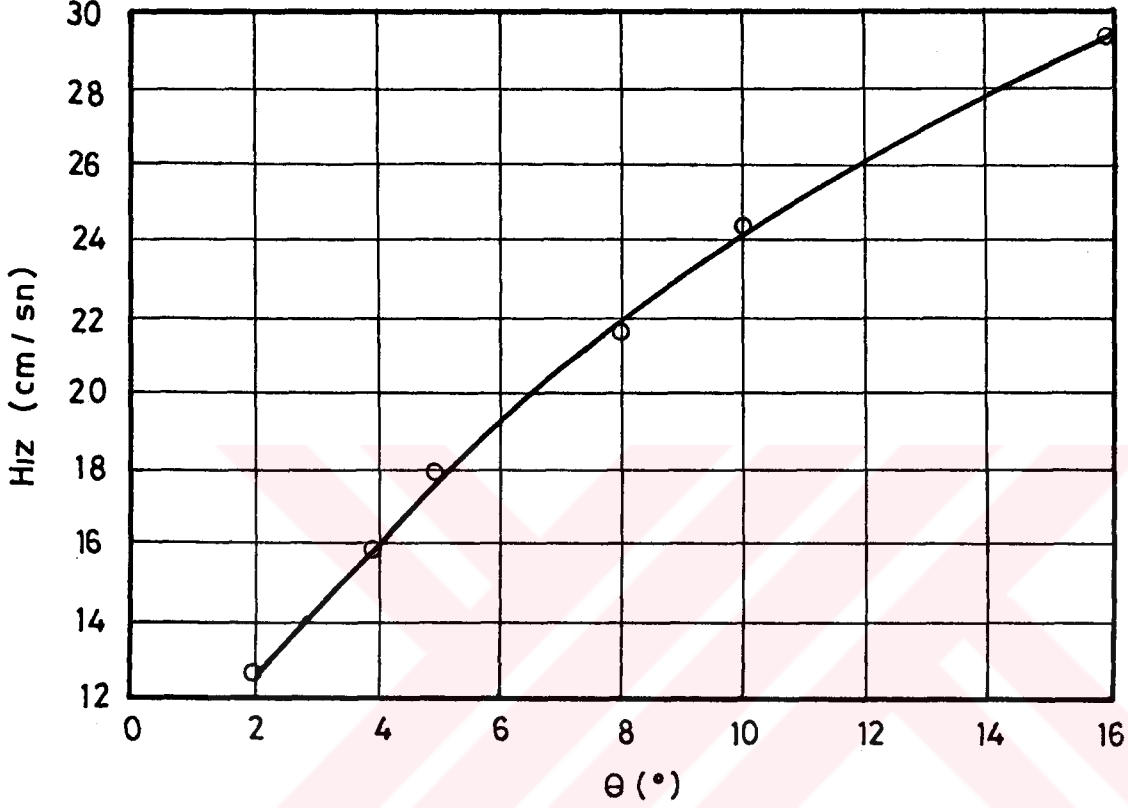
θ°	θ rad	Hız cm/s
2	0.0349	12.64
4	0.0698	15.82
5	0.0873	18.00
8	0.1396	21.65
10	0.1745	24.30
16	0.2792	29.40

Çizelge 23 de görüldüğü üzere, en fazla 16° lik sarkaç kolun sapmasına karşılık 29.4 cm/sn lik en büyük hız değeri elde edilmektedir. 2° lik sapmaya karşılık ise 12.64 cm/sn en küçük değerine ulaşılmaktadır. Buna göre yapılacak aletin çalışma aralığı yaklaşık 12 cm/sn ile 30 cm/sn arasında değişecektir.

Çizelge 23 deki açı (θ) ve hız (V) arasındaki ilişki için, ikinci dereceden bir polinomun uygunluğu, en küçük kareler yöntemi ile görülmüştür. Buna göre çizelge 23 deki değerler yardımı ile elde edilen ikinci dereceden polinom aşağıdaki gibidir.

$$V = - 138.5 \theta^2 + 112.06 \theta + 8.9 \quad (62)$$

(62) eşitliğindeki ifade ile deneysel sonuçlardan oluşan grafik Şekil 38 de görüldüğü gibi, tüm deneysel noktalar (62) ifadesindeki eğri üzerinde yer almaktadır. Bu yüzden (62) ifadesi hız (V), açı θ ilişkisi için uygundur.



Sekil 38 Su akış hızının askı kolu sapma açısı θ ya göre değişimi.

(62) ifadesinde yer alan fonksiyonu üretecek 4- çubuk mekanizmasının tasarımı için "ALTBÖLGE" metodunu içeren program paketi kullanılarak elde edilen program girdi ve sonuçları aşağıdaki şekildedir.

program girdisi ;

Satır no 1:DPS,DAL,XO,XN,PSO,E,N,NI: -16,60,0,0.2793 0, 0.2,
4,150

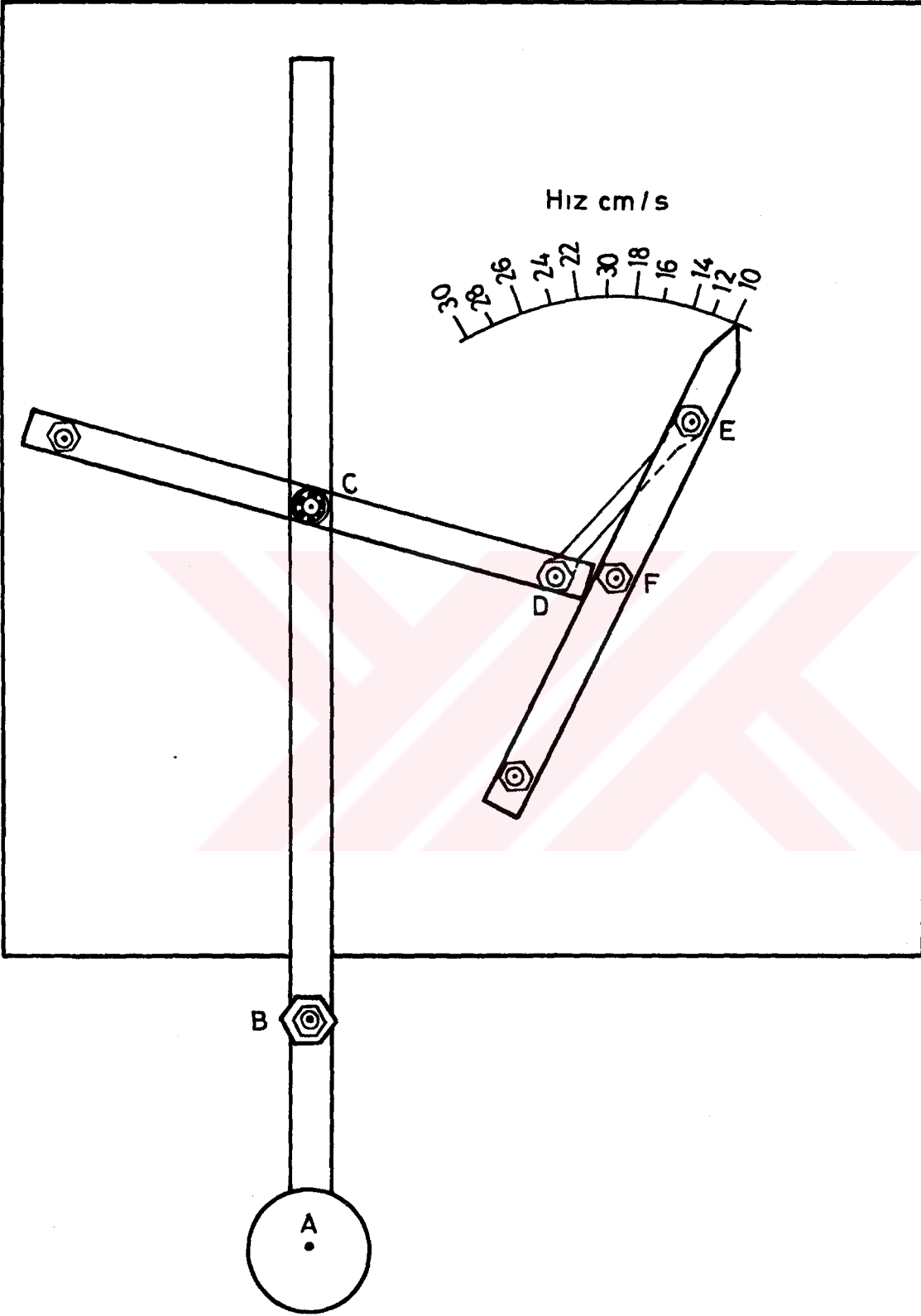
Satır no 2:PJO,(PJ(k), k=1...5): 0, -1,9, -4,-8,-9,-16

Tasarım sonuçları ;

Giriş kolu başlangıç açısı $\psi_0 = 354.8$
Çıkış kolu başlangıç açısı $\alpha_0 = 76.50$
Giriş kolu uzunluğu $x_1 = 0.8124$
Biyel kolu uzunluğu $x_2 = 0.6767$
Çıkış kolu uzunluğu $x_3 = 0.5396$
Gövde boyu $x_6 = 1$

Yukarıda görülen ve imalata uygun olan 4-çubuk boyutlarının gövde boyu 10 cm alındığında, diğer boyutları 10 ile çarpmak sureti ile uygun tasarım değerleri elde edilir. Bu boyutlar altında oluşan 4-çubuk tasarımının sonucunda en büyük yapısal hata % 1.4 , iç kısımda ise % 0.9 u geçmemektedir.

Elde edilen tasarım sonuçlarına uygun 4-çubuk imal edilerek, Şekil 37 deki sarkaç kola monte edildiğinde, ilave momentler yaratmaması için çubuklar statik olarak dengelenmiştir. 4-çubuğun çıkış koluna doğrusal olarak kalibre edilmiş bir açı kadranı sayesinde hızlar gösterilmiştir. İmal edilen hız ölçme düzeneği şekil 39 da sergilenmiştir. Şekil 39 da , CD=8.1 cm, DE=6.7 cm EF=5.4cm, CF= 1 cm , A küresinin çapı 4 cm olarak alınmıştır. Bu düzeneği test etmek için diğer hız ölçen alet, "MULINE" ile, laboratuarda mevcut kanalda çeşitli hızlarda ölçümler yapılarak, elde edilen değerler karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak "MULINE" ve imal edilen hız ölçme düzeneği arasındaki hızlar arasındaki bağıl hatanın %2 yi geçmediği saptanmıştır.



Sekil 39. Açık kanalda su akış hızı ölçen düzenek.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER.

Bu kısımda 4-çubuk ve 6-çubuk mekanizmalarının tasarımı ile ilgili geliştirilen program paketlerinin kullanımında, birbirinden farklı tasarımların elde edilmesi için program verilerinin sistematik olarak değiştirilmesine ilişkin gözlem sonuçları anlatılacaktır. Ayrıca bu çalışma kapsamında yer almayan fakat gelecekte yapılabilecek önerilere yer verilecektir.

Istlenen bir fonksiyonu üretecek 4 ve 6 çubuk mekanizma tasarımları çok fazla sayıdadır denebilir. Keyfi seçimi gereken tasarım parametreleri¹⁰ değiştirmek veya tasarımda uygulanan yöntemi farklı seçmek yolu ile, istlenen fonksiyonu üreten farklı tasarımları elde etmek mümkündür. Bu da mekanizmadan istenen bazı kriterleri sağlaması açısından daha fazla şansa sahip olmamız demektir. Örneğin, çok düşük yapısal hata elde etmek önemli ise, tasarımlar içerisinden bu kriteri en iyi sağlayan mekanizmalar seçilir, eğer mekanizmanın boyutlarının birbirlerine uygunluğu gerekli ise, buna uygun tasarımlar seçilir.

Kısım 3.4 de yer alan program paketleri ile aynı fonksiyonu üretecek farklı tasarımların elde edilebilmesi için, program girdi kümesinde yer alan verilerin sistematik olarak değiştirilmesi gerekir. Bunu yaparken tasarım sonuçlarını en fazla etkileyen parametreler ile oynamak daha akılcıdır. Bu çalışmada sunulan örnek tasarımların seçiminde, yapısal hata ve boyut kriterini en iyi sağlayan mekanizmaları seçmek için, program veri kümesi değiştirilmiştir. Bir başka deyişle pek çok sayısal deneyler yapılmıştır. Bu deneyler sonucunda bazı gözlemler şu şekilde sıralanabilir.

i) Galerkin metodu ile 4-çubuk tasarımı.

Bu metodu kapsayan program "TGAL5" in girdi kümesinde yer alan, 4-çubuk mekanizmasının giriş ve çıkış kolu dönü miktarı (DPS,DAL) ile giriş kolu başlangıç açısının (PS0) değiştirilmesi ile birbirinden farklı tasarımların elde edildiği gözlenmiştir. Galerkin yönteminde gerekli ağırlık fonksiyonları (wk) ile sayısal integral aralık sayısı (NM), iterasyon sayısı (NI) parametrelerinin belirli değerlerden sonra çözüme etkilerinin olmadığı, gözlemler sonucunda söylenebilir.

ii) Alt bölge metodu ile 4-çubuk tasarımı.

Bu metodu içeren program paketinin girdi kümesinde yer alan, 4-çubuk mekanizması giriş ve çıkış kolu dönü miktarı (DPS, DAL) ile alt aralık limitleri, tasarım sonuçlarını en fazla etkileyen parametrelerdir. Yapılan sayısal deneyler sonucunda, alt aralık limitlerinin, üretilecek fonksiyonun yavaş değiştiği kısımlarda geniş, hızlı değiştiği kısımlarda ise dar seçilmesinin, sonucu daha iyiye götürdüğü gözlenmiştir. Bunun için alt aralıkların ilk olarak girilmesinde, fonksiyonun bağımlı değişkenini eşit parçalara bölecek şekilde seçilmesinin çözümü olumlu yönde etkilediği söylenebilir. Diğer parametrelerin belirli değerlerinden sonra tasarımı fazla etkilemediği, sayısal deneyler sonuçlarına dayanarak söylenebilir.

iii) En küçük kareler yöntemi ile 6-çubuk tasarımı.

Altı çubuklu Watt2 mekanizmasının tasarımında kullanılan en küçük kareler yönteminin başarısı, mekanizmayı oluşturan 4-çubukların tasarımına bağlıdır. (57) ifadesi iki fonksiyondan oluşan (f_1, f_2) bileşik bir fonksiyondur. Burada f_1 , birinci 4-çubuğun ürettiği fonksiyondur ve ϵ_1 hatasına sahip olsun. Benzer şekilde f_2 de ikinci 4-çubuğun ürettiği fonksiyon ve ϵ_2 hatasına sahip olsun. Bu 4-çubukların seri bağlanmasından oluşan Watt2 mekanizmasının üreteceği y fonksiyonundaki ϵ hatası ise, (57) ifadesinin Taylor serisine açılımından

$$\epsilon = \epsilon_2 + \epsilon_1 f_2' + \dots \text{ olarak bulunur. Bu açılımdan}$$

görüldüğü gibi, başlangıç Watt2 mekanizmasının üreteceği fonksiyondaki hata en fazla, 4-çubuk tasarımlarında oluşan hatalardan ϵ_2 ile ϵ_1 hatasının f_2 fonksiyonun birinci türevinin çarpımının toplamından oluşur. Bu da gösteriyor ki, başlangıç Watt2 mekanizmasının kurulması için gerekli 4-çubuk tasarımlarının gerçekleşmesinde (57) şartını sağlayan fonksiyonların seçimi önemlidir.

Watt2 mekanizmasının tasarımı sonucunda istenen fonksiyonu üretecek mekanizmada oluşan yapısal hata dağılımı istenen düzeye indirilemiyorsa, aynı tasarım süreci fonksiyonun tersi kullanılarak da yapılabilir. Bu durumda diğerinden daha iyi tasarımların yapılabildiği gözlemlenmiştir.

Sonuçları genel olarak değerlendirmek gerekirse, 4-çubuk tasarımı için bu çalışma kapsamında yer alan iki farklı yöntemle yapılan tasarımların aynı fonksiyon için farklı olduğu verilen örneklerden görülebilir. Bu da istenen bir fonksiyonu eniyi üretecek yöntemlerin araştırılması ihtiyacını gerektirir.

6-çubuk tasarımına uygulanan modüler yaklaşım daha genişletilerek parametre sayısını artırmak için çubuk sayıları, 8-çubuk,10-çubuk, n-çubuk vs. yapılarak artırılabilir ve bu mekanizmalar için de modüler yaklaşım uygulanabilir. Bu durumda (57) ifadesindeki iç içe bileşik fonksiyon sayısı artar.

Bu çalışma kapsamında tasarımılanan mekanizmadan istenen kriterler olarak yapısal hata ve boyutların birbirine yakın olması istenmiştir. Bunların dışında hız ve ivmede ani değişimlerin olamaması, hareket aktarımını zorlaştırıcı veya mekanizmanın çalışmasını engelleyici tekil konumların olmaması gibi kriterler de tasarımda mekanizmalardan talep edilebilir.

ÖZET

Yüksek sıcaklık, basınç, zehirli gaz ve kimyasal maddeler, ağır yükler altında çalışma gibi insan sağlığı için elverişsiz ve tehlikeli ortamlarda mekanizmalarla ölçme ve denetleme işlemi uzaktan kumandayı gerektirir. Uzaktan kumanda ise mekanik olarak iki uzuv arasında belli bir hareket ilişkisinin gerçekleşmesidir. Verilen bir fonksiyonel ilişkiyi sağlayacak şekilde mekanizma büyüklüklerinin saptanması, fonksiyon üretimi problemi problemi olarak anılır.

Istlenen bir fonksiyonu tam olarak üretecek mekanizma sayısının sınırlı olmasına karşılık, herhengi bir fonksiyonu 4-çubuk yardımı ile yaklaşık olarak üretecek mekanizma sayısı çok daha fazladır. Üretilen ve istenen fonksiyon arasındaki hata düzeyi varolan mekanizma parametreleri sayısına bağlıdır. Çok uzuvlu mekanizmalarda parametre sayısının 4-çubuktan fazla olması nedeniyle, çok uzuvlu bir mekanizma ile istenen fonksiyon daha iyi üretilebilecektir.

Bu çalışmada, zorunlu hareketli Watt2 mekanizmasının istenen fonksiyonları üretecek şekilde en iyi tasarımı için bir teknik geliştirilmiştir. Bu teknikte 6-çubuklu Watt2 mekanizması seri bağlı iki dört çubuk şeklinde düşünülmüştür. 4-çubuklar, yan yana getirildiğinde sonuçta 6-çubukla istenen fonksiyonu üretecek biçimde seçilmiş fonksiyonlara göre geliştirilmiş yöntemlerle tasarlanmıştır. Kullanılan optimizasyon yöntemi iterasyona dayandığından, iterasyonu başlatacak ilk çözümün iyi seçilmesi şarttır. Bu şart 4-çubukların en iyi tasarımıyla

yerine getirilmiş olmaktadır. Söz konusu yaklaşım bilgisayar program paketi haline getirilmiştir. Toplam yapısal hatanın en küçük kareler anlamında en aza indirilmesi sırasında ortaya çıkan birinci ve ikinci mertebeden türev işlemleri program paketi içinde analitik yöntem yerine, sayısal tekniklerle gerçekleştirilmiştir. Integral işlemlerinde ise Simpson kuralı kullanılmış, sonuçta istenen fonksiyonları 4-çubuklardan daha hata ile üretecek 6-çubukların optimum tasarımı gerçekleştirilmiştir.



SUMMARY

In order that mechanisms fulfill for man control and measurement requirements arising from working under inconvenient circumstances such as high-speed, temperature, pressure, poisonous gases, nuclear and chemical materials and high loads, remote control is needed. Remote control mechanically, on the other hand, is nothing but realizing a definite displacement relationship between two links. Determining the dimensions of the mechanism such that a given functional relationship is satisfied constitutes the so-called function generation problem.

Although the number of mechanisms to generate desired mathematical functions exactly is very limited, the number of functions that can be approximately mechanized within certain intervals by the use of 4-bars is considerable. The level of difference between the generated and the required functions is dependent upon, to a large extent, the number of available mechanism parameters. Since the number of available parameters in multi-link mechanisms is greater than those in 4-bars, it follows that the desired function can better be approximated by a multi-link mechanism.

Here in this work a technique is developed to design Watt2 mechanism, obtained by fixing one of the ternary links in Watt chain, so that the desired function can be generated with minimum total error. In this technique six-bar Watt2 is thought of as being made up of two 4-bars connected in series with each other. Four-bars are synthesized with methods developed according to the selected component functions such that the given function will result when the

two four bars are put together. The selection of component functions is based on the solution of a functional equation. Optimization of the six-bar design is achieved through minimizing the squared structural error integrated over the motion domain. Due to its nonlinear nature this necessitates the solution of the necessary condition for a minimum through some iteration technique and this is most effectively and efficiently acquired by the use of Newton-Raphson method. It is well-known that when the initial solution is a suitable one, the convergence rate is high. This condition is automatically met since the design of two four-bars are optimum.

This technique is adapted for computer programming. In this program the required first and second derivatives are determined utilizing numerical methods in stead of analytical means in order to cut computation costs. Integration, on the other hand is performed by means of Simpson's rule.

As a result optimum design of six-bars has been realized with total error lower than that in 4-bars. The results are demonstrated on a few examples.

EK 1

UYGULAMA ÖRNEKLERİ

Bu kısımda bazı ölçme işlemleri (hız, ağırlık, ivme, debi, vs.), bazı kontrol olayları ile ilgili derlenmiş, fonksiyon sentez uygulamalarına yer verilmiştir. Uygulamalarda ölçülecek büyüklüklerle, açısal yerdeğiş-tirmeler arasındaki fonksiyonel ilişki belirlenerek, fonksiyon sentezine uygulanabilir duruma getirilecektir. Bundan sonra istenirse, elde edilen fonksiyona uygun 4-çubuk veya 6-çubuk mekanizmaları, bu çalışma kapsamı içinde yer alan program paketleri yardımı ile tasarlanarak imal edilebilir.

1. Akışkan hızı ölçme (ERDMAN ve MIDHA,1973)

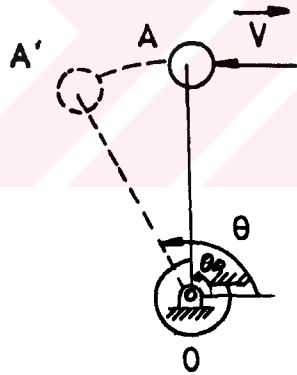
Sekil 1 de görülen düzende, bir çubuk ucuna bağlanmış küresel cisme etkiyen akışkan hızı, çubuk boyu l ile orantılı olarak O noktası etrafında bir moment oluşturacaktır. Olusan bu moment O noktasındaki bir spiral yay vasıtası ile dengelenirse, bu denge şartından akışkan hızı v ile θ arasındaki fonksiyonel ilişki

$$v = z^{1/2} \left[\frac{\theta - \theta_0}{\cos(\theta - \theta_0)} \right]^{1/2} \quad (1)$$

olur.

Burada $z = \frac{2 k}{l A \rho c_d}$ dir. z de yer alan büyüklükler ise,

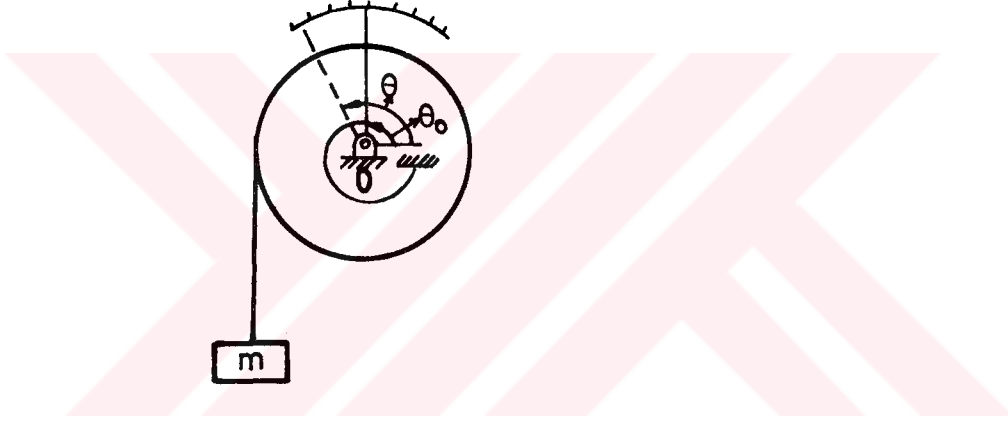
k, spiral yayın yay sabiti, ρ , akışkan yoğunluğu, A, Küresel cismin kesit alanı, c_d , küresel cisim ile akışkan arasındaki sürüklenme katsayısı, l, çubuk boyu olarak simgelenmiştir.



Şekil 1. Akışkan hızı ölçen düzenek.

2. Ağırlık ölçme (MOPPERT,1974).

Bir m kütlesinin ağırlığını ölçmek için şekil 2 de görülen r yarıçapında bir dönel diskin O noktası etrafında oluşturduğu momenti belirli bir θ açısında dengelemek amacıyla sprial yaydan faydalanılmıştır.



Şekil 2. Ağırlık ölçmek için bir düzenek.

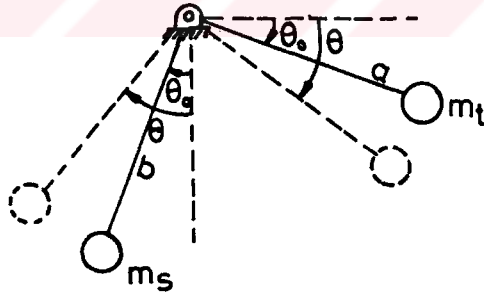
O noktasına göre m kütlesinin yaratacağı mgr momenti, buna karşı koyan $k \theta$ yay momentine eşit olacaktır. Burada, m ölçülecek kütle, g , yerçekimi ivmesi, r , dönen diskin yarıçapı, k , sprial yayın yay sabiti, θ_0 belirli bir başlangıç açısıdır. Buna göre m kütlesi ile θ açısı arasında aşağıdaki doğrusal eşitlik bulunur.

$$m = \frac{k}{g r} (\theta - \theta_0) \quad (2)$$

3. Ağırlık ölçme (MERIAM,1979).

Ağırlık ölçmede bir başka yöntem ise, şekil 3 de görülen, bir ucunda ölçülecek kütle m_t bulunan a boyundaki kol ile, b boyunda ucunda dengeleme kütlesi m_s bulunan bir başka kol birbirine rijit bağlanarak, O noktasında mesnetlenmiştir. Buna göre m_t kütlelerinin θ açısı ile ilişkisi, O noktasına göre oluşan momentlerin dengesinden aşağıdaki şekilde bulunur.

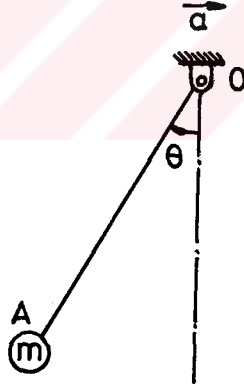
$$m_t = \frac{b}{a} m_s \tan (\theta - \theta_0) \quad (3)$$



Şekil 3. Ağırlık ölçen düzenek.

4. İvme Ölçer (ERDMAN ve MIDHA,1973).

Doğrusal hareket eden bir cismin ivmesinin ölçülebilmesi için, a ivmesini açısal yerdeğiştirmeye (θ) dönüştürecek bir düzenek şekil 4 de görülen, bir ucunda m kütlesi bulunan sarkaç kol olarak düşünülmüştür. İvmelenmeden dolayı oluşan yatay atalet kuvvetinin m kütlesi ile orantılı olarak O noktası etrafında yarattığı moment, yer çekiminden ötürü düşey yönde oluşan ağırlığın etkisi belirli bir θ açısında dengeleyecektir. Bu denge konumunda atalet kuvveti ve ağırlık kuvvetinin O etrafındaki moment eşitliğinden, ivme (a) ile θ açısal yerdeğiştirme arasında aşağıdaki fonksiyonel ilişki elde edilir.



Şekil 4. İvme ölçen bir düzenek.

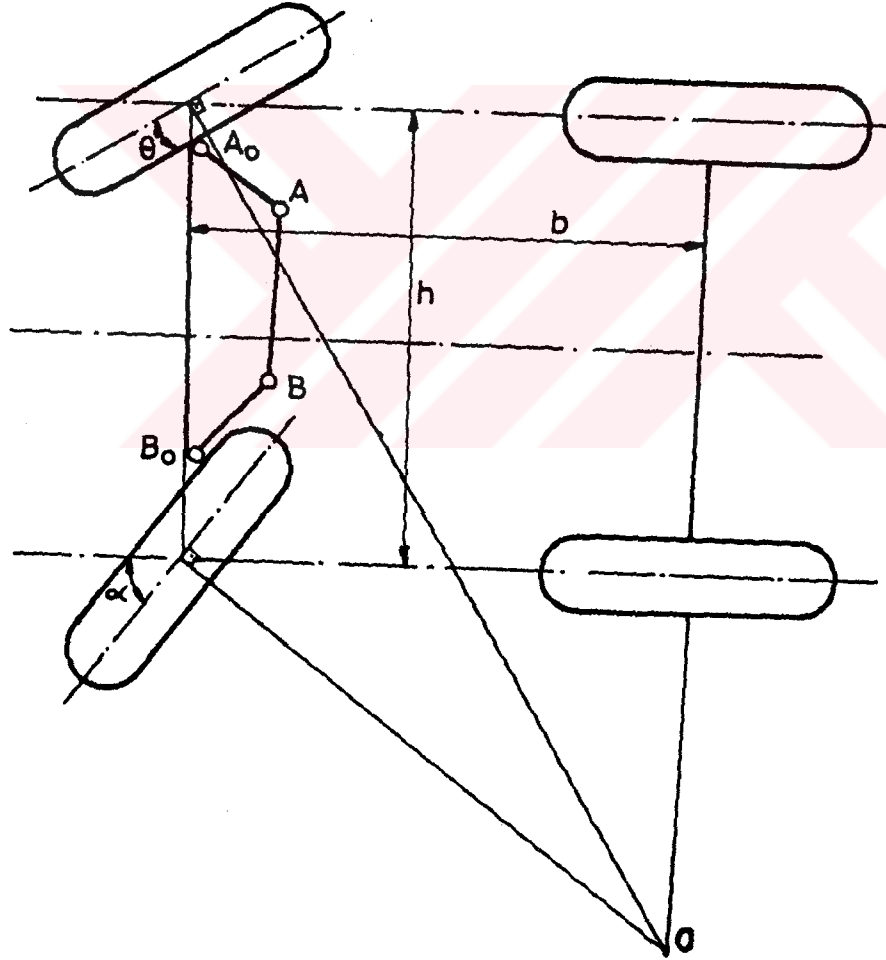
$$a = g \tan \theta$$

(4)

burada g yerçekimi ivmesidir.

5. Direksiyon Kontrolü (TAO,1967).

Dört tekerlekli bir taşıtın, eğrisel yolda, tekerleklerin yola göre kayma yapmadan dönebilmesi, ön ve arka tekerlek dönme eksenlerinin aynı noktada kesişmeleri ile mümkündür. Bu şartı sağlayacak bir düzenek şekil 5 de görülen $A_0 B B_0$ 4-çubuk mekanizmasıdır.



Şekil 5. Direksiyon kontrolünü sağlayan bir düzenek.

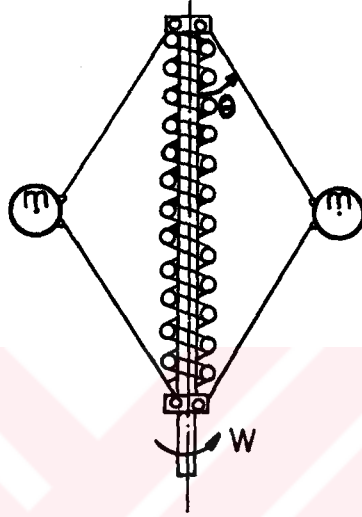
Yukarıda bahsolunan şart gereği A A giriş (θ) ve B B çıkış (α), açıları arasındaki fonksiyonel ilişki aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{1}{\frac{b}{h} + \frac{1}{\tan \theta}} \right] \quad (5)$$

(5) eşitliğinde b, tekerlekler arası mesafe, h, ön ve arka tekerleklerin milleri arasındaki mesafedir.

6. Devir Ölçer (ERDMAN ve MIDHA,1973)

Bir eksen etrafında dönen bir cismin açısal hızının ölçülmesinde, şekil 6 da görülen iki kütle ve yaydan oluşmuş bir sistem gösterilmiştir.



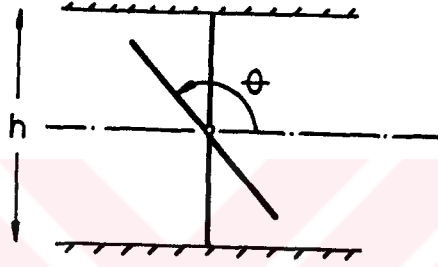
Şekil 6. Devir ölçen bir düzenek.

Şekil 6 daki sistem w açısal hızı ile dödüğü zaman m kütlelerine etkiyen merkezkaç kuvveti etkisi ile yayda yay katsayısı (k) ile orantılı şekil değiştirme meydana gelecektir. Bu şekil değişikliği şekil 6 da görülen θ açısının değişmesine neden olacaktır. θ açısının w açısal hızı ile değişim ifadesi için sistemde etkili kuvvetlerin dengesi şartından aşağıdaki fonksiyonel ilişki bulunur.

$$w = \left[\frac{2k}{m} \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

7.Kelebek Vana ile Debi Kontrolü (ERDMAN ve MIDHA,1973)

Şekil 7 de görülen dikdörtgen kesitli kanaldaki Q akışkan debisi bir kelebek vana yardımı ile vana dönme açısını (θ) değiştirmek sureti ile ayarlanabilir.



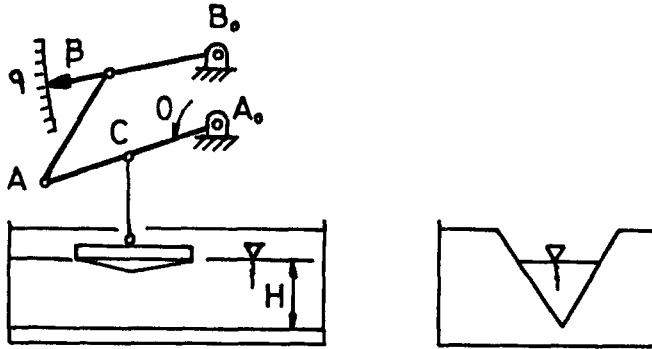
Şekil 7. Debi kontrol düzenegi.

Akışkan debidi hız ile alan çarpımına eşit olduğundan, şekil 7 den akışa dik kesit alanı θ ya bağlı olarak ifade edilirse, Q debisinin θ ile ilişkisi bulunur.

$$Q = h b v (1 - \sin \theta) \quad (7)$$

Burada h kanal yüksekliği, b kanal genişliği, v ise kanaldaki akışkan hızı olarak simgelenmiştir (şekil 7).

8. Üçgen Kesitli bir Kanalda Debi Ölçümü (SÖYLEMEZ, 1985)



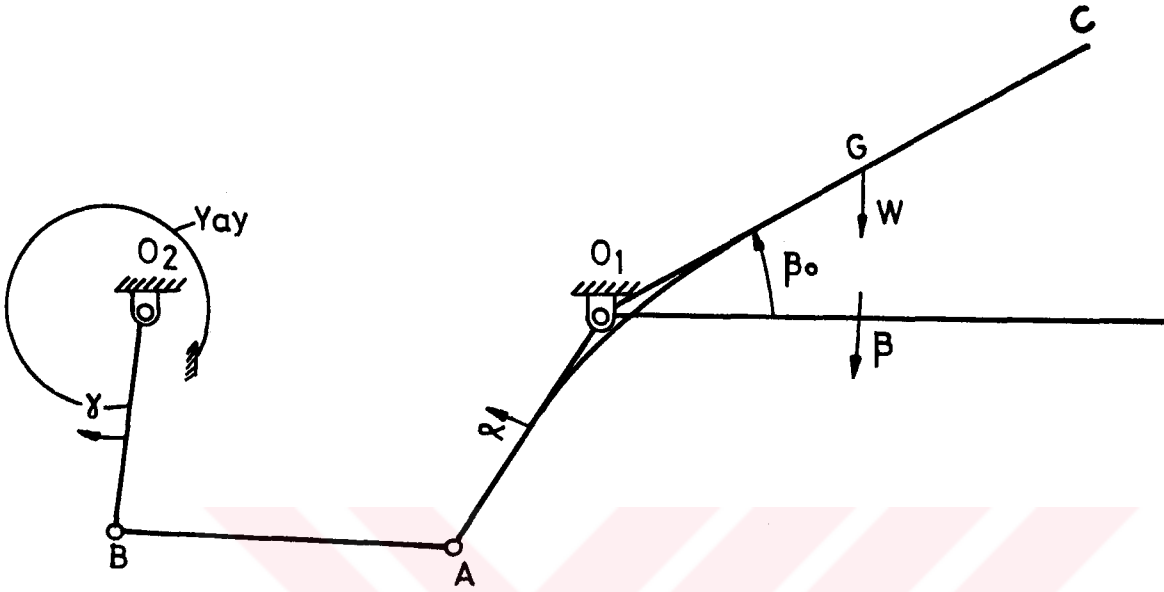
Sekil 8. Debi ölçülmesi için bir düzenek.

Sekil 8 de gösterilen bir dört çubuk vasıtası ile, üçgen kesitli bir kanaldaki akan su debisinin ölçümü için gerekli, debi (q) ile A_0ABB_0 4-çubuğunun giriş kolu açısı θ arasındaki ilişki aşağıdaki şekilde bulunur.

$$q = 0.239 \left[(k-1) \left(1 - \frac{r \sin \theta}{(k-1)} \right) \right]^{2.47} \quad (8)$$

Burada, k ile kanaldaki su tabanının A_0 a kadar olan mesafesi, r A_0C kolunun boyu olarak simgelenmiştir (Sekil 8).

9. Kendi Kendini Dengeleyen Sistem (HALL, 1961).



Sekil 9. Kendi kendini dengeleyen bir düzene.

Sekil 9 da görülen W ağırlığında bir $O_1 C$ kolunun yatayla yaptığı her β açısında dengede kalabilmesi, bu kola, çıkış kolu mafsalında bir spiral yay bulunan $O_1 A B O_2$ 4-cubuğu bağlanarak sağlanabilir. W ağırlığındaki $O_1 C$ kolunun konumu değiştiği durumlarda, kolun kazandığı veya kaybettiği potansiyel enerjinin, O_2 mafsalındaki spiral yay tarafından karşılanması koşulundan, $O_1 C$ kolunun yatayla yaptığı açı (β) ile $O_1 A B O_2$ 4-cubuğunun çıkış kolu açısı (γ) arasındaki eşitlik aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\frac{1}{2} \left[\frac{T_m - T_0}{\gamma_m} \right] \gamma^2 + T_0 - w R \left[\sin(\alpha + \beta_0) - \sin \beta_0 \right] = 0 \quad (9)$$

Burada, W dengelenecek kolun ağırlığı,

R, dengelenecek kolun ağırlık merkezinin dönme mafsalına olan uzaklığı,

β , dengelenecek kolun yatayla yaptığı açı,

β_0 , Dengelenecek kolun yatayla yaptığı enbüyük açı

γ , O ABO dört çubuğunun çıkış kolu açısı,

γ_m , γ açısının enbüyük değeri,

α , O ABO dört çubuğunun giriş kolu açısı,

T_0 , O mafsalındaki spiral yaydaki başlangıç torku,

T_m , O mafsalındaki spiral yayda oluşan enbüyük tork.

Yukarıdaki uygulama, taşıtların ön ve arka kapaklarının açma kapama kontrolüne uygulanabilir.

KAYNAKLAR

- AKÇALI, i.D.,1977., Subdomain-Least Squares Method of Six-Bar for Mechanizing Functions. Ph.D. Dissertation. KSU. MANHATTAN.
- AKÇALI,i.D., LINDHOLM. I.C., 1979., A Novel Method For The 4-bar Function Generation. V. World Congren On Theory Of Machines and Mechanisms. MONTREAL.
- AKÇALI,i.D.,1979.,Mekanizma Sentezi Ders notları.(113).s)
- AKÇALI,i.D.,1979 ü.b.,Mekanizma Tekniği Ders notları.(201).s)
- AKÇALI,i.D., 1982. Yörünge ve Fonksiyon sentezinde Altbölge ve Galarkin Yöntemleri.Doçetlik Tezi.(108).s)
- AKÇALI,i.D., 1984. Mekanizma Tekniğinde Yörünge ve Fonksiyon Sentezine Çeşitli Yaklaşımların Gözden Geçirilmesi. DOĞA 8 Sayı: 1. 1-12.
- AKÇALI, i.D., 1986., Altbölge Yöntemiyle 4-çubuk Mekanizmaların Fonksiyon Üretme Olanakları. TUBİTAK II. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu. G.ANTEP. ODTÜ. 14-26
- AKÇALI,i.D., 1987. Design of Slider-Crank Mechanism for Function Generation. The Theory of Machines and Mechanisms Proceedings of the 7th World congress. Pergamon Press. Vol:1. SEVILLA, SPAIN. 119-124.
- AKÇALI,I.D., DITTRICH G., 1989, Function Generation by Galerkin Method. Mech. Mach. Theory. Vol.24, No.1, pp. 39-43
- AKTAS Z., ÖNCÜL H., URAL S., 1984., Sayısal Çözümleme. ODTÜ-Bilgisayar Mühendisliği Bölümü. ANKARA. (413) s.)

- ARTOBOLEVSKII., 1975., Mechanisms in Modern Engineering Design. Vols.I,II. Mir Publishers. MOSCOW.
- ERDMAN A.G., MIDHA A.,1973., Man-Made Mechanism Models Multiply Mental Motivation Proceedings 3rd Applied Mechanism Conference. 3.1-3.21
- HALL,A.S.,JR., 1961., Kinematics and Linkage Design. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs,N.J. U.S.A. (162) s.)
- HARTENBERG,R.S., DENAVIT J., 1964., Kinematic synthesis of linkages. McGraw-Hill,Inc. U.S.A.(435 s.)
- MERIAM J.L., 1973., Statik. Birsen Kitapevi. ISTANBUL. (345) s.)
- MOPPERT,C.F., 1974. A Self-Balancing Crane. Mechanism and Machine Theory . vol.9. 3/4. 359-366.
- PRES W.H., FLANNERY B.P., TEUKOLSKY S.A.,Vetterling V.T., 1986., Numerical Recipes. Cambridge University. U.S.A. (816) s.)
- RAO A.V.M., ERDMAN A.G., SANDOR G.N., 1973., synthesis of Multi-Loop, Dual-Purpose Planar Mechanisms Utilizing Burmaster Theory. NSF College Teachers Workshop in Mechanisms. 7.1-7.23
- SHIGLEY J.E., UICKER J.J., 1980., Theory Of Machines And Mechanisms McGraw-Hill, Inc, U.S.A. (577) s.)
- SOYLEMEZ, E., 1985. Mechanisms. Ankara Universitesi Basimevi. ANKARA (402) s.)
- TAO D.C.,1967., Fundamentals of Applied Kinematics. Addison-Wesley Publishing Company. U.S.A. (351) s.)

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmamın yürütülmesini üstlenerek, çalışmalarına yön veren, araştırma süresince yardımlarda bulunan sayın hocam Doç. Dr. İ. Deniz Akçalı'ya teşekkürlerimi sunarım.



ÖZGEÇMİŞ

1964 yılında Ceyhan'da doğdum. İlk, orta ve lise öğrenimimi Ceyhan'da tamamladım. 1986 yılında Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden (Adana'da) mezun oldum. Aynı yıl fakülteye araştırma görevlisi olarak girdim ve yüksek lisans eğitimine başladım.

