

29113

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BAĞLAMA AÇISI OPTİMİZASYONU İLE  
HİDROLİK TORKMETRE TASARIMI**

**Hacı SAĞLAM**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Konya, 1993

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

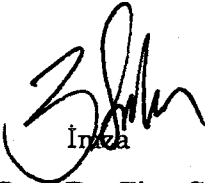
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

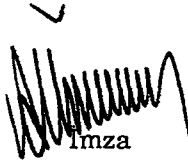
# BAĞLAMA AÇISI OPTİMİZASYONU İLE HİDROLİK TORKMETRE TASARIMI

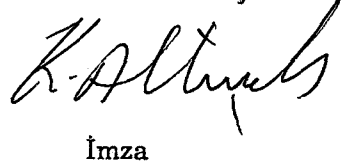
Hacı SAĞLAM

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez ...../...../1993 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından kabul edilmiştir.

  
İmza

  
İmza

  
İmza

Yrd. Doç. Dr. Ziya ŞAKA    Doç. Dr. Ali ÜNÜVAR    Doç. Dr. Kemâl ALTINIŞIK  
(Danışman)                      (Üye)                      (Üye)

**Yüksek Lisans Tezi****BAĞLAMA AÇISI OPTİMİZASYONU İLE  
HİDROLİK TORKMETRE TASARIMI**

***Hacı SAĞLAM***  
**Selçuk Üniversitesi**  
**Fen Bilimleri Enstitüsü**  
**Makina Anabilim Dalı**

**Danışman: Yrd. Doç. Dr. Ziya ŞAKA**  
**1993, Sayfa: 72**

**Jüri: Yrd. Doç. Dr. Ziya ŞAKA**  
**Doç. Dr. Ali ÜNÜVAR**  
**Doç. Dr. Kemâl ALTINIŞIK**

Birçok uygulamalarda civataların ve somunların belli bir öngerilme ile sıkılması için hidrolik torkmetreler kullanılır. Bu çalışmada, esasen bir kol-kızak mekanizması olan bir hidrolik torkmetrenin optimum dizaynı ele alınmıştır.

Kuvvet iletiminin iyi olması için mekanizmadaki bağlama açısının  $90^\circ$  den sapmasının minimum olması amaçlanmıştır. Bunun için, torkmetrenin öngörülen çalışma aralığında bu sapmanın ortalama karekök hatasının minimizasyonu yapılmıştır. Minimizasyonda kullanılan nümerik teknik, bilgisayar yardımı ile uygulanmıştır. Böylece mekanizmanın optimum boyutları elde edilmiş ve bu boyutlar ile hidrolik torkmetrenin imalâtı gerçekleştirilmiştir. Sistemin tahriki için gerekli hidrolik donanım hazırlanarak, imâl edilen sistem muhtelif büyüklükteki somunların sıkılmasında başarıyla kullanılmıştır.

Somunların sıkılmasında dikkat edilecek hususlar da ayrıca izah edilmiştir.

**ANAHTAR KELİMELER:** Torkmetre, bağlama açısı, kuvvet iletimi, optimizasyonda nümerik teknikler, bağlama civataları.

**Master Thesis****THE DESIGN OF HYDRAULIC TORQUEMETER  
BY OPTIMISING THE TRANSMISSION ANGLE*****Hacı SAĞLAM*****Selçuk University****Graduate School of Natural and Applied Sciences****Department of Mechanical Engineering****Supervisor: Assist. Prof. Dr. Ziya ŞAKA****1993, Page: 72****Jüri: Assist. Prof. Dr. Ziya ŞAKA****Assoc. Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR****Assoc. Prof. Dr. Kemâl ALTINIŞIK**

In many applications, hydraulic torqueometers are used to tighten bolts and nuts with a certain preload. In this work, an optimum design of the hydraulic torqueometer that is an inverted slider-crank mechanism in fact is studied.

The deviation of the transmission angle from  $90^\circ$  is aimed to be kept at minimum value for transmitting the force at better condition. So that, in the specified working interval of the torqueometer, the minimization of root-mean square error of this deviation has been made. Numerical technique used in minimization is applied by the aid of computer. Therefore, optimum dimensions of this mechanism has been obtained and the production of the hydraulic torqueometer has been achieved by using this dimensions.

The required hydraulic equipment to run the system is prepared and this system is used to tighten various dimensions of nuts successfully.

The care about tightening the nuts is also explained.

**KEY WORDS:** Torquemeter, transmission angle, force transmission, numerical techniques in optimisation, tightening bolts.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yürütülmesi süresince düşünce ve desteği ile yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Ziya Şaka'ya şükranlarımı arz ederim.



**İÇİNDEKİLER**

ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
SEMBOLLER.....	viii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	3
3. MATERYAL VE METOD .....	5
4. KOL-KIZAK MEKANİZMASI VE BAĞLAMA AÇISININ OPTİMİZASYONU .....	7
4.1. Kol-Kızak Mekanizması.....	7
4.2. Bağlama Açısı.....	10
4.2.1. Üç çubuk mekanizmasında bağlama açısı.....	12
4.2.2. Krank-biyel mekanizmasında bağlama açısı.....	13
4.2.3. Kol-kızak mekanizmasında bağlama açısı .....	14
4.3. Kol-Kızak Mekanizması ile Konum Korelasyonu .....	15
4.4. Bağlama Açısının Optimizasyonu .....	20
5. HIDROLİK TORKMETRE TASARIMI .....	27
5.1. Hidrolik Torkmetre ve Çalışma Prensibi.....	27
5.1.1. Torkmetrenin çalışma prensibi .....	27
5.1.2. Tork-basınç ilişkisi .....	29
5.2. Torkmetrenin Boyutlandırılması .....	31
5.2.1. Uzunluklarının bulunması .....	31
5.2.2. Strok ile bağlama açısı arasındaki ilişki .....	32
5.2.3. $a_1$ -uzuv uzunluğu ile maksimum bağlama açısı arasındaki ilişki .....	33

5.2.4. Basınç ile torkun değişimi .....	36
5.2.5. Torkmetre boyutlandırma hesapları .....	39
5.3. Uygulama Örnekleri ve Çalışma Şartları.....	42
6. TASARLANAN TORKMETRENİN TEST EDİLMESİ .....	47
7. TARTIŞMA ve SONUÇ .....	49
8. KAYNAKLAR .....	51
9. EKLER.....	53
EK-A. Kısmî Türevlerin Hesabı .....	54
EK-B. Bilgisayar Programı.....	59
EK-C. Resimler.....	62



**SEMBOLLER**

A	: Kesit alanı
$a_i$	: i. uzvun uzunluğu
d, D	: Çap
E	: Elastikiyet modülü
e	: Eksantriklik
F	: Kuvvet
$g_1, g_2$	: Z fonksiyonunun kısmî türevleri
h	: Vida adımı
I	: Atalet momenti
$k_i$	: Yörünge yayı
L	: Rod boyu
$l_i$	: i. uzvun uzunluğu
M	: Moment
m	: Somun boyu
P	: Bilinmeyenler vektörü
p	: Basınç
S	: Emniyet katsayısı
T	: Tork
$t_i$	: Teğet doğrultusu
u	: Silindir boyu
Z	: Ortalama karekök hata fonksiyonu
x	: Piston stroku
$\alpha$	: Sarkaç kol konumu artım miktarı
$\beta$	: Sıkma açısı
$\eta$	: Piston konumu artım miktarı
$\theta$	: Uzuv açısal konumu
$\mu$	: Bağlama açısı
$\psi$	: Sarkaç kol açısı
$\tau$	: Kayma gerilmesi
$\sigma$	: Normal gerilme



## 1. GİRİŞ

Mekanizmalar, birer katı cisim olan uzuvların muhtelif şekillerde birbirlerine bağlanması ile oluşan mekanik sistemler olup, hareket ve kuvvet aktarımı için kullanılırlar. Giriş uzvundan verilen bir hareket belirli bir bilinen dönüşüme uğrayarak çıkış uzvundan istenilen değer ve şekilde alınır. Hareket ve kuvvet transfer sistemi olarak kullanılan mekanizmalar mekanik bir sistemin önemli bir unsurunu teşkil ederler. İstenilen fonksiyonu gerçekleştirmesi için mekanizma uzuv boyutlarının dikkatli bir şekilde tesbiti gerekir. Bunun için uzuvlar arasındaki fonksiyonel bağıntılar tesbit edilerek çeşitli matematiki modellerden veya bu modellere göre hazırlanmış nomogramlardan faydalanılarak uzuv oranları tesbit edilir. Matematiksel işlemlerle optimum çözüme ulaşılabilmesi için bilgisayardan faydalanılabilir. Uzuvların birbiri ile bağıntılı olarak yaptıkları doğrusal ve açısal yerdeğiştirme miktarlarının tesbiti için fonksiyon sentezi yapılır.

Birçok endüstriyel uygulamalarda tesbit civatalarının belli bir öngerilme ile sıkılması önemlidir. Uçak sanayîi, otomotiv, kimya, petrokimya, santraller, konstrüksiyon, ağır hizmet ekipmanları, madencilik ve gemi sanayîi gibi endüstri sahalarında insan kol-kuvveti ile büyük tork gerektiren somunların sıkılması mümkün değildir. Bu alanlarda civata ve somunların belirlenen tork değerinde sıkılması önem arzeder. Basınçlı akışkan nakleden iki cebri borunun birbirine bağlanmasında kullanılan flanş üzerindeki somunların, büyük motorların silindir kapaklarını tespit eden civata ve somunların eşit bir tork ile sıkılması sızdırmazlık için elzemdir. Somunların eşit kuvvetle sıkılması, taşıdıkları yükün somunlara eşit olarak dağılmasını sağlayacak ve taşıma emniyetini yükseltecektir. Bunun için torkmetre adı verilen ve genellikle hidrolik tahrikli sistemler kullanılır. Böyle bir sistem ile ayrıca millere bilinen değerde burulma momenti uygulanarak, millerdeki burulma açıları ölçülebilir.

Bir mekanizmanın performansı, giriş uzvundan çıkış uzvuna hareket veya kuvvetin iyi bir şekilde iletimi ile ölçülür. Bu aynı zamanda sabit bir tork girişi için iyi çalışan bir mekanizmada mümkün olan maksimum tork çıkışını elde etmek demektir. Hidrolik torkmetre esas itibariyle bir kol-kızak mekanizmasıdır.

Hidrolik torkmetreden istenilen, en az kuvvetle maksimum tork çıkışı sağlamasıdır. Bunun için de moment kolu ile ona hareket veren kol (tahrik uzvu) arasındaki bağlama açısının çalışma aralığında 90°'den sapmasının minimize edilmesi gerekir. Bu sebeple boyutlar optimize edilerek tasarım yapılacaktır. Optimizasyonda bilgisayardan faydalanılacaktır. Boyut oranları tesbit edildikten sonra istenen tork kapasitesine göre hesaplanan boyutlarla hidrolik torkmetrenin imalâtı amaçlanmaktadır.



## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI:

Bir mekanizma tasarlanırken mekanizmadan beklenen neticenin alınabilmesi için bir sentez işlemi yapılır. Mekanizmamızda giriş uzvundan verilen hareketle çıkış uzvunun önceden belirlenen ve istenilen bir şekilde ve istenilen miktarda doğrusal veya açısal olarak hareketi için fonksiyon sentezi yapılır. Çıkış uzvunun hareket şekli genellikle bir fonksiyon şeklinde  $[y=f(x)]$  verilir. Bulunan fonksiyon çoğu kez bütün noktalardan geçmez. Bütün noktalardan geçen gerçek bir fonksiyon  $[g(x) = f(x)]$  bulmak için  $e(x) = f(x)-g(x)$  şeklinde bir hata fonksiyonu tanımlanır. Hata fonksiyonunun aldığı değer olan "yapısal hatanın" sıfır olduğu "kesin noktalar" bulunur. Fonksiyon sentezinde belli bir aralıkta hata fonksiyonunun aldığı maksimum değer minimum yapılması (minimaks) istenir. Verilen strok (s) ile bir salınım açısı ( $\phi$ ) elde etmek ve bu sırada bağlama açısının  $90^\circ$ 'den sapmasını minimize etmek için minimum değer maksimum edilmeye çalışılır. Bu ifade edilen Chebyshev teoreminden faydalanır [1].

Söylenen, [2] mekanizmalarda verimi arttırmak ve mümkün olan maksimum tork çıkışı elde etmek için bağlama açısının önemi üzerinde durarak mekanizmalarda hareket iletiminin iyiliği için bağlama açısının önemli bir kriter olduğuna işaret etmiştir. Bu açının optimum tayini ile mekanizma boyutlarının bulunması için ayrıca konstrüksiyon levhaları hazırlanmıştır.

Angeles, [3] bir dört çubuk mekanizmasında verilen giriş değerlerine göre istenilen çıkış değerlerini elde etmek için fonksiyon sentezi yaparak Freudenstein denklemini kullanmıştır. Kullanılan nümerik algoritma ile optimum bağlama açısı için uzuv oranları ve uzuv uzunlukları bulunmaktadır. Yapılan sentezde kuvvet iletiminin iyiliğini ölçmede önemli bir kriter olan bağlama açısının  $90^\circ$ 'den sapmasının minimum olması için verilen çalışma aralığında "ortalama karekök hatasının" |root-mean square error (r.m.s.)| minimum olması gerekir.

Mekanizmaların hidrolik akışkan gücü ile tahrik edilmesinin sistem performansını artırması sebebi ile özellikle yüksek kuvvet ve moment gerektiren sistemlerde hidrolik tahrik geniş uygulama alanı bulmuştur [4,5,6].

İş makineleri kepçelerinde, kaldırma makineleri, damperli kamyon ve robot kolları gibi endüstriyel uygulamalarda küçük piston hareketinden büyük salınım hareketlerinin elde edilmesi gerekir. Bu salınım hareketi bazı uygulamalarda  $180^\circ$ 'ye yaklaşmakta ve basit bir kol-kızak mekanizması ile temini mümkün olmamaktadır. Söylemez ve Tönük [7], kuvvet iletiminin kritik olduğu birçok uygulamalarda 6 uzuvlu bir mekanizma kullanarak sınırlı bir piston stroku ile kuvvet iletiminin en uygun olacağı bir sentez metodu ortaya koymuşlardır. Bu metod ile değişik sınır şartlarına göre optimum tasarım hedef alınmıştır.

Uygulamalarda dönme hareketini salınım hareketine çeviren mekanizmaların başında kol-kızak mekanizmaları gelir. Yılmaz [8], kol-kızak mekanizmasının kinematikini ve ölü konum açısı yardımı ile iki konumun verilmesi halinde sentezin nasıl yapılacağına analitik bir yaklaşım getirmiştir.

### 3. MATERYAL VE METOD

Yüksek tork gerektiren büyük çaplı civata ve somunların belli bir öngerilme ile sıkılmasında hidrolik tahrikli torkmetrelere ihtiyaç duyulur.

Hidrolik torkmetrenin imalatı iki kısımdan oluşmaktadır. Bunlardan birisi hidrolik ünite olup, üzerindeki elektrik motoru, hidrolik pompa, güvenlik valfi, yön-kontrol valfi, manometre ve tek yönlü akış kontrol valfi hazır olarak kullanılmıştır. Bu elemanlar hidrolik devre şemasında gösterildiği gibi hidrolik boru, hortum ve rakorlar ile uygun şekilde monte edilmiştir. Kullanılan hidrolik pompa bir dişli pompa olup üç fazlı bir elektrik motoru ile çalıştırılmaktadır. Güvenlik valfi direkt kumandalı bir valf olup bir sıkma somunu ile basınç ayarlanmaktadır. Yön-kontrol valfi 4 yollu, 3 pozisyonlu (4/3) bir valf olup, orta pozisyonda tank hattına açıktır. Manometre ise Bourdon tüplü olup  $160 \text{ kg/cm}^2$  basınca kadar kalibre edilmiştir. Tek yönlü akış kontrol valfi ise ayarlı olup gerektiğinde basıncın okunması için manometre hattına bağlanmıştır.

Hidrolik torkmetrenin ikinci kısmında kullanılan tek etkili hidrolik silindir hazır kullanılmış, diğer mekanik parçalar imâl edilmiştir. Bu parçalardan aşırı gerilmeye ve aşınmaya maruz kalan mandal dişli, socket ve ringler sementasyonla sertleştirilmiştir. Böylece torkmetre herhangi bir hidrolik ünite ile kullanılacak şekilde tasarlanmıştır.

Torkmetrenin test edilmesinde kullanılan civata ve somunlar ile bağlantı parçaları da imâl edilerek hazırlanmıştır.

Mekanizmalarda hareket ve kuvvetin iyi bir şekilde iletiminde önemli bir kriter olan bağlama açısının  $90^\circ$  den sapmasını minimize etmek gayesiyle, optimum torkmetre boyutlarının bulunması için optimizasyon yapılmıştır. Optimizasyonda amaç fonksiyonu olarak, çalışma aralığında bağlama açısının kosinüs fonksiyonunun ortalama karekök hatası gözönüne alınmış ve bunun minimizasyonu için Newton yöntemi kullanılmıştır. Yöntem bilgisayar yardımıyla uygulanmıştır.

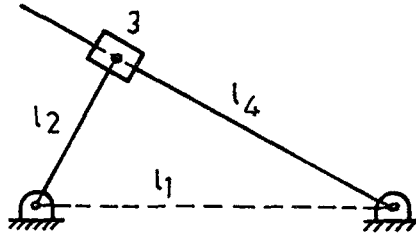
Newton yöntemi nonlinear denklem sistemlerinin çözümünde çok yaygın olarak kullanılan nümerik bir yöntemdir. Bu yöntemi uygulamak için kullanılan bilgisayar programları EK-B'de verilmiştir. Giriş verileri verildikten sonra sonuçlar birkaç dakika içinde alınmıştır. Yöntem iteratif olduğu için çözüme hemen değil belirli sayıdaki adımdan sonra ulaşılır.



#### 4. KOL-KIZAK MEKANİZMASI VE BAĞLAMA AÇISININ OPTİMİZASYONU

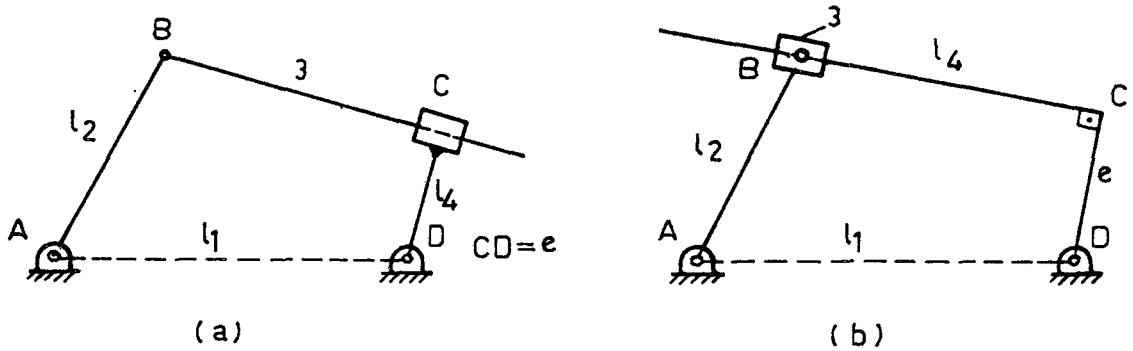
##### 4.1. Kol-Kızak Mekanizması:

Kol-kızak mekanizmaları krank biyel mekanizmaları gibi dört uzvlu bir zincirde bir döner çiftin kayar çiftle değiştirilmesinden elde edilmiştir (Şekil 4.1.1.).



Şekil 4.1.1. Santrik kol-kızak mekanizması

Genellikle 2 nolu uzuv giriş (tahrik uzvu), 4 nolu uzvu ise çıkış (tahrik edilen) uzuvdur. Prizmatik çift (kayar çift) 3 ve 4 nolu uzuvlar arasındadır. Kol-kızak mekanizmaları, kızak ekseninin tahrik edilen uzvun dönme merkezinden geçip geçmemesine göre santrik ve eksantrik mekanizma olarak adlandırılır. Eksantrik mekanizma iki şekilde tertip edilebilir (Şekil 4.1.2.).

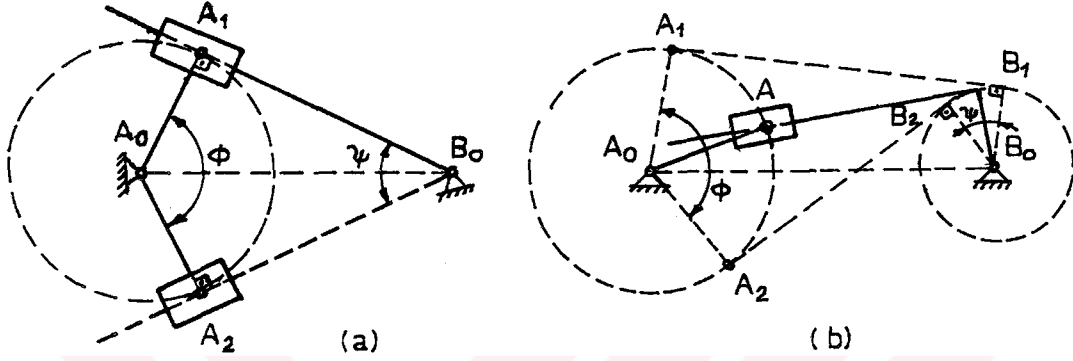


Şekil 4.1.2. Eksantrik kol-kızak mekanizması

Santrik kol-kızak mekanizmasında eğer  $l_2 < l_1$  ise 2 nolu kol tam dönme yapar, 4 nolu tahrik edilen uzuv salınım hareketi yapar. Eğer  $l_2 > l_1$  ise 2 ve 4 uzuvları tam dönme yapar.

Eksantrik kol-kızak mekanizmasında "e" mesafesi eksantriklik olarak tanımlanır. 2 nolu kolun tam dönme yapabilmesi için  $l_2 + e < l_1$  olmalıdır. Genellikle 3 ve 4 nolu uzuvlar birbirine diktir [1].

Mekanizmalarda hareketli uzvun hızının sıfır olduğu konumlara "ölü konum" denir. 2 nolu uzvun 4 nolu uzva dik olduğu ( $2 \perp 4$ ) konumlar ölü konumlardır (Şekil 4.1.3.).



Şekil 4.1.3. Santrik ve eksantrik kol-kızak mekanizmasının ölü konumları.

Ölü konum, 2 nolu uzvun 1 devrinde 2 defa meydana gelir. 4 nolu uzvun tam dönme yapamadığı durumlarda  $\phi$  kol ölü-konum açısı  $180^\circ$ 'den küçüktür.

Santrik mekanizmada bağlama açısı her konumda maksimum değerini ( $90^\circ$ ) korur. Bu özelliği sebebi ile genellikle tercih edilir (Şekil 4.1.3a) [9].

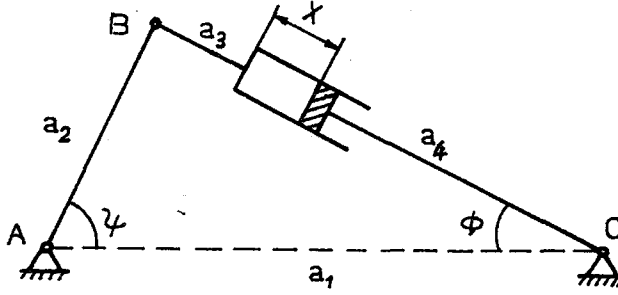
Verilen dönme açısı için uzuv uzunlukları arasındaki ilişki, Şekil 4.1.3b'deki mekanizmanın ölü konumlar geometrisine göre şu şekilde yazılabilir [2]:

$$\frac{e}{l_1} = \sqrt{1 - \sin^2\left(\frac{\psi}{2}\right) - \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^2 \left[ \frac{1}{\sin^2\left(\frac{\psi}{2}\right)} - 1 \right]} \quad (4.1.)$$

Yukarıdaki eşitlikten de görüleceği gibi kol-kızak mekanizması daha az parametreye sahip olması sebebi ile tasarımı kolay ve dört çubuk mekanizmasına göre avantajlıdır.



Bu çalışmada ele alınan torkmetre de dört uzuvlu bir kol kızak mekanizmasıdır (Şekil 4.1.4.).

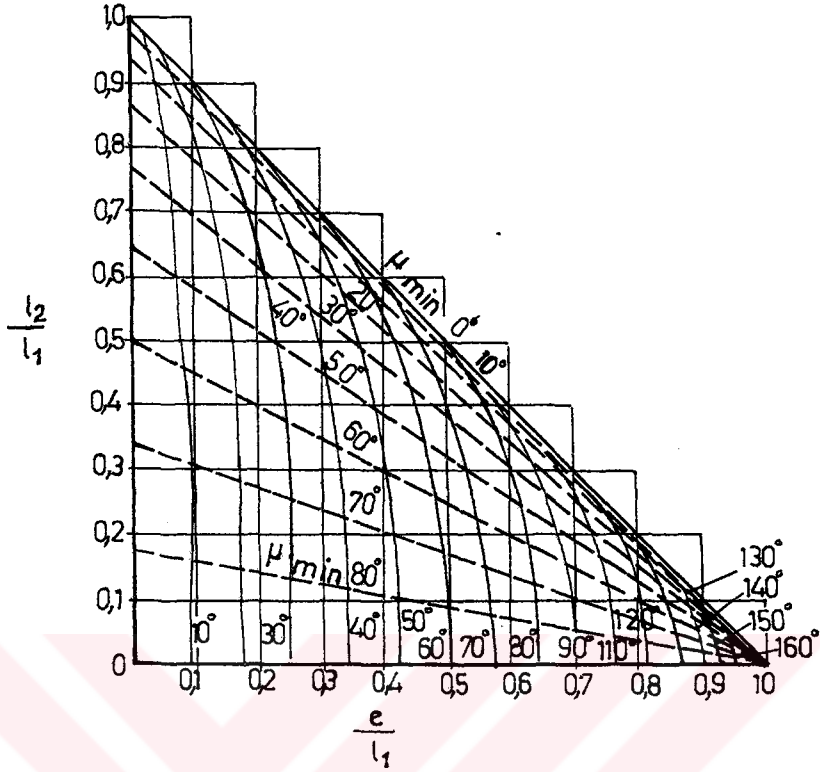


Şekil 4.1.4. Kol-kızak mekanizması geometrisi

$a_1$  uzvunun A ve C uçları sabit mafsallardır.  $a_3 + a_4$ , minimum silindir boyunu ( $u$ ) teşkil eder.  $x$  piston kursu olup, maksimum strokta silindir boyu minimum silindir boyu ile strok toplamı ( $u + x$ ) olur. Bu sistemde hidrolik silindir tahrik uzvu, bunun hareket verdiği  $a_2$  uzvu da tahrik edilen uzuvdur. Piston hareket ederken  $a_2$  uzvuda belirli bir açı değerince salınım hareketi yapar. Hidrolik silindir doğrultusu  $a_2$  uzvuna dik olduğu zaman A mafsall noktasındaki tork maksimumdur.

Kol-kızak mekanizması boyut oranları ve uzunlukları tesbit edilirken birinci metod, uzuvların konumları arasındaki bağıntıyı ifade eden bir denklem çıkarıp, bu denklem yardımı ile fonksiyon sentezi yapmaktır. Bilinmeyen  $l_1, l_2$  ve  $e$  uzunluklarının bulunmasında 3 kesin nokta kullanılır. Boyutlar, uzuv uzunluk oranları sabit kalmak kaydıyla istenilen büyüklükte yapılabilir. Diğer bir metod ise  $\mu$ -bağlama açısı ve  $\psi$  sarkaç kol açısına göre mekanizma uzuv oranlarını veren nomogramları kullanmaktır (Şekli 4.1.5.).

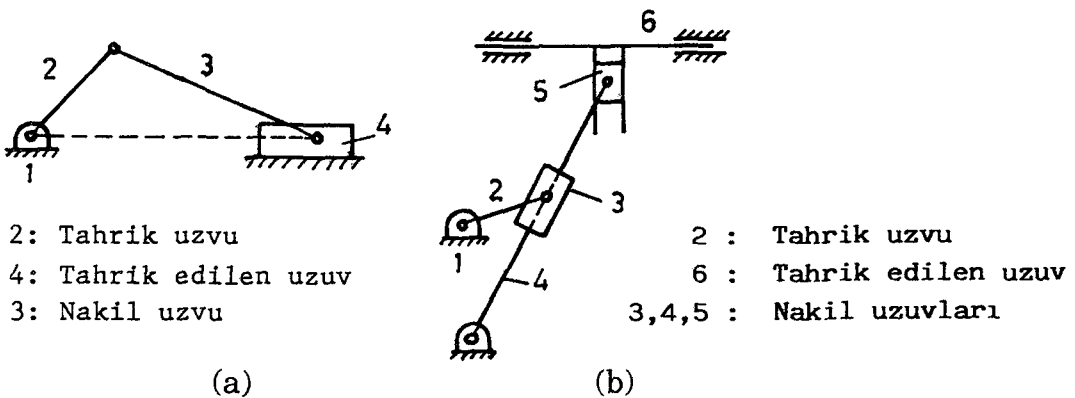
Bu nomogramlardan  $\frac{l_2}{l_1}$  ve  $\frac{e}{l_1}$  oranları bulunur.  $l_2$  ve  $e$  keyfi olarak seçilip uzuv uzunlukları bulunur.  $\frac{e}{l_1} = 0$  şartı sağlanırsa santrik mekanizma elde edilir. Nomogramdaki  $\mu_{\min}$ , eksantrik kol-kızak mekanizmasında 2 nolu uzuv, sabit uzuv ile aynı doğrultuya geldiği ve üzerine katlandığı zaman teşekkül eder (Şekil 4.2.7).



Şekil 4.1.5.  $\mu_{\min}$  ve  $\psi$  açlarına göre kol-kızak mekanizması uzuv uzunluk oranlarını veren nomogram [10].

#### 4.2. Bağlama Açısı

Bu mekanizmada bir güç kaynağından hareket verilen uzva tahrik uzvu, hareket veya kuvvetin alındığı uzva müteharrik (tahrik edilen) uzuv, bu uzuvları birbirine bağlayan uzuvlara da nakil uzvu adı verilir. Kullanım durumlarına göre bu uzuvlar değişebilir (Şekil 4.2.1).



Şekil 4.2.1. Mekanizmalarda uzuvların adlandırılması

Bir mekanizmanın iyi çalışması ve hareket iyiliğinin tayininde önemli bir kriter bağlama (iletim) açısıdır. Hareket iletimi iyi olmadığı zaman uzuvlar büyük zorlanmalara maruz kalır, mafsallardaki mesnet tepkileri artar, sıkışma ve kasıntılar meydana gelir. Hatta mekanizma kilitlenir ve çalışmaz.

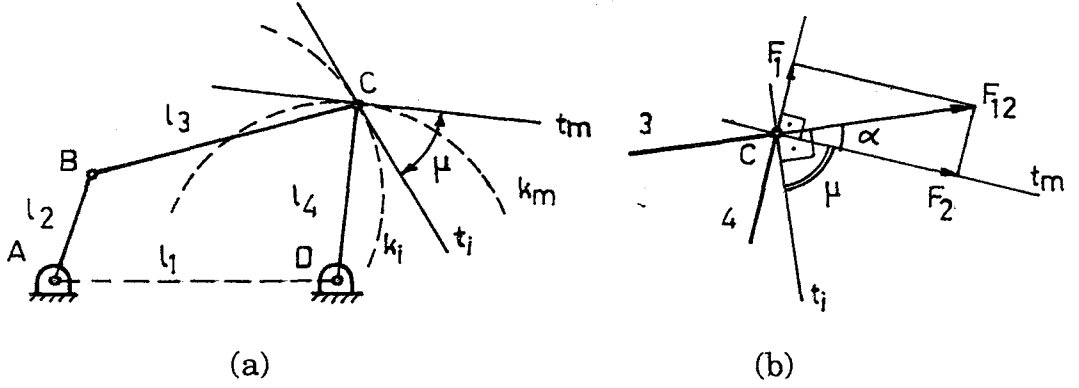
Bağlama açısı kavramı Alt [11] tarafından şöyle tanımlanmıştır:

"Tahrik edilen bir uzuvla buna hareket ileten nakil uzvunu ele alalım. Bunların bağlantı noktasında, tahrik edilen uzvun mutlak yörüngesi ile nakil uzvunun bağlı olduğu diğer uzva göre izafi yörüngesinin teğetleri arasındaki dar açı bağlama açısıdır".

Bu açı  $0^{\circ}$ - $90^{\circ}$  arasında değişir. Büyüdükçe hareket nakli iyileşir. Bağlama açısı  $90^{\circ}$  olduğunda kuvvet, tahrik uzvundan müteharrik uzva en etkili şekilde iletilir. Ancak hareket süresince bu açının  $90^{\circ}$ 'de kalması mümkün olmayacağına göre, sapmanın mümkün merteye küçük olması istenir. Sıfır bağlama açısında ilave tedbirler (yay, tırnak, volan vb.) olmadan hareket nakli mümkün değildir. Bazı makinalarda bu açı kendi kendisine kilitleme yapması için çok küçük ya da sıfır yapılır. Bağlama açısının çok küçük olması halinde hareket naklinde zorluklarla karşılaşılır. Pratik uygulamalar için bu açının ( $\mu_{\min}$ ) değerinin  $40^{\circ}$ - $50^{\circ}$ 'ye kadar düşmesine müsaade edilebilir. Bu tecrübi bir değerdir. Fakat iyi çalışan bir mekanizma için bu açının  $90^{\circ}$ 'den mümkün olduğu kadar az sapması istenir. Kesin kontrol gerektiren mekanizmalarda maksimum sapma  $20^{\circ}$  de tutulmalıdır (pistonlu pompalar gibi) [2].

Bağlama açısının her durumda geçerliliği tartışılırsa da statik durumlarda mekanizmanın uygulanabilirliği için lüzumlu bir kriterdir. Seri bağlantılı mekanizmalarda ise bağlama açısı her hareket iletilen uzuv için farklıdır ve bu açılardan her birinin  $90^{\circ}$ 'den sapması kritik olup, en kritik açı değeri bu iki bağlama açısı arasında  $90^{\circ}$ 'den en fazla sapma yapan değerdir [7].

### 4.2.1. Üç çubuk mekanizmasında bağlama açısı



$k_m, t_m$  : Mutlak yörünge ve teğeti

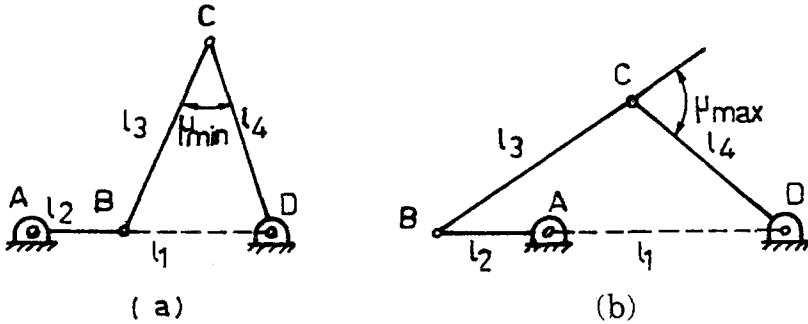
$$\text{tg } \mu = F_2/F_1$$

$k_i, t_i$  : İzafi yörünge ve teğeti

### Şekil 4.2.2. Üç çubuk mekanizmasında bağlama açısı

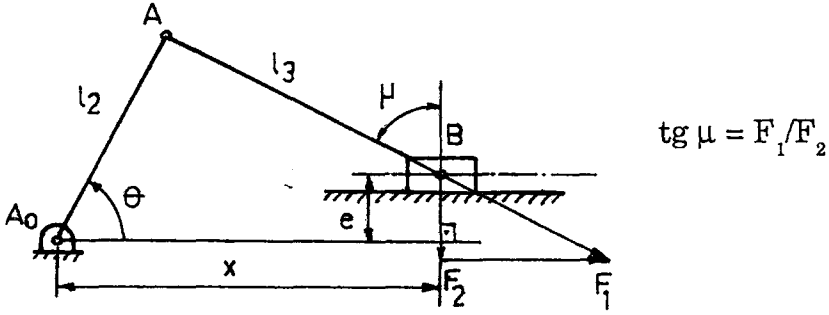
Şekil 4.2.2a'da üç çubuk mekanizmasında bağlama açısının teşekkülü görülmektedir. Şekil 4.2.2b'de görüldüğü gibi 3 nolu nakil uzvundan 4 nolu müteharrik uzva etki eden  $F_{12}$  bileşke kuvvetinin sadece  $F_2$  bileşeni 4 nolu uzvu döndürmeye çalışır.  $F_1$  bileşeni ise 4 nolu uzva asılarak uzuv yatağını zorlar, döndürme tesiri yoktur. Kuvvet iletiminin iyi olması için  $F_2$  bileşeni mümkün merteye büyük olmalıdır. Bunun içinde  $\alpha$  açısı küçük tutulmalıdır.  $\alpha + \mu = 90^\circ$  olduğuna göre  $\alpha$  küçüldükçe  $\mu$ -bağlama açısı büyür.

3 ve 4 nolu uzuvların doğrultuları arasındaki dar açı bu mekanizmada bağlama açısına eşittir. 2 nolu kol 1 nolu sabit uzuv ile aynı doğrultuya geldiği zaman bağlama açısı maksimum ve minimum değerlerini alır [9]. (Şekil 4.2.3).



Şekil 4.2.3. Üç çubuk mekanizmasında minimum ve maksimum bağlama açısı

#### 4.2.2. Krank-biyel mekanizmasında bağlama açısı



Şekil 4.2.4. Krank-biyel mekanizmasında bağlama açısı

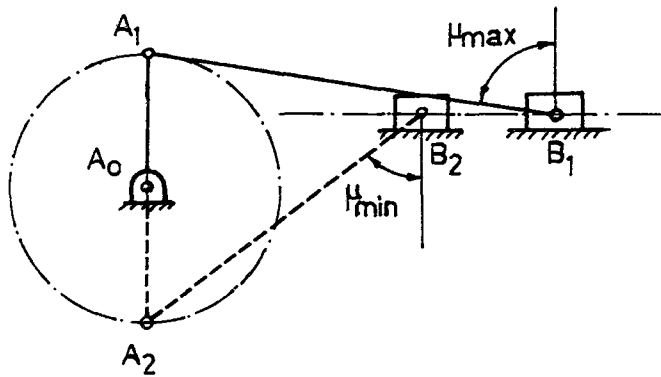
Krank-biyel mekanizması esas itibariyle dairesel hareketi doğrusal harekete çevirmede veya tersinir olarak kullanılır. Birbirine kayar ve döner çiftlerle bağlanmış dört uzuvdan meydana gelir. Mekanizmada giriş uzvu dönme, biyel genel düzlemsel hareket ve çıkış uzvu ötelenme hareketi yapar (Şekil 4.2.4).

Mekanizmada eğer eksantriklik ( $e$ ) sıfır ise mekanizma santrik (merkezî), eksantriklik sıfırdan büyük ise ( $e > 0$ ) eksantrik krank-biyel mekanizmasıdır. Santrik tipte bağlama açısı:

$$l_3 \cdot \cos \mu = l_2 \cdot \sin \theta - e \quad (4.2.)$$

şeklinde yazılır.

$\mu$  bağlama açısı,  $\theta$ 'nın bütün çevrimi içinde maksimum ve minimum olduğu zaman krank doğrultusu kayma doğrultusuna dik olur (Şekil 4.2.5).



Şekil 4.2.5. Krank-biyel mekanizmasında maksimum ve minimum bağlama açısı

Bağlama açısının ( $\mu$ )  $\theta$  ile bağıntısı:

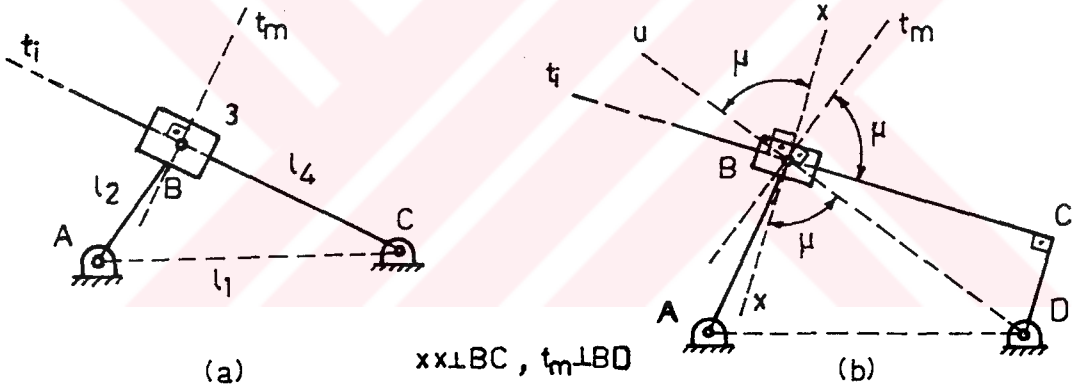
$$\frac{d\mu}{d\theta} = -\frac{l_2}{l_3} \cdot \frac{\cos\theta}{\sin\mu} = 0 \quad (4.3.)$$

şeklinde ifade edilebilir. Böylece  $\theta = 90^\circ$  veya  $270^\circ$  olduğu zaman  $\mu_{\max}$  veya  $\mu_{\min}$  oluşur. Eğer  $e = 0$  ise bağlama açısının maksimum ve minimum değeri aşağıdaki gibi yazılır.

$$\cos\mu_{\min}^{\max} = \pm \frac{l_2}{l_3} \quad (4.4.)$$

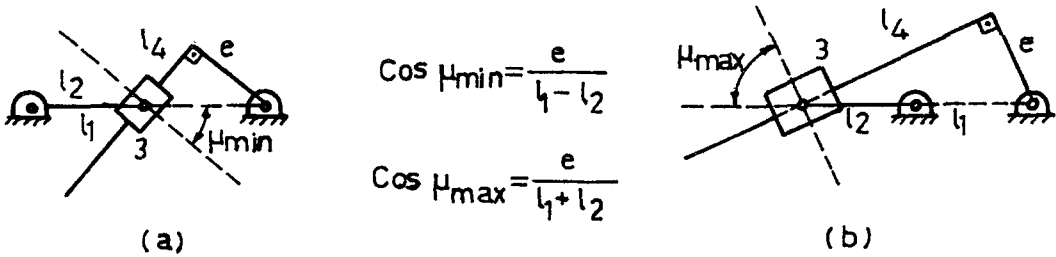
#### 4.2.3. Kol-kızak mekanizmasında bağlama açısı

Santrik kol-kızak mekanizmasında bağlama açısı daima  $90^\circ$  dir (Şekil 4.2.6a). Eksantrik tipinde ise bu açı daha küçük olabilir (Şekil 4.2.6b).



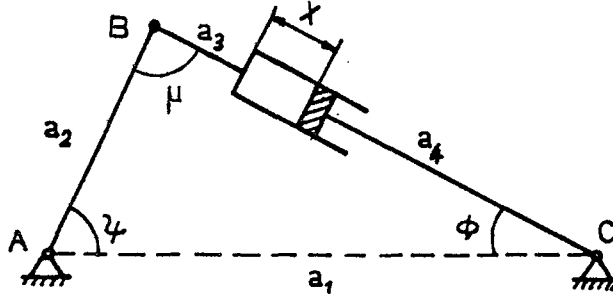
Şekil 4.2.6. Kol-kızak mekanizmasında bağlama açısı

Eksantrik kol-kızak mekanizmasında bağlama açısı maksimum ve minimum değerlerini 2 nolu tahrik kolu sabit uzuv ile aynı doğrultuya geldiği zaman alır (Şekil 4.2.7).



Şekil 4.2.7. Kol-kızak mekanizmasında maksimum ve minimum bağlama açısı

Kol-kızak mekanizmasında bağlama açısı, boyutlar çok kötü seçilmediği sürece büyük değerler alır. Bu durum kuvvet iletimini iyileştirdiği için birçok yerde ön mekanizma olarak kullanılır. Plânya mekanizması, hidrolik kaldırıcılar vb. gibi. Hidrolik silindir-piston çiftleri de kol-kızak mekanizması oluştururlar [12].



Şekil 4.2.8. Kol-kızak mekanizması geometrisi

Hidrolik torkmetre olarak kullanılacak olan kol-kızak mekanizması yapı olarak yukarıda bahsedilen kol-kızak mekanizmalarından biraz farklıdır. Şekil 4.2.8 de görülen mekanizmada 4 nolu uzuv tahrik uzvu, 2 nolu uzuv tahrik edilen uzuvdur. Bağlama açısının tanımından bu mekanizmadaki bağlama açısının 2 ile 3 ve 4 nolu uzuvlarının doğrultuları arasındaki dar açı olduğu hemen görülebilir.  $(a_3 + a_4)$  uzunluğu tahrik silindirinin minimum boyudur.  $x$ -piston kursunun belli bir değerinde  $\mu$  açısı maksimumu olan  $90^\circ$  değerini alır. Kosinüs teoremi uygulanarak  $\cos \mu$  ifadesi uzuv uzunluklarına bağlı olarak elde edilir.

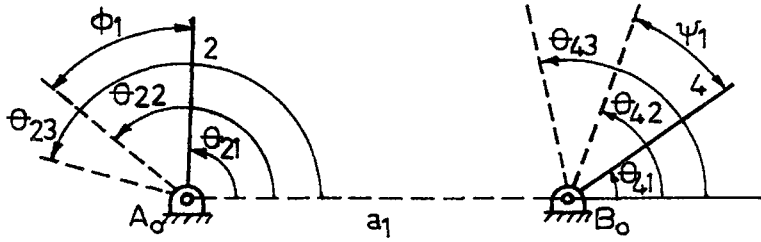
$$\cos \mu = \frac{a_2^2 + (a_3 + a_4 + x)^2 - a_1^2}{2a_2(a_3 + a_4 + x)} \quad (4.5.)$$

Bu ifadenin payı sıfır olduğu zaman  $\mu$  maksimuma ( $90^\circ$ ) erişir. Bu konumdan sonra  $x$  arttıkça  $\mu$  azalır.

### 4.3. Kol-Kızak Mekanizması İle Konum Korelasyonu

Fonksiyon sentezinden ayrı olarak bir mekanizmada giriş uzvunun verilen belirli konumlarına karşılık çıkış uzvunun da verilen belirli konumları alması gerekebilir. Bu belirli giriş ve çıkış uzvu konumlarının birbirlerine karşılık getirilmesi "konum korelasyonu" olarak bilinir. Çı-

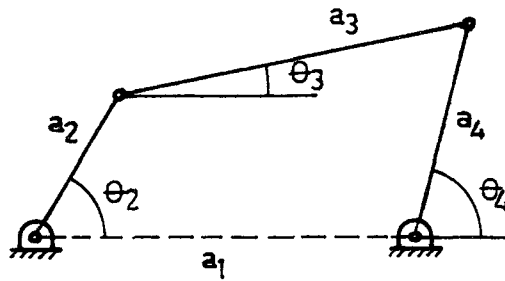
kış uzvu (krankı)  $\psi_1$  kadar dönerken giriş uzvundan  $\phi_1$  açısını elde ederiz. Bunlar salınım açısı değildirler ve mesela üç çubuk mekanizmasında krank dönüşüne tekabül ederler (Şekil 4.3.1.) [2].



Şekil 4.3.1. Üç çubuk mekanizmasında korele edilecek giriş ve çıkış uzvu değerleri

Krank açılarının korelasyonu çizimle yapılabilir. Hassasiyeti çizimin maharetine bağlıdır. Krank açılarının korelasyonu analitik olarak formüle edilebilir, nümerik çözümler bilgisayar yardımı ile hesaplanabilir.

Üç çubuk mekanizmasının korelasyonunda Freudenstein [13] denkleminde faydalanılır. Denkleminde bilinmeyen  $K_1$ ,  $K_2$  ve  $K_3$  katsayılarının bulunması için 3 denklem yazılır. Böylece en çok 3 giriş uzvu konumuna karşılık gelen 3 çıkış konumu elde edilebilir. Üç çubuk ve kol-kızak mekanizmasında sözkonusu konumlar açısal konumlardır (Şekil 4.3.2).



Şekil 4.3.2. Üç çubuk mekanizması geometrisi

Mekanizmada giriş ve çıkış uzuvlarının konumları arasındaki ilişki Freudenstein denklemine göre şu şekilde yazılabilir:



$$K_1 \cos \theta_4 - K_2 \cos \theta_2 + K_3 = \cos (\theta_2 - \theta_4) \quad (4.6.)$$

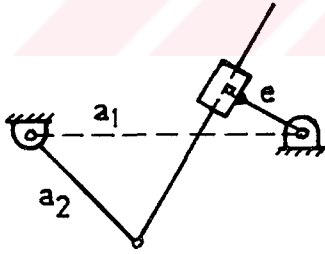
$$K_1 = \frac{a_1}{a_2}$$

$$K_2 = \frac{a_1}{a_4}$$

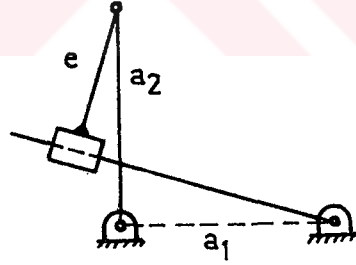
$$K_3 = \frac{a_1^2 + a_2^2 + a_4^2 - a_3^2}{2 a_2 a_4}$$

Birbirlerine karşılık gelen  $\theta_{21}$ ,  $\theta_{22}$ ,  $\theta_{23}$  ve  $\theta_{41}$ ,  $\theta_{42}$ ,  $\theta_{43}$  açıları yardımı ile  $K_1$ ,  $K_2$  ve  $K_3$  bulunur (Şekil 4.3.1). Bilinmeyenlerden birisi keyfi olarak seçilerek (mesela  $a_1 = 1$  birim) diğer uzuv oranları buna bağlı olarak hesap edilir. Mekanizma bu oranlara uygun şekilde istenilen büyüklükte tasarlanır.

Kol-kızak mekanizmasında da 3 konumda korelasyon mümkündür. Giriş ve çıkış uzuvlarının konumları arasındaki ilişki yardımı ile mekanizma boyutları elde edilir.  $a_2$ -uzuv uzunluğunun negatif çıkması mekanizmanın ters tertip olduğunu,  $e$ -eksantrisitesinin negatif çıkması ise ters tarafta alınması gerektiğini ifade eder (Şekil 4.3.3).



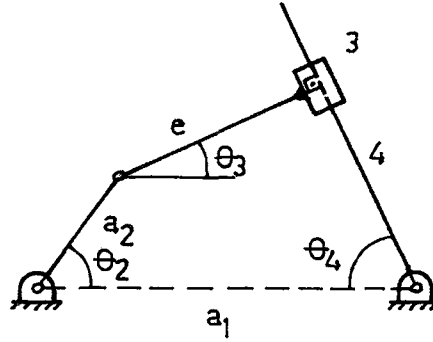
(a) Ters tertip



(b) Negatif eksantrisite hali

Şekil 4.3.3. Kol-kızak mekanizması tertip şekilleri

Kol-kızak mekanizmasının korelasyonunda mekanizmanın tertibine göre yazılmış trigonometrik bağıntılardan faydalanılır (Şekil 4.3.4).

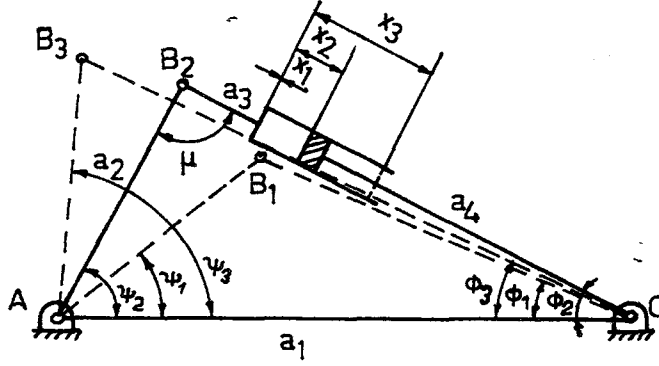


Şekil 4.3.4. Kol-kızak mekanizması geometrisi

Mekanizmada 2 ve 4 nolu uzuvların konumları arasındaki bağıntıyı ifade eden denklem yardım ile sentez yapılır.

Esas itibariyle bir kol-kızak mekanizması olan hidrolik torkmetrede (Şekil 4.3.5.) piston kurslarına karşılık çıkış uzvu 2'nin belirli konumlar alması istenir. Pratik çalışma şartlarında bu, pistonun belirli uzunlukta açılmasına karşılık sıkılan civatanın belirli açılar kadar döndürülerek sıkılması demektir. Dolayısıyla bu mekanizma ile yapılacak konum korelasyonunda pistonun doğrusal konumlarına karşılık çıkış uzvunun açısal konumları dikkate alınır. Yani, pistonun  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  konumlarına karşılık tahrik kolunun sırasıyla  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_3$  açısal konumları karşı gelir.

Hidrolik torkmetrede  $x_1$  ve  $x_3$ , pistonun minimum ve maksimum kursları veya bunlara çok yakın değerler olarak alınır.  $\psi_1$  ve  $\psi_3$  arasındaki fark ise sıkılan civatanın dönme miktarı veya buna yakın bir değer olarak alınmalıdır.  $x_2$  ve  $\psi_2$  değerleri ise bunlar arasında uygun değerler olarak düşünülmelidir. Bundan sonra giriş ve çıkış uzuvlarının konumları arasındaki bağıntılar yazılarak mekanizma boyutları elde edilir.



Şekil 4.3.5. Torkmetrede kullanılacak kol-kızak mekanizmasında korele edilecek konumlar

$a_3 + a_4 = u \Rightarrow$  Başlangıçtaki minimum silindir boyu

$$(u + x) \sin \phi = a_2 \sin \psi$$

$$\sin \phi = \frac{a_2}{u + x} \cdot \sin \psi$$

$$a_2 \cos \psi + (u + x) \cos \phi = a_1 \quad (4.12)$$

Gerekli işlemlerden sonra aşağıdaki denklem elde edilir. Bu denklem konum korelasyonu için kullanılabilir. Mekanizma ile ilgili bilinmeyen boyut sayısı denklemden de görüldüğü gibi 3 tür. Bunlar  $a_1$ ,  $a_2$  ve  $u$ 'dur. Bu yüzden ancak karşılıklı 3 konum arasında korelasyon yapılabilir.

$$(u + x)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_1a_2 \cos \psi = 0 \quad (4.13)$$

Buna göre (3.13) nolu denklemde korele edilecek değerler yerlerine konarak üç denklem elde edilir ve 3 bilinmeyen çözülür.

$$(u + x_1)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_1a_2 \cos \psi_1 = 0 \quad (4.14)$$

$$(u + x_2)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_1a_2 \cos \psi_2 = 0 \quad (4.15)$$

$$(u + x_3)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_1a_2 \cos \psi_3 = 0 \quad (4.16)$$

Bu denklemler nonlineer denklemlerdir. Dolayısıyla bunların çözümü elle yapılabilirse de herhangi bir nümerik metod ile bilgisayar

yardımı ile de çözülebilir. Bunun için yazılan bilgisayar programı ekte-  
dir. Bu programda Newton metodu kullanarak çözüm yapılmıştır [14,  
15]. Bu metodda 4.14, 4.15 ve 4.16 denklemlerin herbiri bir  $f_i$  fonksiyon-  
nu olarak dikkate alınır. Metodun uygulanması için Jakobiyen matris  
hesaplanır. Metod, bölüm 4.4'de ayrıntılı olarak açıklanacaktır.

#### 4.4. Bağlama Açısının Optimizasyonu

Kuvvet iletiminin iyiliğini ölçmek için en uygun yol, bağlama açı-  
sının  $90^\circ$  veya  $270^\circ$  den sapmasının ne kadar olduğunu tesbit etmektir.  
Şüphesiz bu sapma ne kadar küçük ise kuvvet iletimi de o kadar iyi o-  
lacaktır. Böylece bu sapmayı tesbit etmek için makul bir yol,  $\mu$  bağlama  
açısının  $90^\circ$ 'den sapmasını minimum yapmaktır. Bunun için verilen a-  
ralıkta ortalama karekök hatasının |root - mean square error (rms)|  
minimum olması gerekir. Bir  $f(x)$  fonksiyonunun bir  $(a,b)$  aralığındaki  
büyüklüğünü belirlemek için çeşitli normlar kullanılır. Bunların en  
kullanışlı olanlarından birisi, ortalama karesel sapma |mean square  
deviation| da denilen ortalama karekök hatası adı verilen normdur [16].  
Ele alınan mekanizmada bağlama açısının kosinüsü kolaylıkla yazıla-  
bildiği için  $f(x)$  fonksiyonu olarak  $\text{Cos}\mu$  alınabilir. Bu fonksiyonun orta-  
lama karekök hatası bir  $Z$  fonksiyonu olarak tanımlanırsa:

$$Z = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_1}^{x_3} \text{Cos}^2 \mu \, dx, \quad \Delta x = x_3 - x_1 \quad (4.17)$$

yazılır. Şekil 3.3.5'den ABC üçgeninde kosinüs teoremi yazılarak  $\text{Cos}\mu$   
bulunur.

$$a_1^2 = a_2^2 + (u + x)^2 - 2a_2(u + x) \text{Cos}\mu \quad (4.18)$$

$$\text{Cos}\mu = \frac{1}{2a_2} \left[ \frac{a_2^2 - a_1^2}{(u + x)} + (u + x) \right] \quad (4.19)$$

Kol-kızak mekanizma sentezi 4.13 denkleminde 3 adet  $x_i$  ve  $\psi_i$  değerlerinin korelasyonu ile yapılır. Bu daha önce bölüm 4.3'de açıklandığı gibi, pistonun  $x_1, x_2, x_3$  konumlarına karşılık tahrik kolunun sırası ile  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  açısasal konumlarına tekabül eder.

Verilen giriş ve çıkış değerlerinin korelasyonu ile mekanizmanın 3 adet olan bilinmeyen boyutları bulunur. 4.13 nolu denklem sadece uzuv boyutları ile ilgili olduğundan bunlar hesaplanırken bağlama açısını kontrol etme imkanı yoktur. Sonuçta bulunacak mekanizmada bağlama açısı için yapılacak birşey de yoktur. Bulunan boyutlara göre bu açı iyi veya kötü değerler alabilecektir. Bağlama açısını kontrol etmek için probleme yeni değişkenler ilave etmek gerekir. Böylece sentez esnasında kontrol imkanı doğar. Bunun için  $x_i$  ve  $\psi_i$  değerleri korele edilen verilen değerlerinden değil de belli bir miktar artmış değerlerinden  $(x_i + \eta)$  ve  $(\psi_i + \alpha)$  itibaren ölçülsün. Böylece elde edilen yeni mekanizma bağlama açısı daha uygun değerler alabilir. Ancak sentez edilecek bu yeni mekanizmadaki bağlama açısının ortalama karekök hatası  $\eta$  ve  $\alpha$  değişkenleri de dikkate alınarak hesaplanmalıdır.

$x$  ve  $\psi$ , Şekil 4.3.1'dekinden  $\eta$  ve  $\alpha$  kadar artmış değerlerinden itibaren ölçülsün. Bu durumda:

$$x_i = x_i + \eta \quad (4.20)$$

$$\psi_i = \psi_i + \alpha \quad (4.21)$$

Bu durumda 4.13 denklemini:

$$(u+x+\eta)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_1a_2 \cos(\psi+\alpha) = 0 \quad (4.22)$$

$$\cos\mu = \frac{1}{2a_2} \left[ \frac{a_2^2 - a_1^2}{(u+x+\eta)} + (u+x+\eta) \right] \quad (4.23)$$

$$\cos^2\mu = \frac{1}{4a_2^2} \left[ \frac{a_2^2 - a_1^2}{(u+x+\eta)^2} + (u+x+\eta)^2 + 2(a_2^2 - a_1^2) \right] \quad (4.24)$$

$u$  ( $a_3 + a_4$ ) mesafesi silindirin minimum uzunluğudur. ( $x = 0$ ) Ara işlemlerden sonra  $Z$  fonksiyonu aşağıdaki gibi bulunur.

$$Z = \frac{(a_2^2 - a_1^2)^2}{4 a_2^2 (u+x_1+\eta)(u+x_3+\eta)} + \frac{1}{12 a_2^2 \Delta x} \left[ (u+x_3+\eta)^3 - (u+x_1+\eta)^3 \right] + \frac{a_2^2 - a_1^2}{2 a_2^2} \quad (4.25)$$

Bağlama açısının  $90^\circ$ 'den sapmasının minimum olması için  $Z$  fonksiyonu minimum olmalıdır. Bu fonksiyonun türevini sıfır yapan  $\eta$  ve  $\alpha$  değerleri aranan çözümdür.

Bilinmeyenler vektörü  $P$ ,  $\eta$  ve  $\alpha$ 'dan meydana gelir.

$$P = [\eta \quad \alpha]^T \quad (4.26)$$

$Z$ 'nin minimum olması için  $\frac{\partial Z}{\partial P} = 0$  olmalıdır.

$$\frac{\partial Z}{\partial P} = \frac{\partial Z}{\partial \eta} + \frac{\partial Z}{\partial \alpha} \quad (4.27)$$

Problemin çözülebilmesi için önce  $\eta$  ve  $\alpha$  dikkate alınmadan verilen  $x_i$  ve  $\psi_i$  değerleri kullanılarak, 3 bilinmeyenli 3 nonlineer denklem çözülerek mekanizma boyutları  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $u$  bulunur. 4.14, 4.15 ve 4.16 denklemleri istenen şartı yerine getirmezler. Optimum olmayan bu değerlerin yerine konulmasıyla elde edilen  $Z$  fonksiyonunun minimizasyonu ile bulunacak  $\eta$  ve  $\alpha$  değerleri, yukarıda sözü edilen 3 denklemde  $x_i$  ve  $\psi_i$  değerlerine ilave edilerek yerine konup yeni denklemler (4.28, 4.29, 4.30) elde edilir. Bunlara sırayla  $f_1$ ,  $f_2$  ve  $f_3$  diyelim.

$$f_1 = (u+x_1+\eta)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2 a_1 a_2 \cos(\psi_1 + \alpha) = 0 \quad (4.28)$$

$$f_2 = (u+x_2+\eta)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2 a_1 a_2 \cos(\psi_2 + \alpha) = 0 \quad (4.29)$$

$$f_3 = (u+x_3+\eta)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2 a_1 a_2 \cos(\psi_3 + \alpha) = 0 \quad (4.30)$$

Bu üç denklemden bulunacak  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $u$  boyutları optimum boyutlar olacaktır. Fakat  $\eta$  ve  $\alpha$  henüz bilinmediği için bunları bu merhalede elde etmek mümkün değildir.

$$\frac{\partial Z}{\partial \eta} = g_1 \text{ ve } \frac{\partial Z}{\partial \alpha} = g_2 \quad \text{diyelim.}$$

$$\frac{\partial Z}{\partial P} = 0, \quad g_1 = 0, \quad g_2 = 0 \quad (4.31)$$

4.31 denkleminin çözümü, yani bu denklemi sıfır yapacak  $\alpha$  ve  $\eta$  değerlerinin bulunması, denklem nonlineer olduğu için nümerik tekniklerle yapılabilir. Bu maksatla Newton metodunu kullanalım. Newton metodunda bilinmeyenler için başlangıçta bir tahmin yapılır. Daha sonra her adımda bu tahminler bir miktar düzeltilerek çözüme adım adım yaklaşılr:

$$P_{k+1} = P_k - [J(P_k)]^{-1} [F(P_k)] \quad k=1,2, \dots \quad (4.32)$$

Burada  $P_{k+1}$  ve  $P_k$  ( $k+1$ ). ve  $k$ . adımdaki  $P$  vektörleri,  $J(P_k)$  Jakobiyen matris ve  $F(P_k) = [g_1 \ g_2]^T$  dir.

Jakobiyen matris,  $g_1$  ve  $g_2$  fonksiyonlarının kısmî türevlerinden oluşur.

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial g_1}{\partial \eta} & \frac{\partial g_1}{\partial \alpha} \\ \frac{\partial g_2}{\partial \eta} & \frac{\partial g_2}{\partial \alpha} \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

Metodda ardışık iki adımda,  $P_{k+1}$  ve  $P_k$  vektörlerinin maksimum normları arasındaki fark küçük bir  $\epsilon$  sayısından ( $10^{-4}$ ,  $10^{-5}$  gibi) daha küçük olduğu zaman çözüme ulaşılmış kabul edilir ve işleme son verilir. Bu son adımda bulunan  $P_{k+1}$  vektörü çözüm vektörüdür.

$g_1$ ,  $g_2$  fonksiyonlarının ve Jakobiyen matrisin bulunması için bazı kısmî türevlerin hesaplanması gerekmektedir. Bunun için problemdeki değişkenler arasındaki fonksiyonel bağıntıların dikkatli bir şekilde ele alınması gerekmektedir.

Z fonksiyonu  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $u$  ve  $\eta$  değişkenlerini açık olarak ihtiva etmekte, fakat  $\alpha$ 'yı ihtiva etmemektedir. Ayrıca bu değişkenler  $f_1$ ,  $f_2$  ve  $f_3$  fonksiyonları ile birbirlerine bağlıdırlar.

$$Z = Z(a_1, a_2, u, \eta) \quad (4.34)$$

$$f_1 = f_1(a_1, a_2, u, \eta, \alpha) \quad (4.35)$$

$$f_2 = f_2(a_1, a_2, u, \eta, \alpha) \quad (4.36)$$

$$f_3 = f_3(a_1, a_2, u, \eta, \alpha) \quad (4.38)$$

$g_1$  ve  $g_2$  fonksiyonları Z'nin kısmî türevleri olduğundan, bunların hesabında bu hususlar gözönünde tutulmalıdırlar.

$$g_1 = \frac{\partial Z}{\partial \eta} = \frac{\partial Z}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \eta} + \frac{\partial Z}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \eta} + \frac{\partial Z}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \eta} + \frac{\partial Z}{\partial \eta}^* \quad (4.39)$$

$$g_2 = \frac{\partial Z}{\partial \alpha} = \frac{\partial Z}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \alpha} + \frac{\partial Z}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \alpha} + \frac{\partial Z}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \alpha} \quad (4.40)$$

Buradaki  $\frac{\partial Z}{\partial \eta}^*$  kısmî türevi, Z fonksiyonunun kendisinin  $\eta$ 'ya göre türevidir. Bu fonksiyon  $\eta$  değişkenini açık olarak ihtiva ettiğinden bu türev de gözden ırak tutulamaz. Halbuki fonksiyonda  $\alpha$  açık olarak bulunmadığından  $\frac{\partial Z}{\partial \alpha} = 0$  olur.

$\frac{\partial a_1}{\partial \eta}$ ,  $\frac{\partial a_1}{\partial \alpha}$ ,  $\frac{\partial a_2}{\partial \eta}$ ,  $\frac{\partial a_2}{\partial \alpha}$ ,  $\frac{\partial u}{\partial \eta}$ ,  $\frac{\partial u}{\partial \alpha}$  kısmi türevleri  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_3$  fonksiyonları yardımıyla aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$\frac{\partial a_1}{\partial \eta} = \frac{\partial a_1}{\partial f_1} \frac{\partial f_1}{\partial \eta} + \frac{\partial a_1}{\partial f_2} \frac{\partial f_2}{\partial \eta} + \frac{\partial a_1}{\partial f_3} \frac{\partial f_3}{\partial \eta} = \frac{\frac{\partial f_1}{\partial \eta}}{\frac{\partial f_1}{\partial a_1}} + \frac{\frac{\partial f_2}{\partial \eta}}{\frac{\partial f_2}{\partial a_1}} + \frac{\frac{\partial f_3}{\partial \eta}}{\frac{\partial f_3}{\partial a_1}} \quad (4.41)$$

$$\frac{\partial a_2}{\partial \eta} = \frac{\partial a_2}{\partial f_1} \frac{\partial f_1}{\partial \eta} + \frac{\partial a_2}{\partial f_2} \frac{\partial f_2}{\partial \eta} + \frac{\partial a_2}{\partial f_3} \frac{\partial f_3}{\partial \eta} = \frac{\frac{\partial f_1}{\partial \eta}}{\frac{\partial f_1}{\partial a_2}} + \frac{\frac{\partial f_2}{\partial \eta}}{\frac{\partial f_2}{\partial a_2}} + \frac{\frac{\partial f_3}{\partial \eta}}{\frac{\partial f_3}{\partial a_2}} \quad (4.42)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \eta} = \frac{\partial u}{\partial f_1} \frac{\partial f_1}{\partial \eta} + \frac{\partial u}{\partial f_2} \frac{\partial f_2}{\partial \eta} + \frac{\partial u}{\partial f_3} \frac{\partial f_3}{\partial \eta} = \frac{\frac{\partial f_1}{\partial \eta}}{\frac{\partial f_1}{\partial u}} + \frac{\frac{\partial f_2}{\partial \eta}}{\frac{\partial f_2}{\partial u}} + \frac{\frac{\partial f_3}{\partial \eta}}{\frac{\partial f_3}{\partial u}} \quad (4.43)$$



$$\frac{\partial a_1}{\partial \alpha} = \frac{\frac{\partial f_1}{\partial \alpha}}{\frac{\partial f_1}{\partial a_1}} + \frac{\frac{\partial f_2}{\partial \alpha}}{\frac{\partial f_2}{\partial a_1}} + \frac{\frac{\partial f_3}{\partial \alpha}}{\frac{\partial f_3}{\partial a_1}} \quad (4.44)$$

$$\frac{\partial a_2}{\partial \alpha} = \frac{\frac{\partial f_1}{\partial \alpha}}{\frac{\partial f_1}{\partial a_2}} + \frac{\frac{\partial f_2}{\partial \alpha}}{\frac{\partial f_2}{\partial a_2}} + \frac{\frac{\partial f_3}{\partial \alpha}}{\frac{\partial f_3}{\partial a_2}} \quad (4.45)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \alpha} = \frac{\frac{\partial f_1}{\partial \alpha}}{\frac{\partial f_1}{\partial u}} + \frac{\frac{\partial f_2}{\partial \alpha}}{\frac{\partial f_2}{\partial u}} + \frac{\frac{\partial f_3}{\partial \alpha}}{\frac{\partial f_3}{\partial u}} \quad (4.46)$$

Bu kısmî türevler hesaplanarak yerine konulduğu zaman  $g_1$  ve  $g_2$  fonksiyonlarının her ikisinin de  $\eta$  ve  $\alpha$  değişkenlerini açık olarak ihtiva ettikleri görülür [Ek-A]. Dolayısıyla Jakobiyen matris için gerekli olan kısmî türev hesabında bu husus gözönünde bulundurulmak zorundadır.

$$g_1 = g_1(a_1, a_2, u, \eta, \alpha) \quad (4.47)$$

$$g_2 = g_2(a_1, a_2, u, \eta, \alpha) \quad (4.48)$$

$$\frac{\partial g_1}{\partial \eta} = \frac{\partial g_1}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \eta} + \frac{\partial g_1}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \eta} + \frac{\partial g_1}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \eta} + \frac{\partial g_1}{\partial \eta}^* \quad (4.49)$$

$$\frac{\partial g_1}{\partial \alpha} = \frac{\partial g_1}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_1}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_1}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_1}{\partial \alpha}^* \quad (4.50)$$

$$\frac{\partial g_2}{\partial \eta} = \frac{\partial g_2}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \eta} + \frac{\partial g_2}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \eta} + \frac{\partial g_2}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \eta} + \frac{\partial g_2}{\partial \eta}^* \quad (4.51)$$

$$\frac{\partial g_2}{\partial \alpha} = \frac{\partial g_2}{\partial a_1} \frac{\partial a_1}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_2}{\partial a_2} \frac{\partial a_2}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_2}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \alpha} + \frac{\partial g_2}{\partial \alpha}^* \quad (4.52)$$

$$\frac{\partial g_1^*}{\partial \eta}, \frac{\partial g_1^*}{\partial \alpha}, \frac{\partial g_2^*}{\partial \eta}, \frac{\partial g_2^*}{\partial \alpha} \quad \text{kısmî türevleri bu fonksiyonların kendi-}$$

lerinin  $\eta$  ve  $\alpha$  değişkenlerine göre türevleridir.

Burada bahsedilen kısmî türevlerin hesabı Ek-A da ayrıntılı olarak verilmiştir.

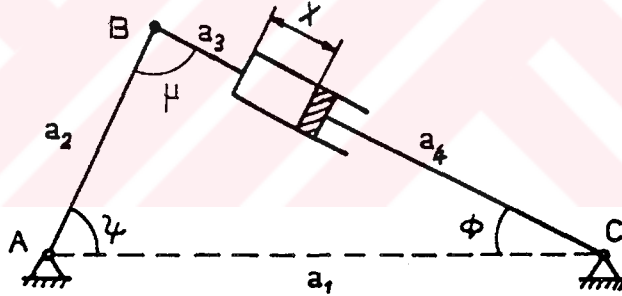
Newton metodu kullanılarak aranan  $\eta$  ve  $\alpha$  değerleri bulunduktan sonra bunlar  $f_1$ ,  $f_2$  ve  $f_3$  fonksiyonlarında yerine konarak  $a_1$ ,  $a_2$  ve  $u$  boyutları yeniden hesaplanır. Bunun için de Newton metodu kullanılmıştır. Bulunan bu yeni boyutlar optimum boyutlardır ve bağlama açısının  $90^\circ$  den sapmasını minimum yaparlar. Z fonksiyonunun minimizasyonu için yazılan bilgisayar programı Ek-B de verilmiştir. Ayrıca nonlinear  $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_3$  fonksiyonlarından boyutların bulunması için yazılan bilgisayar programı da verilmiştir.

## 5. HİDROLİK TORKMETRE TASARIMI

### 5.1. Hidrolik Torkmetre Ve Çalışma Prensibi

Yüksek tork gerektiren büyük çaplı somunların belli bir öngerilme ile insan kol kuvveti ile sıkılması mümkün değildir. Bu torku sağlamak için hidrolik akışkan gücü tahrikiyle çalışan torkmetreler kullanılır. Akışkan basıncının ayarlanması ile kesin değerde tork sağlanır. Somun çap ve anahtar ağızlarına göre seçilen reaksiyon halkaları ve altıköşe soketler çoklu takıma olan ihtiyacı ortadan kaldırır. Sıkma işleminin tekrarlanması için piston negatife dönerken,  $a_2$  tahrik uzvunun somun dönmeden başlangıç pozisyonuna dönmesi için sisteme cırcır mekanizması ilave edilmiştir. Tork anahtarının düzenli ayarlanması, basit bir vidalı ayar düzeninin el ile işletilmesi ile temin edilir.

Optimum bir bağlama açısı ile hidrolik torkmetreyi tasarlamak için öncelikle torkmetreyi oluşturan uzuv uzunluklarının hesaplanması gerekir (Şekil 5.1.1).



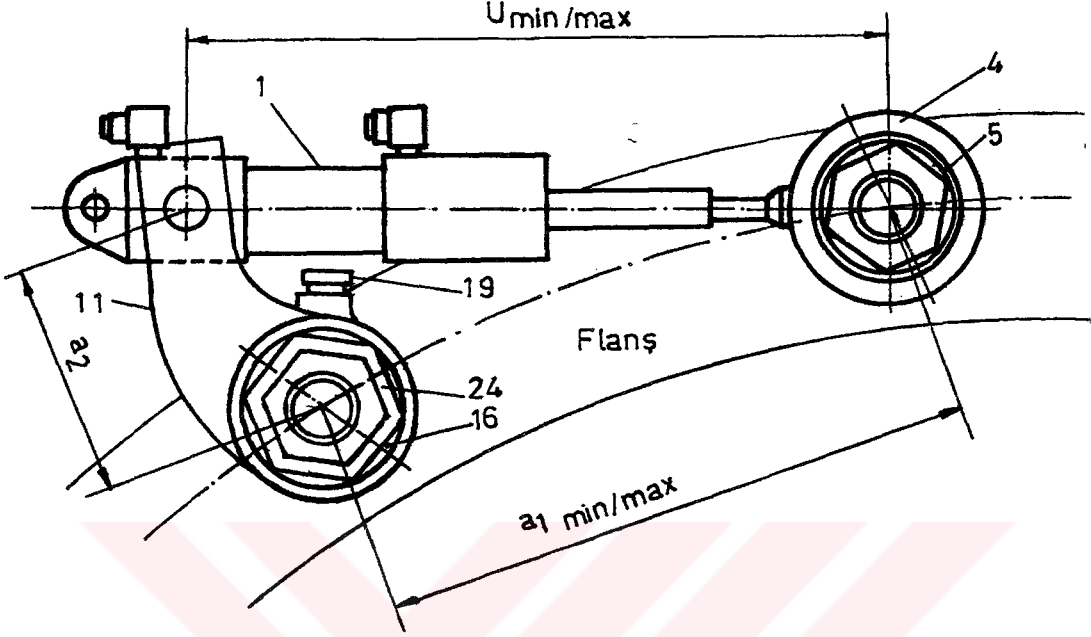
Şekil 5.1.1. Hidrolik torkmetre mekanizması

Başlangıçta hidrolik silindir piston kurs boyu ( $x$ ) bilinmektedir. Bilinmeyen minimum silindir boyunu ( $u = a_3 + a_4$ ),  $a_1$  ve  $a_2$  uzuv uzunluklarını hesaplamak için  $x$ 'in sıfır ile maksimum değerlerine karşılık  $\psi$  açısının değişiminin korelasyonu gerekir.

#### 5.1.1. Torkmetrenin çalışma prensibi

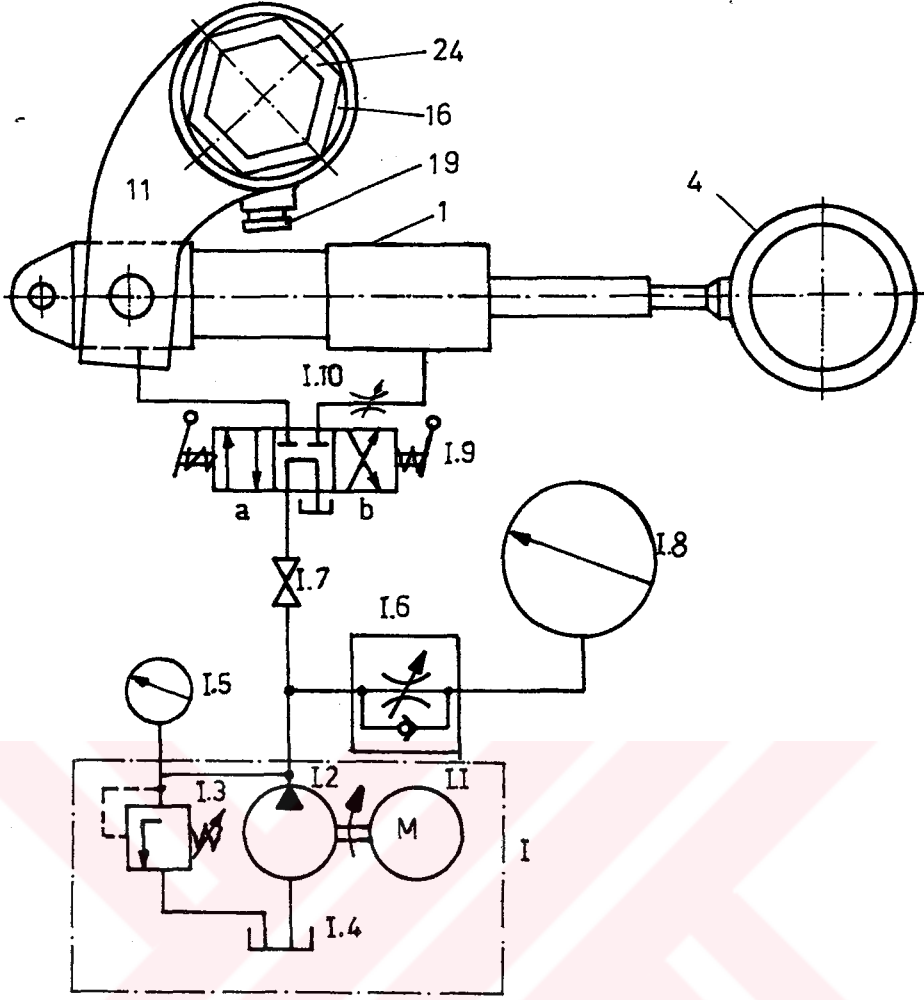
Piston kolu ucundaki vidalı reaksiyon halkasına (4) sıkılacak veya sökülecek somun çapına uygun değişken ring (5) takılır (Şekil 5.1.2).  $a_2$  tahrik kolu (11) üzerindeki altıköşe yuvanın ölçüsü AA65 mm olup M42 somuna göredir. Bu ölçü aynı zamanda torkmetrenin sıkacağı maksimum somun ölçüsüdür. Daha küçük somunlar için bu altıköşe yuvaya

somun anahtar ağzına uygun altıköşe soketler (24) takılır. Sonra torkmetrenin reaksiyon halkası sıkılmış somuna ve altıköşe soket de bitişiğindeki boşluğu alınmış sıkılacak somuna takılır.



Şekil 5.1.2 Bir somunu sıkma operasyonu

Güç ünitesinden (I) sağlanan hidrolik akışkanın basıncı, güç ünitesi üzerindeki güvenlik valfi (I.3) ve manometre (I.8) ile somunun sıkma torkuna göre ayarlanır (Şekil 5.1.3). Buna yardımcı olmak ve hesaplamayı ortadan kaldırmak için basınç ve tork birimi cinsinden taksimatlandırılmış manometreden faydalanılır. Ayrıca basınç-tork diyagramı da kullanılabilir. Pompa (I.2) çalıştırıldığı zaman hidrolik akışkan 4/3 yön-kontrol valfine (YKV-I.9) gelir. Orta (nötr) pozisyonda sistem çalışmaz. a ve b pozisyonlarında YKV akışkanı hidrolik silindirin (1) piston veya rod tarafına yöneltir. Piston hızı akış kontrol valfi (I.10) ile ayarlanır. YKV, a pozisyonunda iken piston tarafına gelen akışkan ile piston pozitif hareket ederken silindire mafsalı bağlantılı  $a_2$  uzvu, sıkılan somun eksenini etrafında dönmeye ve takılı olan altıgen soket ile somunu (eğer sağ helis somun ise) sıkma yönünde döndürür. Piston kursu sona erdiği halde belirlenen tork değerine erişilemediyse YKV, b pozisyonuna getirilerek akışkan silindirin rod tarafına yöneltilir ve piston negatif hareket eder,  $a_2$  uzvu başlangıç pozisyonuna döner.



Şekil 5.1.3 Hidrolik torkmetre hidrolik devre şeması

Bu durumda altıgen socketin somunu ters yöne döndürmemesi (gevşetmemesi) için tahrik kolu üzerine cırcır mekanizması (16, 19) ilave edilmiştir. Böylece YKV tekrar pozitif strok (a) pozisyonuna getirilerek, sıkma işlemi belirlenen torka erişilene kadar tekrarlanır. Somun belirlenen tork değerinde sıkıldığı anda sistem akışkan basıncı güvenlik valfinin ayarlanan basınç değerini aşarak pompadan gelen akışkan güvenlik valfi üzerinden tanka (I.4) yönelir. Bunun sonucu somunun kontrollu sıkılması sağlanır.

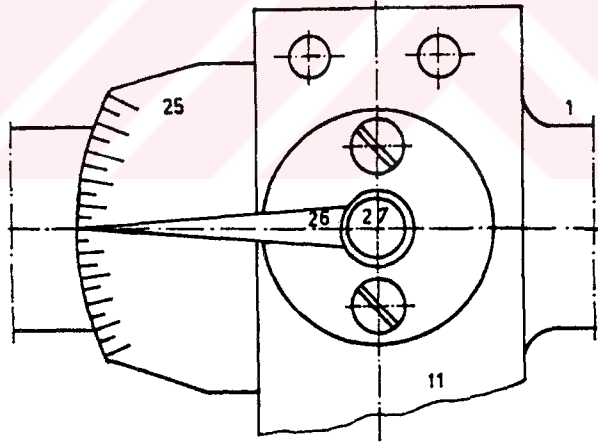
### 5.1.2 Tork-basınç ilişkisi

Hidrolik torkmetrede tork artışı hidrolik silindirin piston kuvvetine, piston kuvveti de akışkan basıncına bağlıdır. ( $F = p \cdot A$ ) Yani tork ile basınç arasında pozitif bir ilişki vardır. Bundan hareketle torkmetrenin sıkılacak somunun tork değerine göre ayarlanması için Tablo 5.4 de ve-

rilen sıkma torku değerlerine tekabül eden basınç değerleri hesaplanarak bir tablo hazırlanabilir veya bir tork-basınç diyagramı çizilebilir. Böyle bir diyagramda tork değeri seçilerek buna tekabül eden basınç değeri bulunur ve sistemin güvenlik valfi bu basınca göre ayar edilir. Ayrıca manometre (I.8) kadranındaki basınç değerlerinin yanına bunlara tekabül eden tork değerleri de yazılarak sistemin kurulması daha seri hale getirilir. Pratik uygulamalar için hesaplamaya ihtiyaç duyulmaz.

Torkmetrenin bir diğer kullanım alanı da millere bilinen değerde tork uygulayarak burulmaya çalışan mildeki burulma açısını ölçmektir. Bunun için milin bir ucu ankastre edilerek ,diğer ucu kare veya altıgen yapılarak bu ucu tahrik kolundaki sokete takılır. Tork uygulandığı zaman tahrik kolunun dönme miktarı kola bağlı ibrenin (26) sapması ile hidrolik silindir gövdesine tesbit edilmiş olan açı kadranından (25) okunur (Şekil 5.1.4).

Buna bağlı olarak uygulanan torka karşılık elde edilen burulma açısı değerleri de bir diyagram çizilerek gösterilebilir.



Şekil 5.1.4. Açı kadranı

Uygulanan torka karşılık milde meydana gelen burulma açısı mil malzemesi, çap ve boyuna göre değişir. Tork artışı ile burulma açısı değişimini incelemek için standart çap ve boyda bir mil seçilerek test yapılmalıdır. Test sonucunda tork artışı ile burulma açısının arttığı görülecektir

## 5.2. Torkmetrenin Boyutlandırılması

### 5.2.1. Uzuv uzunluklarının bulunması

Piston strok boyu  $x$ 'in sıfır ile maksimum değerlerine karşılık  $\psi$  açısının değişiminin korelasyonu için mesela  $x$  ve  $\psi$  değerlerini piston kurs boyu ve torkmetrenin genel çalışma şartları dikkate alınarak aşağıdaki gibi kabul edelim:

$x_i$ - cm	$\psi_i$ - Derece
0	40
7	60
16	85

Bu değerlere göre  $x$  piston kurs boyu 16 cm ve tahrik edilen  $a_2$  uzvu salınım açısı  $45^\circ$  alınmıştır. Daha önce yazdığımız 4.14, 4.15, 4.16 denklemlerinde  $x$  ve  $\psi$  değerleri yerlerine yazılırsa denklemler şu hale gelir:

$$(u + 0)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2 a_1 a_2 \cos 40^\circ = 0$$

$$(u + 7)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2 a_1 a_2 \cos 60^\circ = 0$$

$$(u + 16)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2 a_1 a_2 \cos 85^\circ = 0$$

Denklemler Newton metodu ile çözülürse:

$$a_1 = 48, 5295 \text{ cm}$$

$$a_2 = 20, 9591 \text{ cm}$$

$$u = 35, 1576 \text{ cm}$$

bulunur. Bu değerler kullanılarak  $Z$  fonksiyonunun minimizasyonu ile Ek-B'deki bilgisayar programı kullanılarak:

$$\eta = - 0, 9658 \text{ cm}$$

$$\alpha = 0, 0354 \text{ rad } (=1, 7846^\circ) \text{ bulunur.}$$

Bulunan bu değerler 3.28, 3.29 ve 3.30 denklemlerinde yerlerine konulursa denklemler şu hale gelir:

$$f_1 = (u+0 - 0.9658)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_1a_2 \cos(40+1.7846) = 0$$

$$f_2 = (u+7 - 0.9658)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_1a_2 \cos(60+1.7846) = 0$$

$$f_3 = (u+16 - 0.9658)^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_1a_2 \cos(85+1.7846) = 0$$

Denklemler tekrar Newton metodu ile çözümlerse optimum çözüm:

$$a_1 = 52, 7008 \text{ cm}$$

$$a_2 = 20, 9568 \text{ cm}$$

$$u = 40, 6688 \text{ cm bulunur.}$$

Bulunan bu uzuv uzunlukları Z denkleminde yerlerine konursa ilk bulunan uzuv uzunluklarına karşılık Z'nin minimum değeri:

$$Z = 0, 0529139$$

İkinci defa bulunan uzuv uzunluklarına karşılık Z'nin minimum değeri:

$$Z = 0, 0488523 \text{ bulunur.}$$

### 5.2.2. Strok ile bağlama açısı arasındaki ilişki

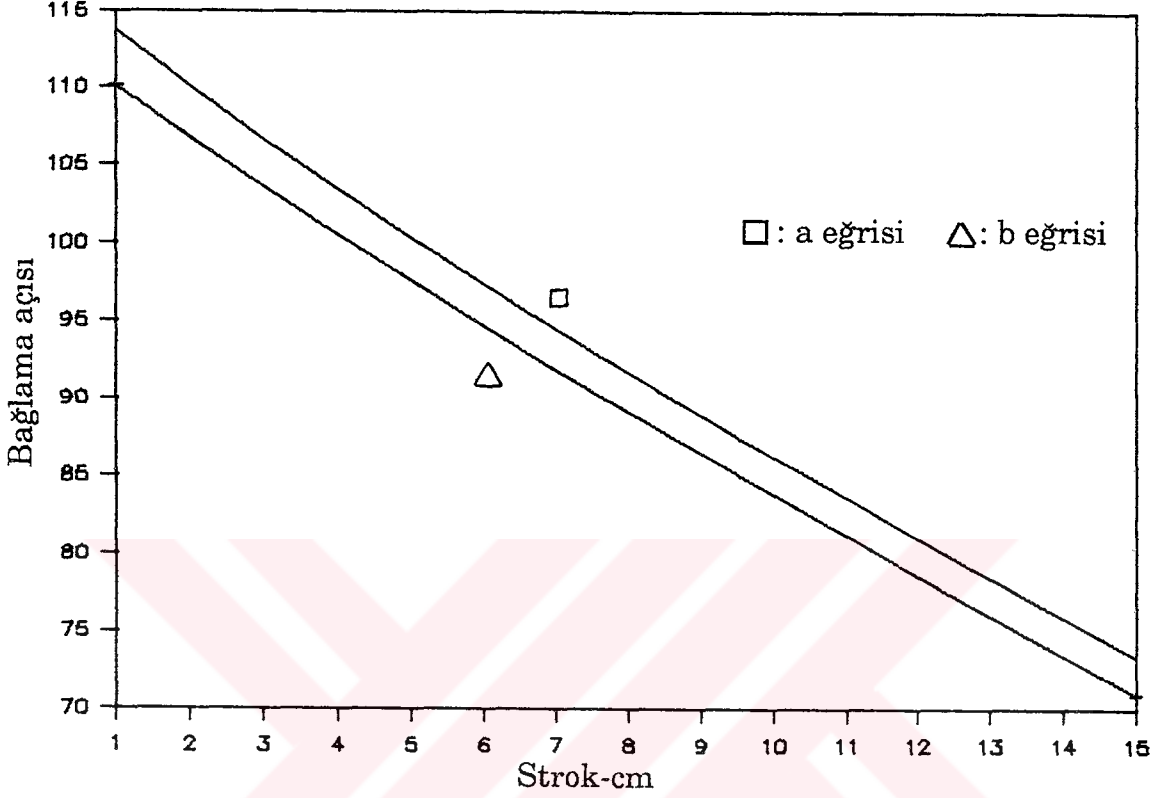
Torkmetrede piston stroku değiştiği zaman bağlama açısı da değişmektedir. Tablo 5.1a'da ilk bulunan uzuv uzunluklarına göre, [b] de ise x'in  $\eta$  kadar artmış değerlerine göre strok (x) artışına bağlı olarak hesaplanan bağlama açısı ( $\mu$ ) değerleri verilmiştir.

Tablo 5.1 Strok ile bağlama açısı değişimi

(a)			(b)		
x	$\mu$	90- $\mu$	x	$\mu$	90- $\mu$
1	113.66	66.34	1	110.16	69.84
2	110.09	69.91	2	106.82	73.18
3	106.70	73.30	3	103.62	76.38
4	103.47	76.53	4	100.55	79.45
5	100.37	79.63	5	97.58	82.42
6	97.38	82.62	6	94.69	85.31
7	94.49	85.51	7	91.88	88.12
8	91.68	88.32	8	89.14	89.14
9	88.94	88.94	9	86.45	86.45
10	86.26	86.26	10	83.80	83.80
11	83.62	83.62	11	81.19	81.19
12	81.03	81.03	12	78.61	78.61
13	78.47	78.47	13	76.05	76.05
14	75.93	75.93	14	73.50	73.50
15	73.42	73.42	15	70.96	70.96
$\bar{\mu} =$	92.36		$\bar{\mu} =$	89.66	



Bu iki tablo değerlerinin grafiği çizilirse Şekil 5.2.1 deki mukayeseli diyagram elde edilir.



Şekil 5.2.1 Strok-bağlama açısı değişimi diyagramı

Tablo 5.1a da bağlama açısı ortalaması  $92,36^\circ$ , Tablo 5.1b de ise ortalama  $89,66^\circ$  hesaplanmıştır. İki ortalama arasında  $2,7^\circ$  mutlak fark vardır.  $89,66^\circ$   $90^\circ$ 'ye daha yakın olduğundan Tablo 5.1b deki bağlama açısı değerleri daha optimumdur. Buna göre Tablo 5.1a da  $x = 9$  cm de  $\mu$  maksimum değerini alırken Tablo 5.1b de  $x = 8$  cm de  $\mu$  maksimum değer almaktadır. Dolayısıyla  $x$ 'in bu değerlerinde tork da maksimum olmaktadır.

### 5.2.3. $a_1$ uzuv uzunluğu ile maksimum bağlama açısı arasındaki ilişki

Tasarladığımız torkmetrede  $a_1$  uzunluğu torkmetre soketinin ve reaksiyon ringinin takıldığı somunların eksenleri arasındaki mesafe olup eksen mesafesine bağlı olarak değişmektedir.  $a_1$ 'in minimum ve maksimum değerlerine göre bağlama açısı da ( $\mu$ ) değişmekte-

dir. Bu değişim ilk bulunan uzuv uzunluklarına (  $a_2= 20, 9591$  cm,  $u = 35, 1576$  cm) göre hesaplanarak Tablo 5.2a da, optimum bulunan uzuv uzunluklarına (  $a_2= 20, 9568$  cm,  $u = 40, 6688$  cm) göre hesaplanarak Tablo 5.2b de verilmiştir.

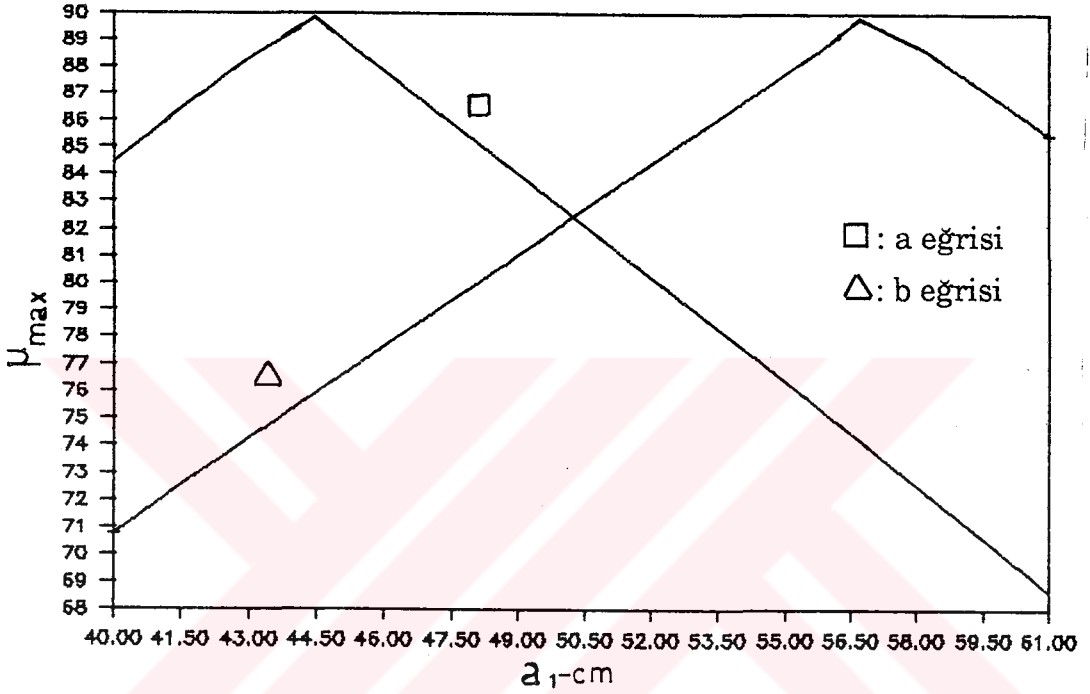
Tablo 5.2a  $a_1$ - maksimum bağlama açısı değişimi

	$a_1$	$\mu_{max}$	Max. sapma
1	40.00	84.45	5.55
2	41.50	86.41	3.59
3	43.00	88.34	1.66
4	44.50	89.73	-0.27
5	46.00	87.82	-2.18
6	47.50	85.91	-4.09
7	49.00	84.01	-5.99
8	50.50	82.11	-7.89
9	52.00	80.22	-9.78
10	53.50	78.31	-11.69
11	55.00	76.40	-13.60
12	56.50	74.49	-15.51
13	58.00	72.56	-17.44
14	59.50	70.62	-19.38
15	61.00	68.65	-21.35
-----			
$\bar{\mu} = 80.66983$			

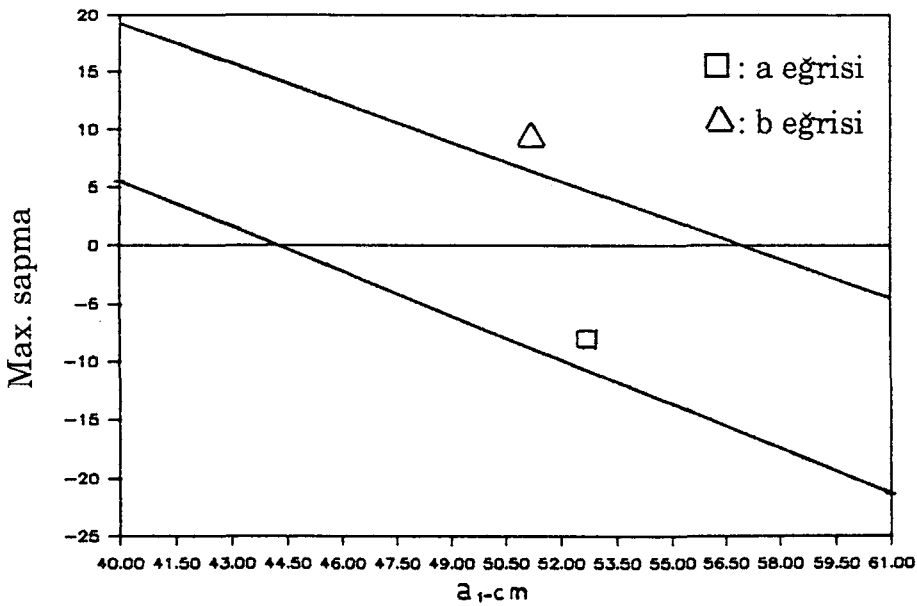
Tablo 5.2b  $a_1$  - maksimum bağlama açısı değişimi

	$a_1$	$\mu_{max}$	Max. sapma
1	40.00	70.78	19.22
2	41.50	72.52	17.48
3	43.00	74.25	15.75
4	44.50	75.97	14.03
5	46.00	77.68	12.32
6	47.50	79.38	10.62
7	49.00	81.07	8.93
8	50.50	82.75	7.25
9	52.00	84.43	5.57
10	53.50	86.11	3.89
11	55.00	87.78	2.22
12	56.50	89.46	0.54
13	58.00	88.87	-1.13
14	59.50	87.19	-2.81
15	61.00	85.51	-4.49
-----			
$\bar{\mu} = 81.58332$			

Bu tablo değerleri Şekil 5.2.2 de mukayeseli şekilde grafik olarak gösterilmiştir. Tablo 5.2a ve diyagramından görüleceği gibi  $a_1 = 44,5$  cm iken maksimum bağlama açısı  $90^\circ$  ve en yakın değer ( $89,73^\circ$ ) almaktadır. Tablo 5.2b de ise  $a_1 = 56,5$  cm iken bağlama açısı  $90^\circ$ 'ye en yakın değeri ( $89,46^\circ$ ) almaktadır. Buna göre Tablo 5.2b'deki değerler daha uygun bulunmuştur.



Şekil 5.2.2. a<sub>1</sub>- maksimum bağlama açısı diyagramı



Şekil 5.2.3 a<sub>1</sub> - maksimum sapma diyagramı

Şekil 5.2.3 de yukardaki tablolarda verilen maksimum bağlama açılarının 90° den maksimum sapma değerlerinin mukayeseli diyagramı çizilmiştir. Bu diyagramda Tablo 5.2a değerlerine göre bağlama açısı  $a_1=61$  cm de maksimum sapma (-21,35°) gösterirken Tablo 5.2b değerlerine göre ise  $a_1 = 40$  cm de maksimum sapma (19,22°) göstermiştir. Buna göre yine Tablo 5.2b değerleri daha uygun bulunmuştur. Çünkü strok başlangıcında daha az torka ihtiyaç olduğundan daha fazla sarmaya müsaade edilebilir. Ancak strok arttığı zaman tork ihtiyacı da artacağından sarmanın minimum olması istenir.

#### 5.2.4. Basınç ile torkun değişimi

İmâl ettiğimiz torkmetrede piston çapı  $D = 3,965$  cm dir. Buna göre:

$$\text{Piston kuvveti} - F = p \cdot A \text{ veya } F = p \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

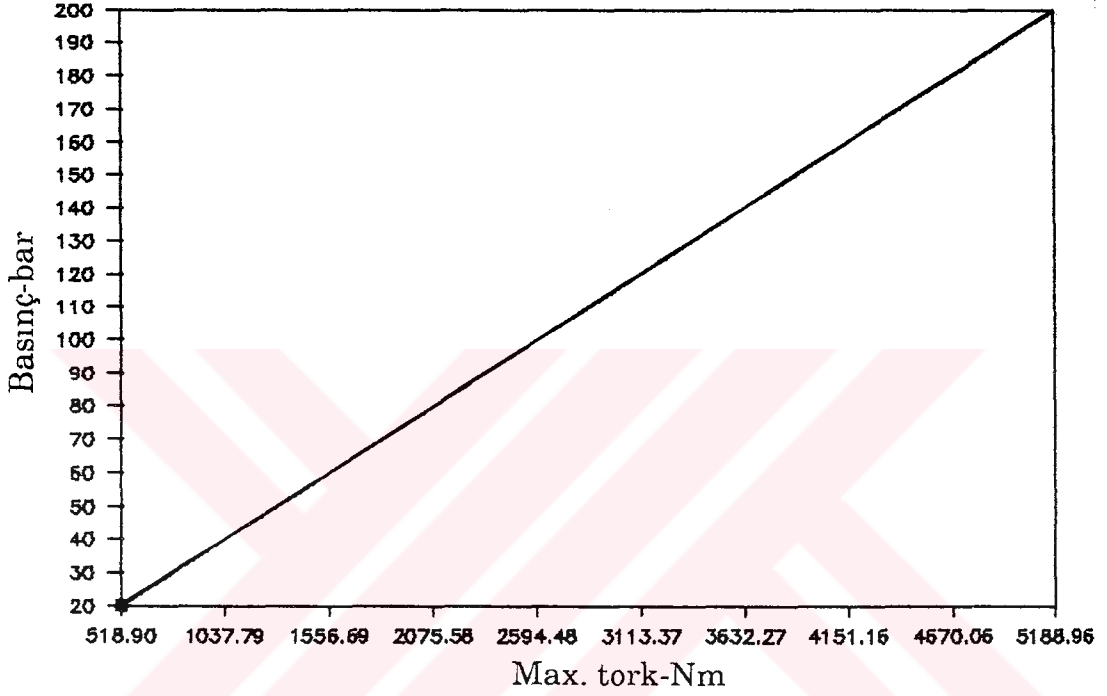
$$\text{Maksimum tork} - T = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot a_2$$

$a_2$  - tahrik kolu uzunluğu 21 cm alınarak 200 bar basınca kadar hesaplanan maksimum tork değerleri Tablo 5.3 de verilmiştir.

**Tablo 5.3 Basınç-max tork değişimi**

Basınç		Max. tork	
kg/cm <sup>2</sup>	bar	kgm	Nm
20.4	20	52.89	518.90
40.8	40	105.79	1037.79
61.2	60	158.68	1556.69
81.6	80	211.58	2075.58
102.0	100	264.47	2594.48
122.4	120	317.37	3113.37
142.8	140	370.26	3632.27
163.2	160	423.16	4151.16
183.6	180	476.05	4670.06
204.0	200	528.95	5188.96

Manometreler genellikle  $\text{kg/cm}^2$  ve bar taksimatlı yapıldığından ve tork birimi olarak da  $\text{kg.m}$  ve  $\text{Nm}$  kullanıldığından bunlar Tablo 5.3 de dönüşüm kolaylığı için birarada verilmiştir. Basınç ile tork arasındaki değişimi tesbit etmek için ise Tablo 5.3 de hesaplanan değerlere göre basınç-maksimum tork diyagramı çizilmiştir (Şekil 5.2.4).



Şekil 5.2.4. Basınç-maksimum tork diyagramı

Bu diyagram, basınç ile maksimum tork arasında lineer bir bağıntının olduğunu göstermektedir. Bu aynı zamanda uygulamada kolaylık sağlar.

Tasarladığımız hidrolik torkmetrede 39,65 mm çaplı hidrolik silindir kullanılmış ve maksimum M42 (veya 1 5/8) somunun sıkılması hedeflenmiştir. Nümunne olarak da M42, M36 ve M30 somunları üzerinde sıkma denemeleri yapılmıştır. bu somunlar için tork değerleri Tablo 5.4 den seçilir [6].

Tablo 5.4 Tork-Gerilme Tablosu [6]

Civata Çapı		Anahtar Ağızı		Civata Gerilimi KN	İhtiyaç Duyulan Tork NM—Kgf.m	
İn	mm	İn	mm		Yağlı $\mu = 0.1$	Kuru $\mu = 0.2$
	12		19	23	40 — 4.1	75 — 7.6
1/2		7/8		30	55 — 5.6	100 — 10.2
	16		24	43	95 — 9.7	185 — 19
5/8		1 1/16		48	110 — 11.2	205 — 21
3/4		1 1/4		72	195 — 19.8	360 — 36.7
	20		30	71	195 — 19.8	365 — 37.2
7/8		17/16		100	310 — 31.6	585 — 59.6
	24		36	102	340 — 34.6	635 — 64.7
1		1 5/8		131	470 — 48	860 — 87.7
	27		41	134	495 — 50.5	930 — 94.8
1 1/8		1 13/16		173	680 — 69.3	1270 — 129.5
	30		46	163	670 — 68.3	1255 — 128
1 1/4		2		220	950 — 96.8	1785 — 182
	33		50	203	910 — 92.7	1710 — 174.3
1 3/8		2 3/16		274	1280 — 130.5	2420 — 246.7
	36		55	238	1165 — 118.8	2185 — 222.7
1 1/2		2 3/8		333	1680 — 171.3	3195 — 325.7
	39		60	287	1520 — 155	2855 — 291
1 5/8		2 9/16		397	2170 — 221.2	4140 — 422
	42		65	330	1885 — 192	3530 — 360

NOT: Civata malzemesi olarak 4D (DIN 267) veya 8.8 (BS 4882) seçilmiştir.

### 5.2.5. Torkmetrenin boyutlandırılması için mukavemet hesapları

#### 5.2.5.a. Piston kuvveti hesabı

Hidrolik torkmetre ile en büyük M42 somun sıkılacağına göre bunu sıkılmak için gerekli tork değeri Tablo 5.4 den 3530 Nm (360 kgm) bulunur. Bu torku sağlayacak piston kuvvetini ve hidrolik devre basıncını hesaplayalım: (Uygulamada  $a_2 = 21$  cm alınmıştır.)

Hidrolik silindir çapı = 39,65 mm

$a_2$ -Moment kolu = 21 cm

$$\begin{aligned} M &= F \cdot a_2 \\ 359.85 &= F \cdot 0.21 \\ F &= 1713.57 \text{ kgf (Pistonkuvveti)} \\ F &= 16810,12 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F &= p \cdot A \\ 1713.57 &= p \cdot \frac{\pi \cdot 3.965^2}{4} \\ p &= 138.78 \text{ kg/cm}^2 \\ p &= 136.05 \text{ bar (Devrebasıncı)} \end{aligned}$$

Buna göre hidrolik sistem 136,05 bar basınca ayar edildiği zaman M42 somun 3530 Nm torkla sıkılmış olacaktır. Akış hattındaki basınç kayıpları ve diğer kayıplar gözönüne alınarak devre basıncı yüksek tutulur. Bu sistemde maksimum devre basıncı 160 bar alındı. Buna göre piston kuvveti ve tork değerini hesaplayalım.

$$\begin{aligned} 160 \text{ bar} &= 163.2 \text{ kg/cm}^2 \\ F &= 163.2 \text{ kg/cm}^2 \times 12.347 \text{ cm}^2 \\ F &= 2015.03 \text{ kgf} \\ F &= 19767,44 \text{ N.} \end{aligned}$$

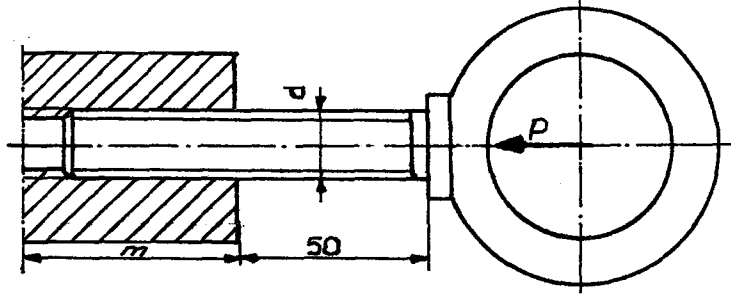
$$\begin{aligned} M &= 2015.03 \times 0.21 \\ M &= 423.15 \text{ kgm} \\ M &= 4151.16 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Bundan sonraki mukavemet hesapları bu kuvvet ve moment değerine göre yapılmıştır.

#### 5.2.5.b Hidrolik silindir et kalınlık hesabı

Silindir iç çapı	: 39.65 mm	$\tau_{em} \geq \frac{p \cdot D}{S_k \times S}$
Akışkan basıncı	: 160 bar	$S = \frac{p \cdot D}{S_k \times \tau_{em}}$
$\tau_{em}$	: 500 N/mm <sup>2</sup>	$= \frac{160 \cdot 39.65}{2 \cdot 500}$
Emniyet katsayısı	: 2	$S = 6.344 \text{ mm}$

### 5.2.5.c. Reaksiyon ringi uzatma vidası mukavemet hesabı



Şekil 5.2.5. Reaksiyon ringi uzatma vidası

Uzatma vidası aksenal olarak basılmaya çalışmaktadır. Vida boyu kısa olduğundan flambaj gerilimi ihmal edilmiştir. Ayrıca flambajdan önce vida dişleri ezilmeye çalışacaktır. Vida yüksüz sıkıştırılmış ve sonra değişken yüklenmiştir.

$$\sigma = \frac{F}{A_1} = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} \leq \sigma_{em}$$

$$\sigma_{em} = 1.4 \sigma_A$$

$$\sigma_{em} = 1.4 \cdot 12$$

$$\sigma_{em} = 16.8 \text{ kg/mm}^2$$

$$A_1 = \frac{F}{\sigma_{em}} = \frac{2015.03}{16.8}$$

$$A_1 = 119.94 \approx 120 \text{ mm}^2$$

Gereç: Ç 1040

$$\sigma_A = 7.5 - 15 \text{ kg/mm}^2 \text{ (Tablodan)}$$

$$F = 2015.03 \text{ kgf}$$

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}}$$

$$d_1 = 12.36 \text{ mm}$$

$$d_1 = 12.50 \text{ mm (Hazır)}$$

$$d \approx 14.30 \text{ mm}$$

Kullanılan vida çapı 14,30 mm olduğundan emniyetlidir.

### 5.2.5.c. Somun boyu hesabı

$$A_1 = \frac{\pi \cdot 12,5^2}{4} = 122.7 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F}{A_1} = \frac{2015.03}{122.7} = 16.4 \text{ kg/mm}^2$$

$$\frac{h}{t_2} = \frac{25,4/18}{0.9} = 1.56$$

$$p = 0.34 \sigma = 0.34 \cdot 16.4$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{12.5}{14.3}$$

$$m = d_1 \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{\sigma}{p} \cdot \frac{h}{t_2} \cdot \frac{d_1}{d_2}$$

$$= 12.5 \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{16.4}{0.34 \cdot 16.4} \cdot 1.56 \cdot \frac{12.5}{14.3}$$

$$m = 50.13 \text{ mm}$$

Somun boyu 52 mm olarak yapılmıştır.



#### 4.2.5.d. Piston kolu flambaj hesabı

$$\begin{aligned}
 p &= 160 \text{ bar} = 163.2 \text{ kg/cm}^2 \\
 \text{Rod yoyu - } L &= 16 \text{ cm} \\
 \text{Piston çapı - } D &= 3.965 \text{ cm} \\
 \text{Rod çapı - } d &= 2 \text{ cm} \\
 E &= 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2 \\
 \text{Emniyet katsayısı - } S_k &= 20
 \end{aligned}$$

160 bar basınçta piston kuvveti  
 $F = 2015.03 \text{ kgf}$  hesaplanmıştır.

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (2.1^4 - d^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (19.44 - d^4)$$

Elastikiyet sınırı dahilinde Euler formülü, geçerli olduğundan

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{S_k \cdot L^2} \text{ formülü kullanılır.}$$

$$0.497 = \frac{\pi}{64} (19.44 - d^4)$$

$$2015.03 = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \times 10^6 \cdot I}{20 \cdot 16^2}$$

$$0.497 = 0.954 - 0.05d^4$$

$$d = 1.73 \text{ cm}$$

$$d = 17.3 \text{ mm}$$

$$I = 0.497 \text{ cm}^4$$

Piston kolu çapı 20 mm olduğu için emniyetlidir.

#### 5.2.5.e. Merkezleme pimi mukavemet hesabı

Sistemde iki adet kullanılan bu pim kesilmeye çalışmaktadır.

$$F = 2015.03 \text{ kgf}$$

$$\text{Gereç} = \text{Ç } 1050$$

$$\tau = 800 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{em} = 560 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{em} = \frac{P}{2 \cdot A} = \frac{P}{2 \left[ \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \right]}$$

$$560 = \frac{2015.03}{2 \left[ \frac{\pi}{4} (D^2 - 0.5^2) \right]}$$

$$D = 1.59 \text{ cm}$$

$$D = 15.9 \text{ mm}$$

Pim çapı 20 mm alınmıştır.

#### 5.2.5.f. Mandal dişli diş kalınlık hesabı

$$p = 160 \text{ bar}$$

$$F = 2015.03 \text{ kgf}$$

$$M = 423.15 \text{ kgm}$$

$$\text{Gereç: } \text{Ç } 7131$$

$$\sigma_{\text{ç}} = 6000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\tau_{kem} = 0.60 \times \sigma_{\text{ç}} = 3600 \text{ kg/cm}^2$$

$$M = P \cdot r$$

$$423.15 = P \cdot 0.043$$

$$P = 9840.69 \text{ kgf}$$

$$\tau_{kem} = \frac{P}{b \times l}$$

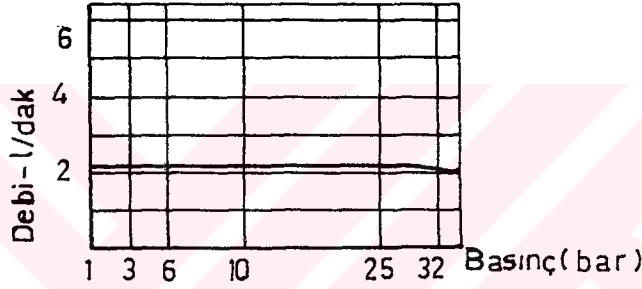
$$3600 = \frac{9840.69}{b \times 2.1}$$

$$b = 1.3 \text{ cm}$$

$$b = 15 \text{ mm alındı}$$

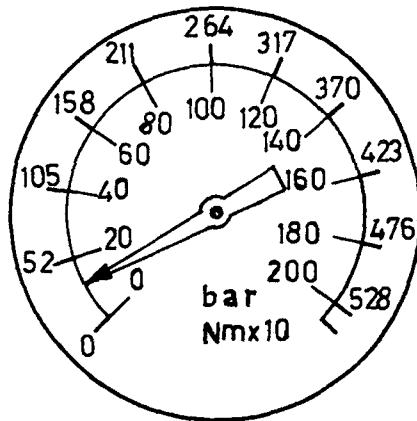
### 5.3. Uygulama örnekleri ve çalışma şartları

Hidrolik torkmetre, optimum bağlama açısını sağlayan boyutları ve hidrolik akışkan gücü ile ihtiyaç duyulan torku minimum kayıpla sağlar. Mekanizmanın direkt olarak hidrolik tahriki, aktarma organı sayısını, dolayısıyla sürtünme kayıplarını azaltmakta, sistemin verimini arttırmaktadır. Akışkanın hidrolik pompa ile hidrolik silindir arasındaki aldığı yolda mesafenin kısa ve hidrolik devre elemanı sayısının az olması hidrolik basınç kayıplarını azaltmaktadır. Ayrıca kullanılan pompanın pozitif yer değiştirmeli pompa (mesela dişli pompa) olması basınç artışına karşılık akışkan debisinde ve dolayısıyla piston hızında önemli düşüş kaydetmez (Şekil 5.3.1) [4].



Şekil 5.3.1 Dişli pompada basınç-debi diyagramı

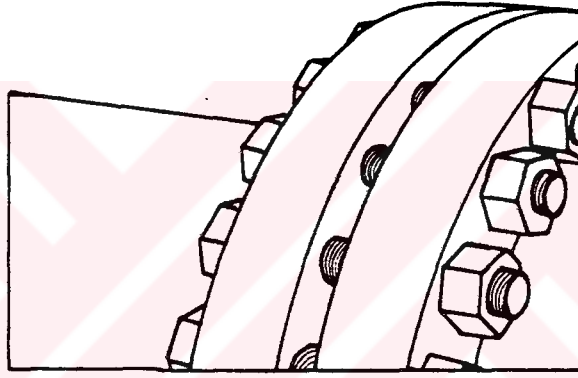
Basıncın ayar edilmesinde kullandığımız manometrenin basınçla birlikte tork cinsinden de kalibre edilmesiyle maksimum tork değerine karşılık gelen basınç değerinin hesaplanması yerine manometreden direkt olarak okunabilir (Şekil 5.3.2). Basınç şoklarını absorbe etmek için ön paneli gliserin doldurulmuş manometreler kullanılır.



Şekil 5.3.2 Basınç-tork skalalı manometre

Tasarlanan torkmetre 160 bar basınç ve 4150 Nm torka göre konstrükte edilmiştir. Bu yükü taşıyarak somunu sıkacak olan altıgen soketler ve içine takıldığı mandal dişli sementasyonla sertleştirilmiştir. Sıkılmış sonunlara takılan reaksiyon ringleri de sertleştirilerek aşınmalar azaltılmıştır.

Soket ve ringlerin çabuk sökülüp takılması torkmetrenin kullanımında pratiklik sağlar. Maksimum M42 (AA = 65) somunların sıkılması mümkündür. Bu mekanizma ile, giriş bölümünde belirtilen birçok sahada kullanılan somunların belli bir öngerilme ile sıkılması ve ayrıca sökülmesi mümkündür (Şekil 5.3.3).

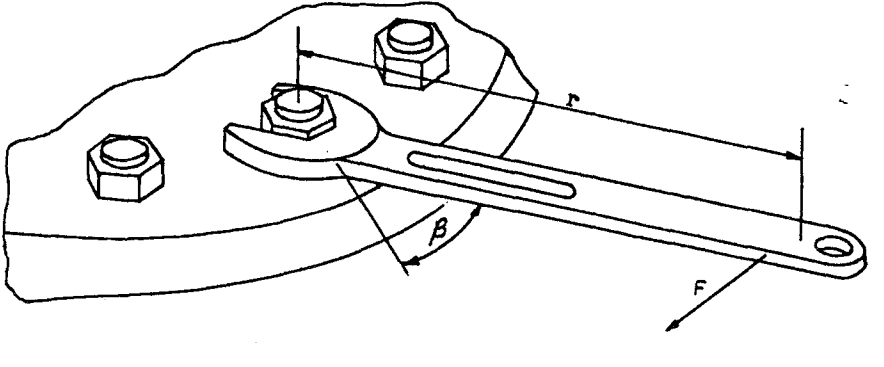


Şekil 5.3.3 Flanş üzerindeki somunlar

Kritik uygulamalarda somunların eşit torkla sıkılması önem kazanır. Ayrıca böyle yerlerde (askeri araç ve ekipmanlar, uzay araçları, petro-kimya vb.) yüksek çekme gerilmeli çelik civatalar ve somunlar kullanılmalıdır. Torkmetre hidrolik bir ünite ile tahrik edilebildiği gibi bir el pompası ile de çalıştırılabilir.

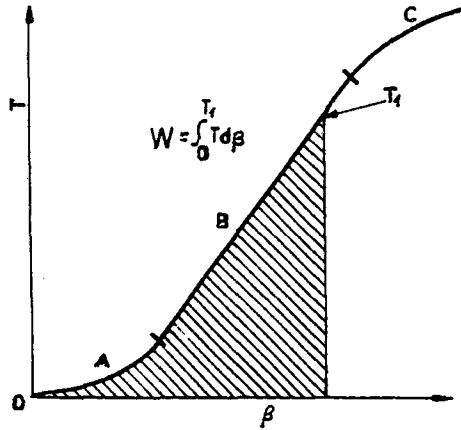
Somunlara uygulanan tork değerleri, akışkanın maruz kaldığı basınç kayıpları dikkate alınarak belirlenen değer üzerinde tutulmalıdır. Bu miktar çeşitli faktörlere bağlıdır. Somunların sıkılmasında kullanılan anahtar ile somuna bir tork uygulanır ve bir iş yapılır. Uygulanan tork; sıkma kuvvetine ( $F$ ), moment koluna ( $r$ ) ve sıkma açısına

( $\beta$ ) bağıdır.  $F$  ve  $r$ 'yi sabit tutarsak maksimum tork için moment kolu doğrultusu ile kuvvet doğrultusu arasındaki açının  $90^\circ$  olması gerekir (Şekil 5.3.4).



Şekil 5.3.4 Anahtar ile somunun sıkılması

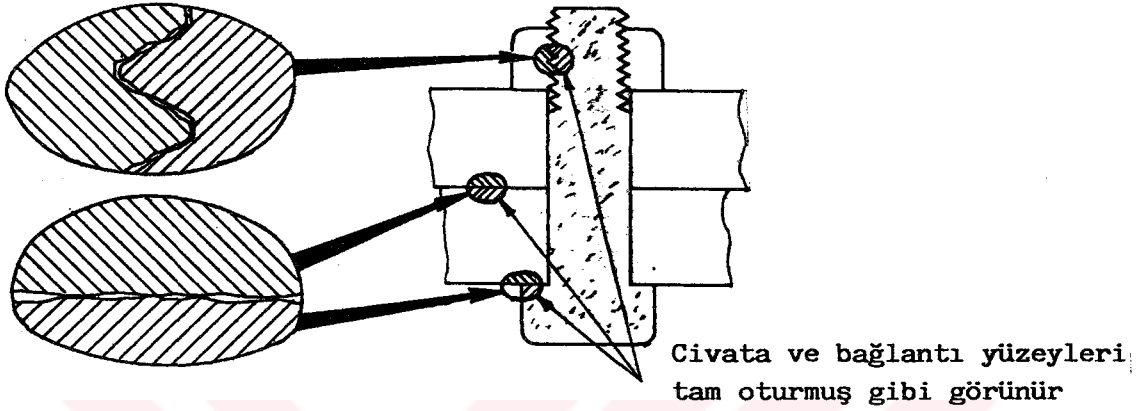
Bunu her an temin etmek güç olduğundan  $90^\circ$  den sapmanın minimum olması gerektiği bölüm 4.4 de izah edilmiş ve buna göre mekanizmanın boyutları tesbit edilmişti. Tork ile sıkma açısı arasındaki bağıntıya dayalı bir diyagram çizersek "S" şeklinde bir eğri elde ederiz (Şekil 5.3.5) Başlangıçta tork düşük olduğu için eğri yaklaşık düze yakındır. Somun sıkıldıkça tork artacağından eğri de yükselmeye başlar [5].



Şekil 5.3.5 Tork-sıkma açısı diyagramı [5]

Bu grafiğe göre somun A bölgesinde anahtar ile tam kavranır B bölgesinde sıkılır ve C bölgesinde civata veya bağlantının diğer parçalarının elâstikiyet sınırı aşıldığı zaman eğri bozulur. Eğrinin altında kalan taralı alan somunda yapılan iş ile orantılıdır.

Bu işin çoğu vida ve somun dişleri arasındaki veya somun ve oturma yüzeyleri arasındaki sürtünme direnci ile ısıya dönüştürülür. Somun oturma yüzeyleri tam düz ve paralel değilse veya civata delikleri bağlantı yüzeylerine dik delinmezse somun sıkıldığı zaman civata eğilecek ve bu da ilave bir iş harcayacaktır (Şekil 5.3.6).



Şekil 5.3.6 Somun oturma yüzeyleri ve vida dişleri

Vida yüzeyleri ile somun ve vida başının oturma yüzeyleri ve parça yüzeyleri pürüzlü olduğu zaman somun sıkıldığında parça yüzeylerinde sadece çok küçük noktalar temas eder. Bu noktaların azlığı torkun sıkma yüzeylerine yayılmasına engel olur ve somun küçük titreşimlerle gevşeyebilir.

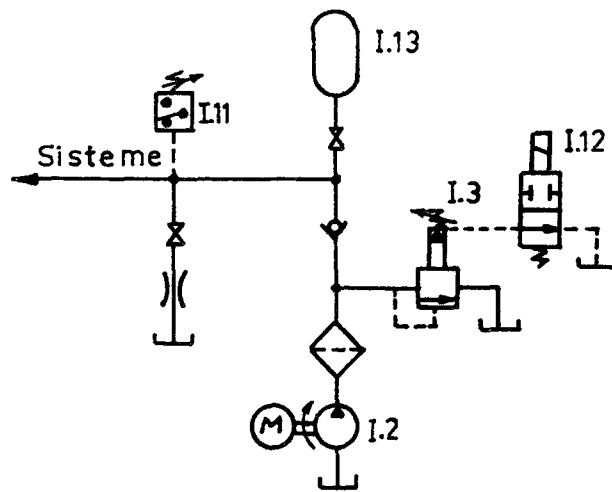
Bir somun veya civata başına uygulanan tork civatayı gererek bir öngerilme oluşturur. Öngerilme için gerekli tork, parçaların yağlanma durumuna da bağlıdır. Vida dişlerinin kirliliği, ezilmiş dişler, boşluklu alıştırma, deliklerin yanlış delinmesi, bağlanan parçaların paralel olmayışı, giriş torkunun bir kısmını absorbe ederek beklenenden daha az öngerilme ile sıkma sağlar. Verilen torkun en iyi şartlarda bile çelik civatalarda ancak % 30'u öngerilmeye dönüşür. Sıkma torku tesbit edilirken bu hususlar dikkate alınmalıdır [6].

İmâl ettiğimiz torkmetrede strok maksimuma erişmeden bağlama açısının ve dolayısıyla torkun maksimum olması hedef alınmıştır. Bu, rod'un eğilmesine ve burkulmasına karşı da bir emniyet unsuru olacaktır.

Somunun sıkıldıkça artan tork ihtiyacı  $a_2$  ve  $u$  uzuvları arasındaki  $\mu$  açısının  $90^\circ$ 'ye yaklaşması ile tork artışı sağlayarak karşılanır. Rod uzadıkça  $\mu$  açısı değişecek ve  $a_2$  uzvuna gelen piston kuvveti değişecektir. Buna rağmen değişiklikler orantılı değildir ve tork çıkışında dalgalanmalar meydana getirir. Somunun boşluğu alındıktan sonra torkmetre somuna  $a_{1min}$ ,  $u_{min}$  pozisyonlarında takılmalıdır. Eğer strok sonunda beklenen torka erişilemezse YKV pozisyon değiştirilerek piston stroku küçültülüp valf tekrar sıkma pozisyonuna getirilir ve sıkma işlemine devam edilir. Tork tamam olduğu anda sistem basıncı güvenlik valfinin ayar edilen değerini aşar ve güvenlik valfi açılarak basınçlı akışkanı tanka tahliye eder.

Sıkma torkuna erişildiğinde güvenlik valfinin (I.3) açılmama ihtimaline karşı basınç hattına bir basınç anahtarı (I.11) bağlanarak sağlanan sinyal ile selonoid valfin (I.12) enerjisi kesilerek pompa (I.2) boşaltılır. Selonoid valf ayrıca yardımcı kontaklarla elektrik motoru starter'ine bağlanarak motoru durdurabilir. Sistem basıncı düşürüldüğü zaman motor ve pompa otomatik olarak çalışabilir (Şekil 5.3.7) [17].

Sıkma operasyonu başlangıcında ihtiyaç duyulan hidrolik enerji ihtiyacını temin için devreye bir de akümülatör (I.13) bağlanabilir.



Şekil 5.3.7 Hidrolik devre güvenlik donanımı

## 6. TASARLANAN TORKMETRENİN TEST EDİLMESİ

Test edilecek hidrolik torkmetre önce test için hazırlanır. Bunun için sistem, güç ünitesine bağlanır ve hidrolik devrede oluşan kavitasyonun telafisi için pompa bir süre yüksüz çalıştırılıp, piston yön-kontrol valfi ile ileri ve geri hareket ettirilir.

Sıkma işlemine başlamak için somun çapına ve anahtar ağzına uygun ring ve soket torkmetredeki yuvalarına takılır. Pistonun sıfır kursunda ( $x=0$ ) iken sıkılacak somun eksenini ile mesnet eksenini arasındaki mesafenin ayarı için, gerekirse piston kolu ucundaki vidalı reaksiyon halkası döndürülerek uzatılır. Bundan sonra torkmetre somun ve mesnet üzerine takılır. Bu işlem yapılmadan önce somunun kol kuvveti ile mümkün olduğu kadar sıkılmış olması gerekir. Böylece torkmetrenin lüzumundan fazla çalıştırılmasına gerek kalmaz.

Sıkılacak somunun sıkma torku Tablo 5.4'den ve bu torka tekabül eden basınç değeri Tablo 5.3'den okunarak, üniteyi bu basınca ayarlamak üzere pompa çıkış hattı kapatılır. Manometre gözlenerek, devre basıncı belirlenen değere ulaşıncaya kadar güvenlik valfi ayar vidası sıkılır. Pompa hattı açılarak, akışkana yol verilir. Yön-kontrol valfinin pozisyonu değiştirilerek sıkma işlemine başlanır.

Torkmetrenin testi sırayla M30, M36 ve M42 ölçüsündeki somunlar üzerinde yapılmıştır. M42 somun için gerekli sıkma torku 3530 Nm ve basınç 136 bar'dır. Somun ve mesnet eksenleri arası mesafe ( $a_1$ ) optimum olarak bulunduğu şekilde 527 mm alınmıştır. Sıkma işlemi 6 operasyonda tamamlanmıştır. Her operasyonda piston geri alınıp, sıkma işlemi tekrarlanmıştır. Son operasyonda, tahrik edildiği halde piston hareket etmemiş, böylece ayarlanan basınç değerine ulaşıldığı görülmüştür. Bu esnada manometredeki basıncın yaklaşık 130 bar olduğu gözlenmiştir. Aradaki fark, basınç kayıpları ve mekanik sürtünmelerden kaynaklanmaktadır.

M36 somun için gerekli sıkma torku 2185 Nm, basınç ise 84 bar dır. Somun ve mesnet eksenleri arasındaki mesafe bu somun için 510 mm alınmıştır. Sıkma işlemi 5 operasyonda yapılmıştır. Başlangıçta sistem kayıpları da gözönüne alınarak 85 bar'a ayarlanmıştır. Son operasyonda pistonun hareketsiz kaldığı (yani akışkanın güvenlik valfinden tanka döndüğü) konumda manometredeki basıncın yaklaşık 80 bar civarında olduğu görüldü.

Yapılan bu ilk iki denemede kayıplar sebebi ile oluşan basınç kaybını telafi etmek için M30 somununun denenmesinde, bu somun için gerekli olan 48 bar basınç yerine, sistem başlangıçta 55 bar basınç değerinde ayarlandı. Bu denemede eksenler arası mesafe 525 mm olarak alındı. 4 operasyonda sıkma işlemi tamamlandı. Son operasyonda, yine benzer şekilde pistonun artık hareket etmediği konumda devre basıncının yaklaşık 50 bar civarında olduğu görüldü. Böylece kayıpları telafi etmek için sistemin ayarlanacağı basınç değerinin tablodan okunan değerden, torka bağlı olarak birkaç bar fazla olması gerektiği anlaşıldı. Bu durum biraz da bağlama açısının her konumda 90° yapılamamasından kaynaklanmaktadır.

Yukarıda izah edildiği gibi, her somunun sıkılmasında hidrolik torkmetre başarı ile çalıştırılmış ve bütün elemanların fonksiyonlarını yerine getirdiği gözlenmiştir. Ayrıca, sıkılan bu somunların aynı torkmetre ile sökme denemeleri de yapılmıştır. Sökme işleminde sistem aynı basınca ayarlı iken torkmetre ters olarak takılır ve benzer şekilde sökme işlemi gerçekleştirilir.



## 7. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada aslında bir kol-kızak mekanizması olan bir hidrolik torkmetrenin bağlama açısı optimize edilerek tasarımı hedeflenmiştir. Bu maksatla kol-kızak mekanizması tanıtılarak bağlama açısının önemi ve mekanizmalarda bu açının teşekkülü izah edilmiştir. Kol-kızak mekanizması ile konum korelasyonu yapılarak, hidrolik torkmetrede tahrik uzvu olan hidrolik silindirin piston kurslarına karşılık çıkış uzvunun aldığı açısız konumlar tesbit edilerek mekanizma boyutlarının bulunmasına çalışılmıştır.

Konum korelasyonu ile elde edilen denklemlerin nonlineer olması sebebi ile çözüm için pratik bir nümerik metod olan Newton metodu ile bilgisayar programından faydalanılmıştır.

Optimum çalışma için bağlama açısının çalışma aralığında  $90^\circ$  den sapması minimize edilmiştir. Bu minimizasyon sonucunda optimum boyutlar bulunmuştur. Bulunan optimum mekanizma boyutları ile hidrolik torkmetre tasarlanmıştır. Tasarlanan bu torkmetrede strok ile bağlama açısı arasındaki bağıntı incelenmiş, bu bağıntı tablo ve diyagram halinde gösterilerek optimum olarak bulunan uzuv uzunlukları ile bağlama açısı  $90^\circ$  ye daha yakın değerler almıştır.

Sabit uzuv uzunluğu ile maksimum bağlama açısı arasındaki ilişki incelenmiş ve optimum mekanizma boyutlarında bağlama açısının  $90^\circ$  ye en yakın değeri aldığı görülmüştür. Hidrolik torkmetrede tork artışı tahrik edilen uzuv boyu sabit olduğu zaman basınç artışına bağlıdır. Basınç ile tork artışı tablo ve diyagram halinde verilmiş olup, aralarında lineer bir bağıntının olduğu görülmüştür.

Torkmetrenin diğer elemanlarının boyutlandırılmasında maksimum tork kapasitesi esas alınarak boyutlandırma hesapları yapılmıştır.

Hidrolik torkmetrenin verimli çalışması ve istenen tork değerlerini vermesi için optimum mekanizma boyutlarında torkmetre imal edilmiş, hidrolik sistemin donanımı gerçekleştirilmiştir. Ayrıca çıkılacak somun ve vidaların imalât ve montajında dikkat edilmesi gereken hususlar ele alınmış ve basınç ve sürtünme kayıplarını azaltarak verilen torkun maksimum değerde öngerilmeye dönüşmesi sağlanmıştır. Bunun yanında maksimum torka erişildiğinde sistemin otokontrolü için hidrolik devrenin ayrıca güvenlik devre elemanları ile donanımının önemi açıklanmıştır.

Bağlama açısının optimizasyonu için kullanılan metod, diğer mekanizmalara da (üç çubuk, krank-biyel mekanizması) benzer şekilde tatbik edilebilir.

Hidrolik torkmetre daha kesin ölçümler için elektronik esaslı bir mikroişlemci ile birleştirilebilir. Böylece uygulanan basınç ve elde edilen tork dönüşümlü olarak ekranda okunabilir, operatör okuma hataları telafi edilebilir. Ayrıca sisteme ilave devreler ile uzaktan kumanda edilebilir.

## 8. KAYNAKLAR

- [1] Shigley, J. E. and Uicker, J. J. (1980), "Theory of Machines and Mechanisms", Mc Graw-Hill Book Co., New York.
- [2] Söylemez, E. (1985), Transmission Angle in "Mechanisms", ODTÜ, Nr. 64, P. 209-224, Ankara.
- [3] Angeles, J. (1982), "Spatial Kinematic Chains", P. 312-321, Springer Verlag, Berlin.
- [4] Enerpac (1987), "Hydraulic Power Application Examples", Switzerland.
- [5] Raymond Engineering Inc. (1992), "Wrench Systems", Middletown, USA.
- [6] Tangye Ltd. (1992), "Bolting Products", Birmingham, UK.
- [7] Söylemez, E. ve Tönük, E. (Eylül 1990), "Piston Tahrikli Büyük Salınım Hareketli Mekanizmaların Optimum Tasarımı", 4. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, S. 211-220, Yalova, İstanbul.
- [8] Yılmaz, Y. (Eylül 1988), "Kayar Biyelli Kol-Sarkaçkol Mekanizmasının Sentezi", 3. Makina Teorisi Sempozyumu, S. 173-182, İzmir.
- [9] Dizioğlu, B. (1975), "Mekanizma Tekniği", C. 1., Esaslar, Çev. F. Pasin, İTÜ, İstanbul.
- [10] Erdoğan, D. (1990), "Mekanizma Tekniği", A.Ü. Ziraat Fakültesi, Nr. 1193, Ankara.
- [11] Alt, H. (1941), "Das Konstruieren von Gelenkvierecken Unter Benutzung Einer Kurventafel", VDI-Z, 85, S. 69-72.

- [12] Lichtenheldt, W. (1975), "Mekanizmaların Konstrüksiyonu",  
Çev. F. Pasin, İTÜ, İstanbul.
- [13] Freudenstein, F. (1955), "Approximate Synthesis of Four-Bar Linkages", Trans. ASME, 77, Nr. 6, P. 853-861.
- [14] Aktaş, Z., Öncül, H. ve Ural, S. (1983), "Sayısal Çözümleme",  
ODTÜ, Ankara.
- [15] Burden, R.L. and Faires, J. D. (1990), "Numerical Analysis",  
PWS Publishers, Boston.
- [16] Myskis, A.D. (1975), "Advanced Mathematic for Engineering",  
Mir Publishers, Moscow.
- [17] Pinches, M. J. and Ashby, J. G. (1989), "Power Hydraulics",  
Prentice Hall International Ltd., Hertfordshire, UK.



**9 - EKLER**

## EK-A. KISMİ TÜREVLERİN HESABI

$$\frac{\partial Z}{\partial a_1} = -\frac{a_1}{a_2^2} \left[ \frac{a_2^2 - a_1^2}{(u+x_1+\eta)(u+x_3+\eta)} + 1 \right]$$

$$\frac{\partial Z}{\partial a_2} = \frac{a_2^4 - a_1^4}{2a_2^3(u+x_1+\eta)(u+x_3+\eta)} + \frac{(u+x_1+\eta)^3 - (u+x_3+\eta)^3}{6\Delta x \cdot a_2^3} + \frac{a_1^2}{a_2^3}$$

$$\frac{\partial Z}{\partial u} = -\frac{(a_2^2 - a_1^2)^2}{4a_2^2} \cdot \frac{(u+x_3+\eta) + (u+x_1+\eta)}{(u+x_3+\eta)^2(u+x_1+\eta)^2} + \frac{1}{4\Delta x \cdot a_2^2} (x_1+x_3+2u+2\eta)$$

$$t_1 = \frac{\partial Z}{\partial a_1}, \quad t_2 = \frac{\partial Z}{\partial a_2}, \quad t_3 = \frac{\partial Z}{\partial u} \quad \text{ve} \quad t_4 = \frac{\partial Z^*}{\partial \eta} \quad \text{denilerek:}$$

$$\frac{\partial t_1}{\partial a_1} = \frac{1}{a_2^2} \left[ \frac{3a_1^2 - a_2^2}{(u+x_3+\eta)(u+x_1+\eta)} - 1 \right]$$

$$\frac{\partial t_1}{\partial a_2} = -\frac{2}{a_2^3} \left[ \frac{a_1^3}{(u+x_3+\eta)(u+x_1+\eta)} - a_1 \right]$$

$$\frac{\partial t_1}{\partial u} = \frac{a_1(a_2^2 - a_1^2) \left[ (u+x_3+\eta) + (u+x_1+\eta) \right]}{a_2^2(u+x_1+\eta)^2(u+x_3+\eta)^2}$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial a_1} = \frac{2a_1}{a_2^3} \left[ -\frac{a_1^2}{(u+x_3+\eta)(u+x_1+\eta)} + 1 \right]$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial a_2} = \frac{a_2^4 + 3a_1^4}{2a_2^4(u+x_3+\eta)(u+x_1+\eta)} + \frac{(u+x_3+\eta)^3 - (u+x_1+\eta)^3}{2\Delta x \cdot a_2^4} - \frac{3a_1^2}{a_2^4}$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial u} = \frac{(a_1^4 - a_2^4) \left[ (u+x_3+\eta) + (u+x_1+\eta) \right]}{2a_2^3(u+x_3+\eta)^2(u+x_1+\eta)^2} + \frac{(u+x_1+\eta)^2 - (u+x_3+\eta)^2}{2\Delta x \cdot a_2^3}$$

$$\frac{\partial t_3}{\partial a_1} = \frac{a_1(a_2^2 - a_1^2)}{a_2^2} \cdot \frac{(u+x_3+\eta) + (u+x_1+\eta)}{(u+x_3+\eta)^2 (u+x_1+\eta)^2}$$

$$\frac{\partial t_3}{\partial a_2} = \frac{a_1^4 - a_2^4}{2a_2^3} \cdot \frac{(u+x_3+\eta) + (u+x_1+\eta)}{(u+x_3+\eta)^2 (u+x_1+\eta)^2} - \frac{1}{2\Delta x a_2^3} \left[ (u+x_3+\eta)^2 - (u+x_1+\eta)^2 \right]$$

$$\frac{\partial t_3}{\partial u} = \frac{(a_2^2 - a_1^2)^2}{2a_2^2} \cdot \frac{p_1^2 + p_2^2 + p_1 p_3}{(u+x_3+\eta)^3 (u+x_1+\eta)^3} + \frac{1}{2a_2^2}$$

$$p_1 = (u+x_1+\eta)$$

$$p_2 = (u+x_2+\eta)$$

$$p_3 = (u+x_3+\eta)$$

$$f_1 = (u+x_1+\eta)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1 a_2 \cos(\psi_1 + \alpha)$$

$$f_2 = (u+x_2+\eta)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1 a_2 \cos(\psi_2 + \alpha)$$

$$f_3 = (u+x_3+\eta)^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_1 a_2 \cos(\psi_3 + \alpha)$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial a_1} = 2 \left[ a_2 \cos(\psi_i + \alpha) - a_1 \right]$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial a_2} = 2 \left[ a_1 \cos(\psi_i + \alpha) - a_2 \right]$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial u} = 2(u+x_i+\eta)$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial \eta} = 2(u+x_i+\eta)$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial \alpha} = -2a_1 a_2 \sin(\psi_i + \alpha) \quad i = 1, 2, 3$$

$$\frac{\partial z^*}{\partial \eta} = \frac{x_3 + x_1 + 2(u+\eta)}{4a_2^2} \cdot \left[ 1 - \frac{(a_2^2 - a_1^2)^2}{(u+x_1+\eta)^2 (u+x_3+\eta)^2} \right]$$

$$g_1 = t_1 \left[ \frac{u+x_1+\eta}{a_2 \cos(\psi_1+\alpha) - a_1} + \frac{u+x_2+\eta}{a_2 \cos(\psi_2+\alpha) - a_1} + \frac{u+x_3+\eta}{a_2 \cos(\psi_3+\alpha) - a_1} \right] \\ + t_2 \left[ \frac{u+x_1+\eta}{a_1 \cos(\psi_1+\alpha) - a_1} + \frac{u+x_2+\eta}{a_1 \cos(\psi_2+\alpha) - a_2} + \frac{u+x_3+\eta}{a_1 \cos(\psi_3+\alpha) - a_2} \right] + 3t_3 + t_4$$

$$g_2 = t_1 \left[ \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_1+\alpha)}{a_1 a_2 \cos(\psi_1+\alpha)} + \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_2+\alpha)}{a_1 a_2 \cos(\psi_2+\alpha)} + \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_3+\alpha)}{a_1 a_2 \cos(\psi_3+\alpha)} \right] \\ + t_2 \left[ \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_1+\alpha)}{a_2 a_1 \cos(\psi_1+\alpha)} + \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_2+\alpha)}{a_2 a_1 \cos(\psi_2+\alpha)} + \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_3+\alpha)}{a_2 a_1 \cos(\psi_3+\alpha)} \right] \\ + t_3 \left[ \frac{-a_1 a_2 \sin(\psi_1+\alpha)}{u+x_1+\eta} - \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_2+\alpha)}{u+x_2+\eta} - \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_3+\alpha)}{u+x_3+\eta} \right]$$

$$g_1 = t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{u+x_i+\eta}{a_2 \cos(\psi_i+\alpha) - a_1} + t_2 \sum_{i=1}^3 \frac{u+x_i+\eta}{a_1 \cos(\psi_i+\alpha) - a_2} + 3t_3 + t_4$$

$$g_2 = t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_i+\alpha)}{a_1 a_2 \cos(\psi_i+\alpha)} + t_2 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_i+\alpha)}{a_2 a_1 \cos(\psi_i+\alpha)} - t_3 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_i+\alpha)}{u+x_i+\eta}$$

$$h_1 = \sum_{i=1}^3 \frac{u+x_i+\eta}{a_2 \cos(\psi_i+\alpha) - a_1} \quad V_1 = \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_i+\alpha)}{a_1 a_2 \cos(\psi_i+\alpha)}$$

$$h_2 = \sum_{i=1}^3 \frac{u+x_i+\eta}{a_1 \cos(\psi_i+\alpha) - a_2} \quad V_2 = \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_i+\alpha)}{a_2 a_1 \cos(\psi_i+\alpha)}$$

$$V_3 = \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_i+\alpha)}{u+x_i+\eta}$$

$g_1$  ve  $g_2$  fonksiyonlarının toplamlarına sırasıyla  $h_1$ ,  $h_2$  ve  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$  denilirse:

$$\frac{\partial g_1}{\partial a_1} = \frac{\partial t_1}{\partial a_1} h_1 + t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{u+x_i+\eta}{[a_2 \cos(\psi_i+\alpha) - a_1]^2} + \frac{\partial t_2}{\partial a_1} \cdot h_2 \\ - t_2 \sum_{i=1}^3 \frac{(u+x_i+\eta) \cos(\psi_i+\alpha)}{[a_1 \cos(\psi_i+\alpha) - a_2]^2} + 3 \frac{\partial t_3}{\partial a_1} + \frac{\partial t_4}{\partial a_1}$$

$$\frac{\partial t_4}{\partial a_1} = \frac{x_3 + x_1 + 2(u+\eta)}{(u+x_1+\eta)^2 (u+x_3+\eta)^2} \cdot \frac{a_1(a_2^2 - a_1^2)}{a_2^2}$$



$$\frac{\partial g_1}{\partial a_2} = \frac{\partial t_1}{\partial a_2} h_1 - t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{(u+x_i+\eta) \cos(\psi_i+\alpha)}{[a_2 \cos(\psi_i+\alpha) - a_1]^2} + \frac{\partial t_2}{\partial a_2} h_2 + t_2 \sum_{i=1}^3 \frac{u+x_i+\eta}{[a_1 \cos(\psi_i+\alpha) - a_2]^2} \\ + 3 \frac{t_3}{\partial a_3} + \frac{\partial t_4}{\partial a_2}$$

$$\frac{\partial t_4}{\partial a_2} = -\frac{1}{2a_2} \left[ x_3 + x_1 + 2(u+\eta) \right] + \frac{a_1^4 - a_2^4}{2a_2^3} \cdot \frac{x_3 + x_1 + 2(u+\eta)}{(u+x_1+\eta)(u+x_3+\eta)}$$

$$\frac{\partial g_1}{\partial u} = \frac{\partial t_1}{\partial u} \cdot h_1 + t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{1}{a_2 \cos(\psi_i+\alpha) - a_1} + \frac{\partial t_2}{\partial u} \cdot h_2 + t_2 \sum_{i=1}^3 \frac{1}{a_1 \cos(\psi_i+\alpha) - a_2} \\ + 3 \frac{t_3}{\partial u} + \frac{\partial t_4}{\partial u}$$

$$\frac{\partial t_4}{\partial u} = \frac{1}{2a_2^2} \left[ 1 + \frac{[x_3 + x_1 + 2(u+\eta)]^2 - (u+x_1+\eta)(u+x_3+\eta)}{(u+x_1+\eta)(u+x_3+\eta)} \frac{(a_2^2 - a_1^2)^2}{3} \right]$$

$$\frac{\partial g_1^*}{\partial \eta} = \frac{\partial t_1}{\partial \eta} h_1 + t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{1}{[a_2 \cos(\psi_i+\alpha) - a_1]} + \frac{\partial t_2}{\partial \eta} h_2 + t_2 \sum_{i=1}^3 \frac{1}{[a_1 \cos(\psi_i+\alpha) - a_2]} + 3 \frac{\partial t_3}{\partial \eta} + \frac{\partial t_4}{\partial \eta}$$

$$\frac{\partial t_4}{\partial \eta} = \frac{1}{2a_2^2} \left[ 1 + \frac{[x_3 + x_1 + 2(u+\eta)]^2 - (u+x_1+\eta)(u+x_3+\eta)}{(u+x_1+\eta)(u+x_3+\eta)} \frac{(a_2^2 - a_1^2)^2}{3} \right]$$

$$\frac{\partial g_1^*}{\partial \alpha} = t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{(u+x_i+\eta) a_2 \sin(\psi_i+\alpha)}{[a_2 \cos(\psi_i+\alpha) - a_1]^2} + t_2 \sum_{i=1}^3 \frac{(u+x_i+\eta) a_1 \sin(\psi_i+\alpha)}{[a_1 \cos(\psi_i+\alpha) - a_2]^2}$$

$$\frac{\partial t_1}{\partial \eta} = \frac{\partial t_1}{\partial u} = \frac{a_1 (a_2^2 - a_1^2) (x_3 + x_1 + 2u + 2\eta)}{a_2^2 (u+x_1+\eta)^2 (u+x_3+\eta)^2}$$

$$\frac{\partial t_2}{\partial \eta} = \frac{\partial t_2}{\partial u} = \frac{(a_2^4 - a_1^4) (x_3 + x_1 + 2u + 2\eta)}{2a_2^3 (u+x_1+\eta)^2 (u+x_3+\eta)^2} - \frac{2(u+\eta) + x_1 + x_3}{2a_2^3}$$

$$\frac{\partial t_3}{\partial \eta} = \frac{\partial t_3}{\partial u}$$

$$\frac{\partial g_2}{\partial a_1} = \frac{\partial t_1}{\partial a_1} V_1 - t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{0.5 a_2^2 \sin 2(\psi_i + \alpha)}{[a_1 - a_2 \cos(\psi_i + \alpha)]^2} + V_2 \frac{\partial t_2}{\partial a_1} + \sum_{i=1}^3 \frac{a_2^2 \sin 2(\psi_i + \alpha)}{[a_2 - a_1 \cos(\psi_i + \alpha)]^2} t_2 - \frac{\partial t_3}{\partial a_1} V_3 - t_3 \sum_{i=1}^3 \frac{a_2 \sin 2(\psi_i + \alpha)}{u + x_i + \eta}$$

$$\frac{\partial g_2}{\partial a_2} = \frac{\partial t_1}{\partial a_2} V_1 + t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1^2 \sin 2(\psi_i + \alpha)}{[a_1 - a_2 \cos(\psi_i + \alpha)]^2} + \frac{\partial t_2}{\partial a_2} V_2 - t_2 \sum_{i=1}^3 \frac{0.5 a_1^2 \sin 2(\psi_i + \alpha)}{[a_2 - a_1 \cos(\psi_i + \alpha)]^2} - \frac{\partial t_3}{\partial a_2} V_3 - t_3 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 \sin 2(\psi_i + \alpha)}{u + x_i + \eta}$$

$$\frac{\partial g_2}{\partial u} = \frac{\partial t_1}{\partial u} V_1 + \frac{\partial t_2}{\partial u} V_2 - \frac{\partial t_3}{\partial u} V_3 + t_3 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_i + \alpha)}{(u + x_i + \eta)^2}$$

$$* \frac{\partial g_2}{\partial \eta} = \frac{\partial t_1}{\partial \eta} V_1 + \frac{\partial t_2}{\partial \eta} V_2 - \frac{\partial t_3}{\partial \eta} V_3 + t_3 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2 \sin(\psi_i + \alpha)}{(u + x_i + \eta)^2}$$

$$* \frac{\partial g_2}{\partial \alpha} = t_1 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1^2 a_2 \cos(\psi_i + \alpha) - a_1 a_2^2}{[a_1 - a_2 \cos(\psi_i + \alpha)]^2} + t_2 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2^2 \cos(\psi_i + \alpha) - a_1^2 a_2}{[a_2 - a_1 \cos(\psi_i + \alpha)]^2} - t_3 \sum_{i=1}^3 \frac{a_1 a_2 \cos(\psi_i + \alpha)}{u + x_i + \eta} - a_1 a_2 (a_1 \cos - a_2)$$

## EK - B1

$a_1, a_2, u$  BOYUTLARININ  $f_1, f_2, f_3$  FONKSİYONLARI YARDIMI İLE BULUNMASI İÇİN  
NEWTON MTDU KULLANILARAK YAZILAN PROGRAM

```

pi = 3.14159265# : PU= pi/180 : DIM XX (10), f (10), DF (10, 10), DLTA (10), X (10)
PRINT: INPUT "BİLİNMEYEN SAYISI = ";N: PRINT
KONT = 1 : TOL X = 1 E-15 : ITER=0 : DMP=.1 : TOLF=.00001
PRINT "X VE Fİ DEGERLERİ ?"
FOR I= 1 TO 3 : PRINT "X" ; I ; "=" ; : INPUT " " ; XI (I)
PRINT "Fİ" ; I ; "=" ; : INPUT FI (I) : FI (I) = FI (I) * PU : NEXT
53 PRINT "BASLANGIC TAHMİNLERİNİ VER" :
FOR I=1 TO N: PRINT "X" ; I ; "=" ; : INPUT X (I) : NEXT
GOSUB FUN : GOSUB EFNOR : EF1 = EFNRM : IF EF1<=TOLF THEN GOTO 4
1 GOSUB DFDX : GOSUB DCP : KK=0
FOR I=1 TO N : DLTA (I)=XX (I) : NEXT : GOSUB NORM : DLN=NRM
IF DLN<TOLX THEN GOTO 4
3 FOR I=1 TO N : X (I) =X (I) - DLTA (I) : NEXT : CLS: PRINT "ITER=" : ITER: PRINT : PRINT" K
K=" ; KK
FOR I=1 TO N: PRINT USING "## - ### . ### . ### . ###" ; I, DLTA (I) , X (I) : NEXT : PRINT DLN
GOTO 5
4 EF2=EF1 : GOTO 6
5 GOSUB FUN : KONT=KONT+1 : GOSUB EFNOR : EF2=EFNRM
6 IF EF2<=TOLF THEN GOTO 8
IF EF2<EF1 THEN GOTO 10
IF KK=48 THEN INPUT C$ : STOP
KK=KK+1 : FOR I=1 TO N : IF KK>=2 THEN DLTA (I) = DMP*DLTA (I) : GOTO 7
DLTA (I)=DLTA (I)*(DMP-1)
7 NEXT
GOSUB NORM : DLN=NRM : IF DLN<=TOLX THEN PRINT "İraksama oldu" : STOP
FOR I=1 TO N: X (I) = X (I) -DLTA (I) : NEXT : CLS: PRINT "ITER="; ITER: PRINT: PRINT" K
K=" ; KK
FOR I=1 TO N: PRINT USING "## - ### . ### . ### . ###" ; I, DLTA (I), X(I): NEXT: PRINT DLN:
GOTO 5
10 ITER=ITER+1: IF ITER>55 THEN PRINT" iterasyon limitİ geçildi" : INPUT r$:STOP
EF1=EF2 : GOTO 1
8 PRINT "COZUM:" : FOR I=1 TO N : PRINT USNIG"## - ### . ###" ; I, X (I) : NEXT : END
EFNOR:
EFNRM=ABS (f(1)) : FOR L=2 TO N : IF ABS (f(L))>EFNRM THEN EFNRM=ABS (f(L))
NEXT : RETURN
NORM:
NRM=ABS (DLTA (1)): FOR L=2 TO N: IF ABS (DLTA (L)) > NRM THEN NRM=ABS (DLTA (L))
NEXT: RETURN
FUN:
f(1)=(x(3) + XI (1)) ^ 2 - X (1) ^ 2 - X (2) ^ 2+2*X (1) *X (2) * COS (FI (1))
f(2)=(x(3) + XI (2)) ^ 2 - X (1) ^ 2 - X (2) ^ 2+2*X (1) *X (2) * COS (FI (2))
f(3)=(x(3) + XI (3)) ^ 2 - X (1) ^ 2 - X (2) ^ 2+2*X (1) *X (2) * COS (FI (3)) : RETURN
DFDX:
DF (1,1) =2*(X (2) * COS (FI (1)) -X (1)) : DF (1,3) =2*(X (3) + XI (1))
DF (1,2) =2*(X (1) * COS (FI (1)) -X (2)) : DF (2,1) =2*(X (2) * COS (FI (2)) -X (1))
DF (2,2) =2*(X (1) * COS (FI (2)) -X (2)) : DF (2,3) =2*(X (3) + XI (2))
DF (3,1) =2*(X (2) * COS (FI (3)) -X (1)) : DF (3,3) =2*(X (3) + XI (3))
DF (3,2) =2*(X (1) * COS (FI (3)) -X (2)) :RETURN
DCP:
FOR I=1 TO N : DF (I, N+1) = f(I) : NEXT : NC=N+1 : NE=N-1
FOR I=1 TO NE : NA=I+1 : IF DF (I,I) <> 0 THEN 50
FOR L=NA TO N : IF DF (L,I)<> 0 THEN sn =L : GOTO 19
NEXT L
31 PRINT "Matris teklidir" :STOP
19 FOR T=I TO NC : UZ=DF (sn,T) : DF (I,T) =DF (I,T) : DF (I,T) = UZ : NEXT
50 FOR J=NA TO N : ORAN = DF (J,I)/DF (I,I)
FOR K=NA TO NC : DF (J,K)=DF (J,K) - ORAN*DF (I,K) : NEXT K,J,I
IF DF (N,N) =0 OR ABS (DF (N,N)) < 1E-12 THEN 31
XX (N) = DF (N,N+1)/DF(N,N) : FOR I=NE TO 1 STEP -1 : FOR J=I TO I
DF (J,NC) =DF (J,NC)-DF(J,I+1) *XX (I+1) : NEXT
XX (I) =DF (I,NC)/DF (I,I) : NEXT : RETURN

```

## EK - B2

## ORTALAMA KAREKÖK HATASININ MINİMİZASYONU İÇİN KULLANILAN PROGRAM

```

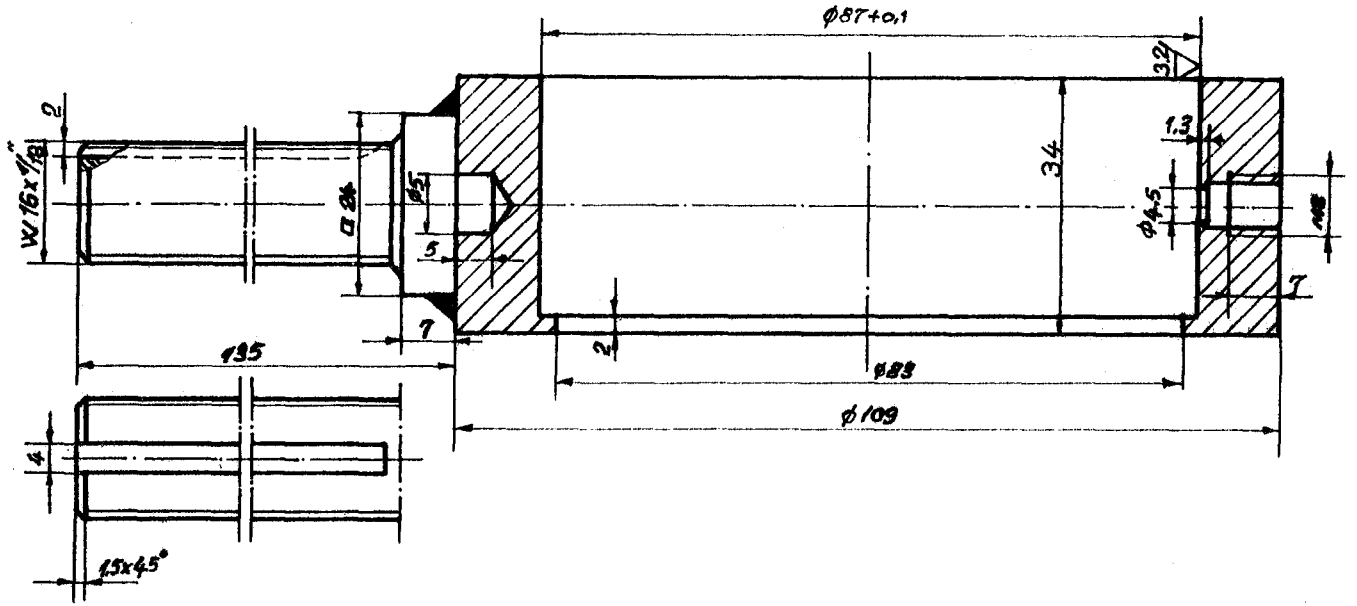
DEFDBL a-Z: DIM X (10) , f(25), df (10,10), DLTA (25) : DMP=.1
PRINT : INPUT "BİLİNMEYENE SAYISI=": N: PRINT : PI=3.1415926535# : pu = PI/180
KONT=1 : TOLX=1D-18: ITER=0: PRINT : TOLF=.00001
PRINT "X'ler ve Fi'leri ver" : FOR i=1 TO 3: PRINT "X" ;i; "=";
INPUT ; " " , XX (i) : PRINT " fi" ;i;"=" : INPUT fi fi (i): (i) =fi (i) *pu: NEXT : PRINT
FOR i=1 TO 3: PRINT "a" ;i; "=" ; : INPUT a (i) : NEXT : PRINT
53 PRINT "BAŞL. TAHMİNLERİNİ VER":
FOR i=1 TO N: PRINT "X" ;i; "=" ; : INPUT X (i) : NEXT
GOSUB FUN: GOSUB EFNOR : ef1=EFNRM: IF ef1<=TOLF THEN GOTO 4
1 GOSUB DFDX : GOSUB DCP : KK = 0
FOR i=1 TO N: DLTA (i) = Xex (i): NEXT: GOSUB NORM: DLN=NRM
IF DLN<TOLX THEN GOTO 4
3 FOR i=1 TO N : X (i) =X (i) -DLTA (i) : NEXT :CLS: PRINT " ITER =" ; ITER: PRINT: PRINT" K
K =" ; KK
FOR i=1 TO N; PRINT USING "## -### .#### ###.####"; i, DLTA (i), x(i) : NEXT : PRINT :PRINT DLN
GOTO 5
4 ef2=ef1 : GOTO 6
5 GOSUB FUN : KONT=KONT+1 : GOSUB EFNOR : ef2=EFNRM
6 IF ef2<=TOLF THEN GOTO 8
IF ef2<ef1 THEN GOTO 10
IF KK = 48 THEN STOP
KK=KK+1 : FOR i=1 TO N : IF KK>=2 THEN DLTA (i) = DMP*DLTA (1) : GOTO 7
DLTA (i)=DLTA (i)*(DMP-1)
7 NEXT
GOSUB NORM : DLN=NRM : IF DLN<=TOLX THEN PRINT "İraksama oldu" :STOP
FOR i=1 TO N; X (i)=X(i)-DLTA(i) : NEXT :CLS : PRINT "İTER=" ; ITER : PRINT : PRINT" K
K=" ;KK
FOR i=1 TO N: PRINT USING"## -###.###.####"; i, DLTA(i), x(i): NEXT : PRINT: PRINT DLN: GOTO 5
10 ITER=ITER+1: IF ITER>55 THEN PRINT "iterasyon limiti geçildi" : STOP
ef1=ef2 : GOTO 1
8 CLS:;PRINT"COZUM:";FOR i=1 TO N: PRINT USNIG"## -###.####"; i, x(i); NEXT
END
EFNOR:
EFNRM=ABS (f(1)): FOR L=2 TO N:IF ABS (f(L))>EFNRM THEN EFNRM=ABS (f(L))
NEXT ; RETURN
NORM:
NRM=ABS (DLTA (1)); FOR L=2 TO N; IF ABS (DLTA(L))>NRM THEN NRM=ABS (DLTA(L))
NEXT ; RETURN
FUN:
p1 = a(3) +xx(1)+x(1) : p3=a(3) +xx(3)+x(1) : d1x=xx(3)-xx(1)
t1=-a(1)*((a(2)^2-a(1)^2)/p1/p3+1)/a(2)^2
t2=.5*(a(2)^4-a(1)^4)/a(2)^3/p1/p3+(p1^3-p3^3)/6/d1x/a(2)^3+a(1)^2/a(2)^3
t3=-(a(2)^2-a(1)^2)^2*(p3+p1)/4/a(2)^2/p1^2/p3^2+.25*(p3+p1)/a(2)^2
t4=.25*(p1+p3)/a(2)^2*(1-(a(2)^2-a(1)^2)^2/p1^2/p3^2)
tp1=0 : tp2=0 : tp3=0 : tp4=0 ; tp5=0 a1a2=a(1)*a(2)
FOR i=1 TO 3 : pp=a (3)+xx(i)+x(1): ac=fi(i)+x(2) : sn=SIN (ac)
cc12=a (1)*COS (ac)-a(2) : cc21=a(2)*COS (ac)-a(1)
tp1=tp1+pp/cc21 : tp2=tp2+pp/cc12 : tp3=tp3+a1a2*sn/(-cc21)
tp4=tp4+a1a2*sn/(-cc12) : tp5=tp5+a1a2*sn/pp ; NEXT
f(1)=t1*tp1+t2*tp2+3*t3+t4 : f(2)=t1*tp3+t2*tp4-t3*tp5 ; RETURN
DFDX:
p1 = a(3) +xx(1)+x(1) : p3=a3 +xx(3)+x(1) : d1x=xx(3)-xx(1)
t1=-a(1)*((a(2)^2-a(1)^2)/p1/p3+1)/a(2)^2
t2=.5*(a(2)^4-a(1)^4)/a(2)^3/p1/p3+(p1^3-p3^3)/6/d1x/a(2)^3+a(1)^2/a(2)^3
t3=-(a(2)^2-a(1)^2)^2*(p3+p1)/4/a(2)^2/p1^2/p3^2+.25*(p3+p1)/a(2)^2
t4=.25*(p1+p3)/a(2)^2*(1-(a(2)^2-a(1)^2)^2/p1^2/p3^2)
tp1=0 : tp2=0 : tp3=0 : tp4=0 : tp5=0 : tr1=0 : tr2 =0
tr3=0 : tr4=0 : tr5=0 : tr6=0 : tr7=0 : tr8=0 : tz1=0 : tz2=0
tz3=0 : tz4=0 : tz5=0 : tz6=0 : tz7=0 : tz8=0 : tz9=0 : tz10=0

```

```

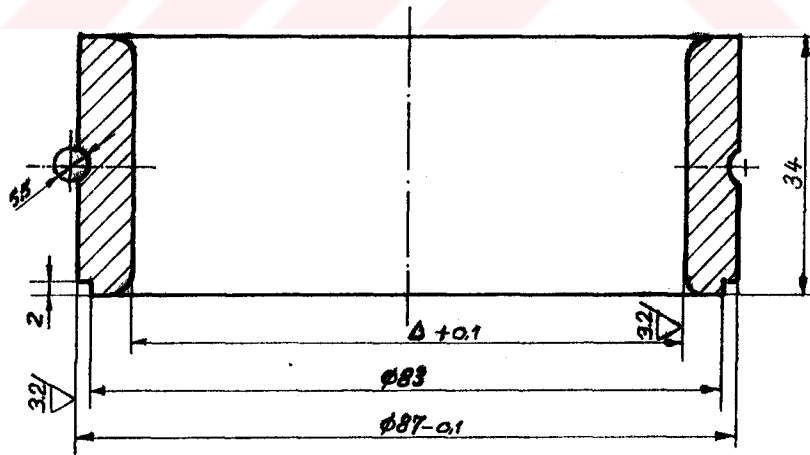
FOR i=1 TO 3 : pp=a (3)+xx(i)+x(1) : ac=fi(i)+x(2) : sn=SIN (ac) : sn2=SIN(2*ac)
cc12=a(1)*COS(ac)-a(2) : cc21=a(2)*COS(ac)-a(1)
  tp1=tp1+pp/cc21 : tp2=tp2+pp/cc12 : tp3=tp3+a1a2*sn/(-cc21)
  tp4=tp4+a1a2*sn/(-cc12) : tp5=tp5+a1a2*sn/pp
tr1=tr1+pp/cc21^2 : tr2=tr2+pp*COS (ac)/cc12^2
tr3=tr3+pp*COS(ac/cc21^2 : tr4=tr4+pp/cc12^2
tr5=tr5+1/cc21 : tr6=tr6+1/cc12 : tr7=tr7+pp*a(2)*sn/cc21^2
tr8=tr8+pp*a(1)*sn/cc12^2 : tz1=tz1+.5*a(2)^2*sn2/cc21^2
  tz2=tz2+a(2)^2*sn/cc^2 : tz3=tz3+a(2)*sn/pp : tz4=tz4+a(1)^2*sn/cc21^2
  tz5=tz5+.5*a(1)^2*sn12/cc12^2 : tz6=tz6+a(1)*sn/pp
  tz7=tz7+a1a2*sn/pp^2 : tz8=tz8+a1a2*cc12/cc21^2
  tz9=tz9+a1a2*cc21/cc12^2 : tz10=tz10+a1a2*COS (ac)/pp : NEXT
t1a1=(3*a(1)^2-a(2)^2)/p1/p3-1/a(2)^2
t1a2=-2*(a(1)^3/p1/p3-a(1))/a(2)^3
t1a3=a(1)*(a(2)^2-a(1)^2*(p3+p1))/a(2)^2/p1^2/p3^2
t2a1=2*a(1)/a(2)^3*(1-a(1)^2/p1/p3)
t2a2=(a(2)^4+3*a(1)^4/2/a(2)^4/p1(p3+(p3^3-p13)/2/d1x/a(2)^4-3*a(1)^2/a(2)^4
t2a3=(a(1)^4-a(2)^4)*(p1+p3)/2/a(2)^3/p3^2/p1^2+(p1+p3)/2/a(2)^3
t3a1=a(1)*(a(2)^2-a(1)^2)*(p1+p3)/a(2)^2/p3^2/p1^2
t3a2=(a(1)^4-a(2)^4*(p1+p3)/2/a(2)^3/p1^2/p3^2-(p3+p1)/2/a(2)^3
t3a3=(a(2)^2-a(1)^2)^2*(p1^2+p3^2+p1*p3)/2/a(2)^2/p1^3/p3^3+.5/a(2)^2
t4a1=t1a3 : t4a2=t3a2 : t4a3=t3a3 : t4e=t3a3 : t1e=t1a3 : t2e=t2a3 : t3e=t3a3
g1a1=t1a1*tp1+t1*tr1+t2a1*tp2-t2*tr2+3*t3a1+t4a1
g1a2=t1a2*tp1-t1*tr3+t2a2*tp2+t2*tr4+3*t3a2+t4a2
g1a3=t1a3*tp1+t1*tr5+t2a3*tp2+t2*tr6+3*t3a3+t4a3
g1e=t1e*tp1+t1*tr5+t2e*tp2+t2*tr6+3*t3e+t4e
df (1, 1) = g1a1*tp1+g1a2*tp2+3*g1a3+g1e : g1af=t1*tr7+t2*tr8
df (1, 2) = g1a1*tp3+g1a2*tp4+g1a3*tp5+g1af
g2a1=t1a1*tp3-t1*tz1+t2a1*tp4+t2*tz2-t3a1*tp5-t3*tz3
g2a2=t1a2*tp3+t1*tz4+t2a2*tp4-t2*tz5-t3a2*tp5-t3*tz6
g2a3=t1a3*tp3+t2a3*tp4-t3a3*tp5+t3*tz7
g2e=t1e*tp3+t2e*tp4-t3e*tp5+t3*tz7
df (2, 1) = g2a1*tp1+g2a2*tp2+3*g2a3+g2e : g2af=t1*tz8+t2*tz9-t3*tz10
df (2, 2) = g2a1*tp3+g2a2*tp4+g2a3*tp5+g2af
RETURN
DCP:
FOR i=1 TO N: df (i, N+1) = f(i) : NEXT: NC=N+1 : NE=N-1
FOR i=1 TO NE : NA=i+1 : IF df (i,i) <>0 THEN 50
FOR L=NA TO N : IF df(L,i) <>0 THEN sn=L : GOTO 19
NEXT L
31 PRINT "Matris tekildir" : STOP
19 FOR T=i TO NC : UZ=df (sn,T) : df(sn,T)=df(i,T) : df(i,T)=UZ : NEXT
50 FOR J=NA TO N : ORAN=df (J,i)/df(i,i)
FOR K=NA TO NC : df(J,K) = df(J,K)-ORAN*df(i,K) :NEXT K,J,i
IF df (N,N) =0 OR ABS (df(N,N))<1E-12 THEN 31
Xex (N) =df (N, N+1)/df(N,N) : FOR i=NE TO 1 STEP-1 : FOR J=1 TO i
df(J,NC) =df(J,NC)-df(J,i+1)*Xex (i+1) : NEXT
Xex (i) =df (i,NC)/df(i,i) : NEXT : RETURN

```



Gizem	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Gereç	Resim Nr.
H. Sağlam	1	1:1	Uzatma vidalı reaksiyon ringi	Ç 1060	103

63 / (✓)

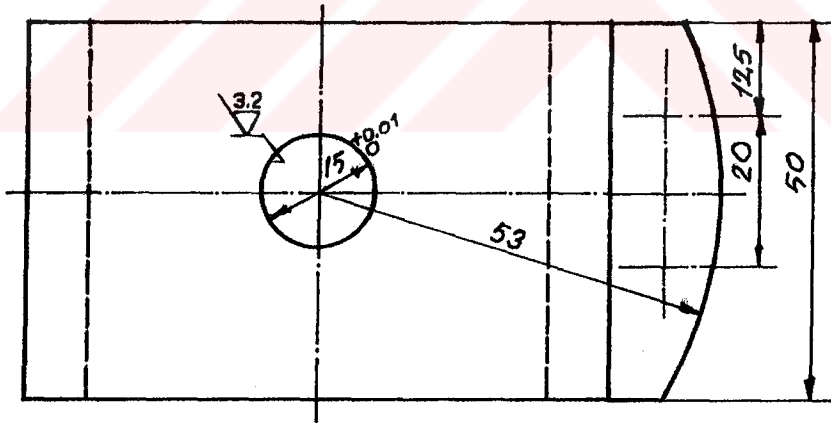
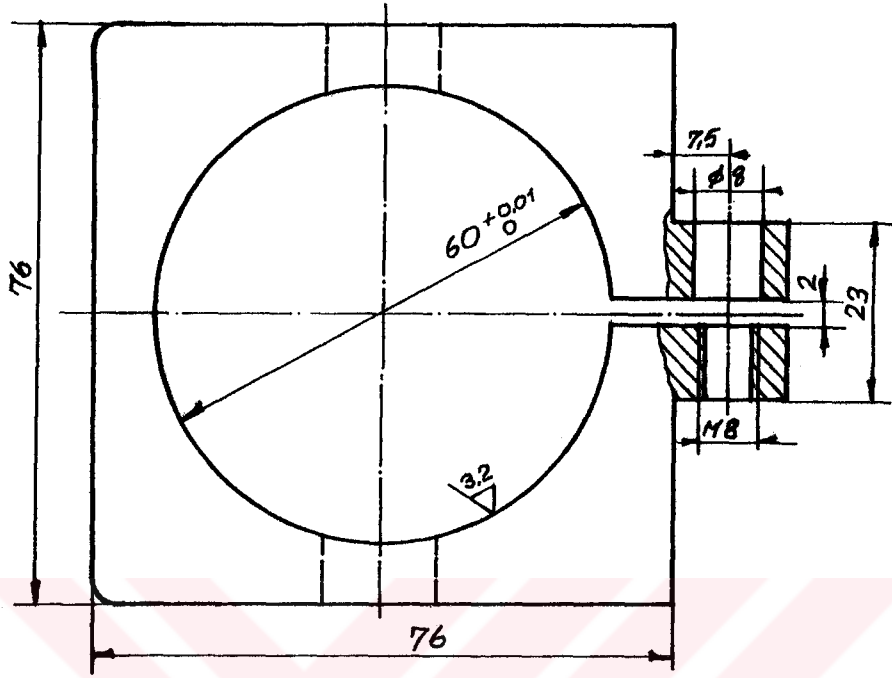


Not: Ringler sementasyon ile  
sertleştirilmiş  
Sd = 0,5 ± 0,1  
Rc = 50

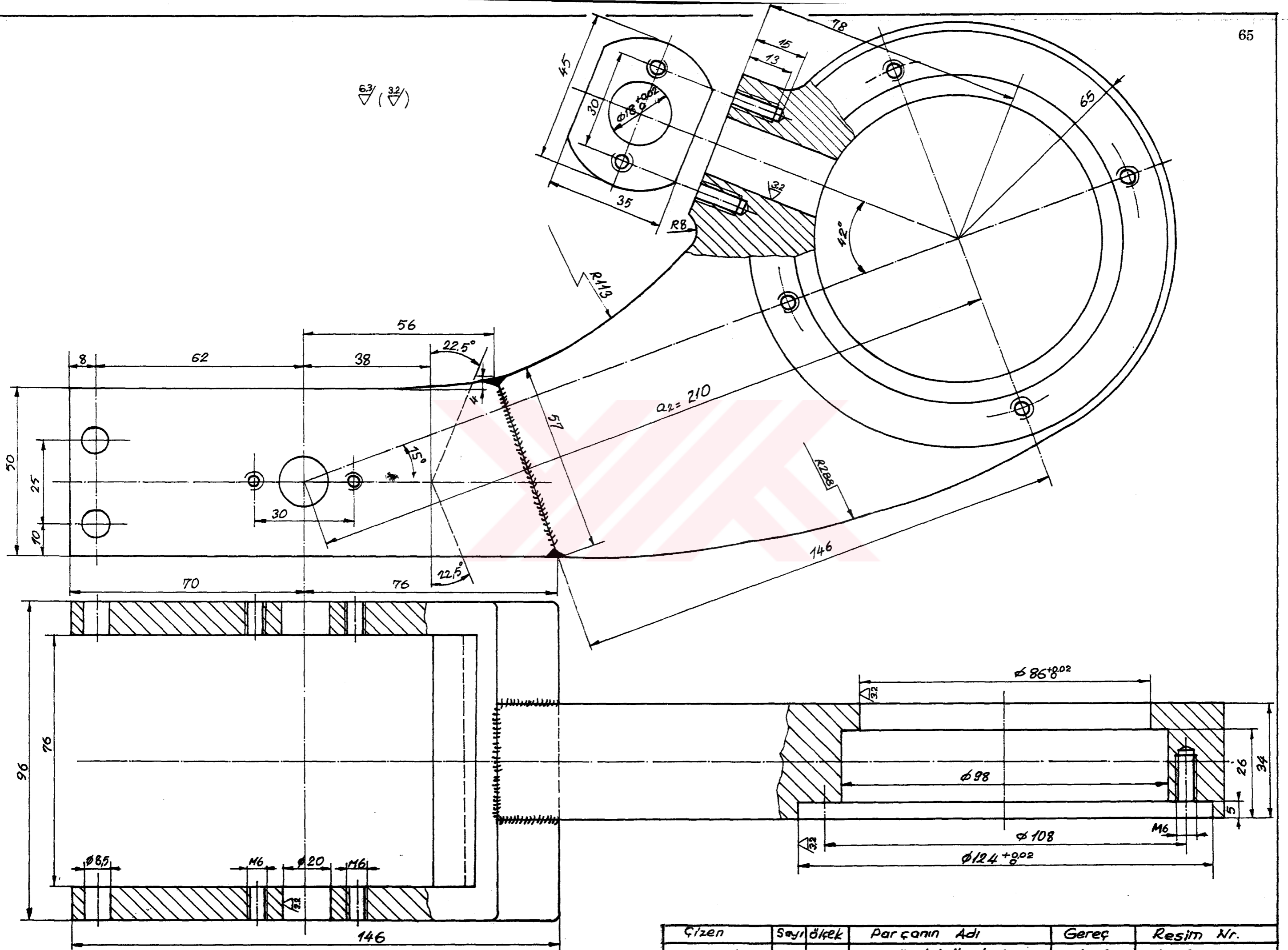
Vida Çapı	Ø
M 42	73,5
M 36	62
M 30	52

Gizem	Sayı	Ölçek	Parçanın adı	Gereç	Resim Nr.
H. Sağlam	3	1:1	Ring serisi	Ç 1050	104

6.3/(\n)



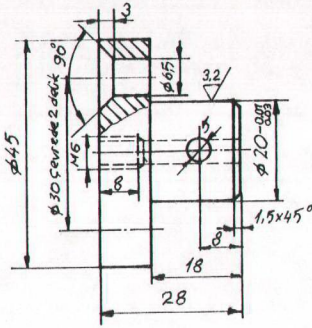
Gizem	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Gereç	Resim Nr.
H. Sağlam	1	1:1	Tesbit parçası	Ç1040	105

$\nabla_{63} \left( \nabla_{32} \right)$ 


Çizen	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Gereç	Resim Nr.
H. Sağlam	1	1:1	Çatallı tahrik kolu	Ç 1040	1 06

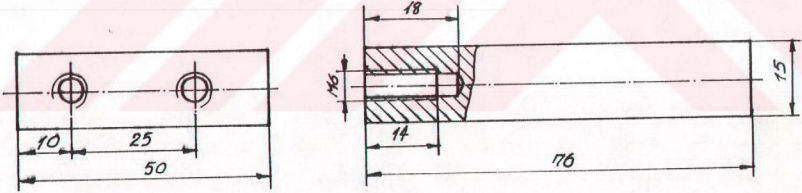


63/ (32/)

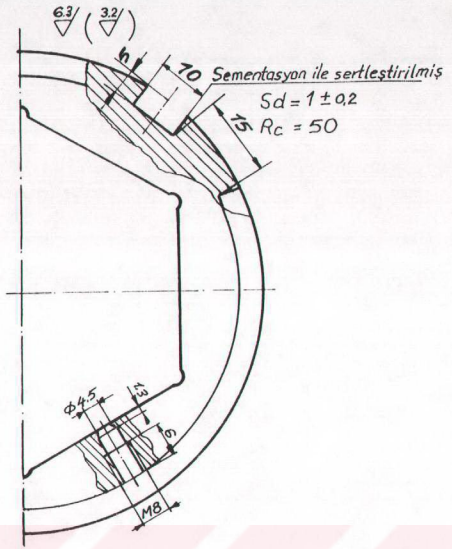
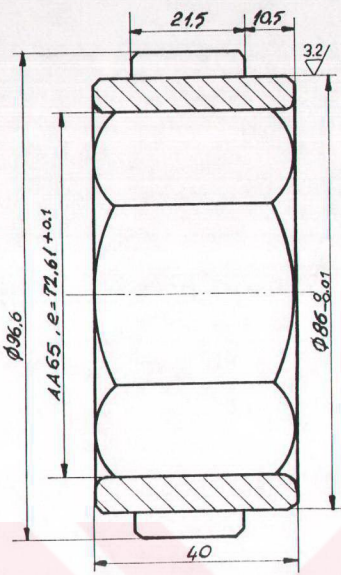


Çizeri	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Gereç	Resim Nr.
H. Sağlam	2	1:1	Merkezlendirme pervanesi	Ç 1070	108

125/

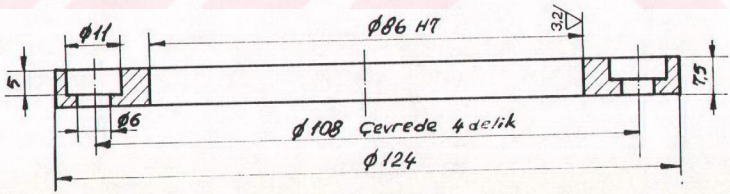


Çizeri	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Gereç	Resim Nr.
H. Sağlam	1	1:1	Ara parçası	Ç 1040	107

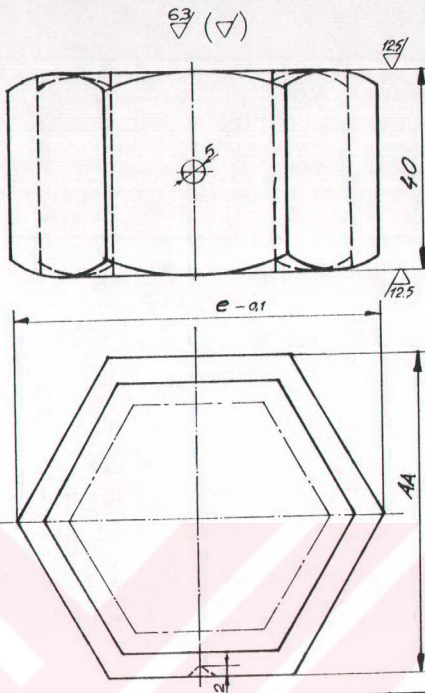


Çizen	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Gereç	Resim Nr.
H. Sağlam	1	1:1	Mandal dişli z=11	Ç 7131	109

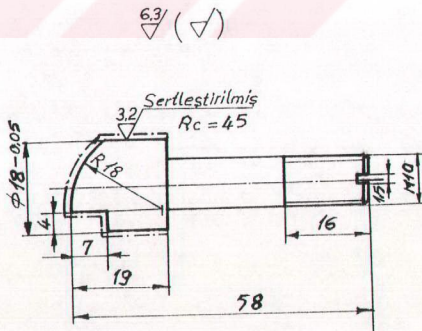
6.3/ (3.2/)



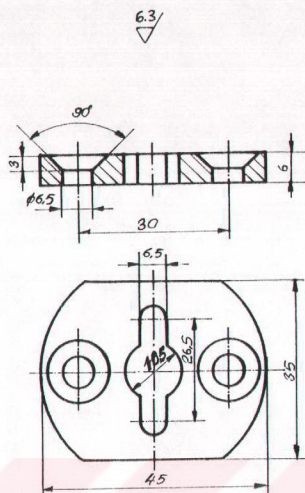
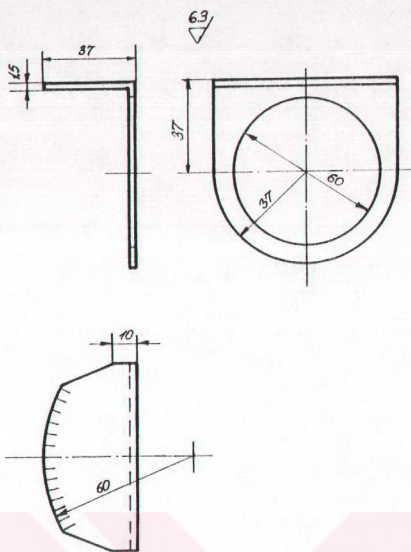
Çizen	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Gereç	Resim Nr.
H. Sağlam	1	1:1	Kapak	Ç 1040	110



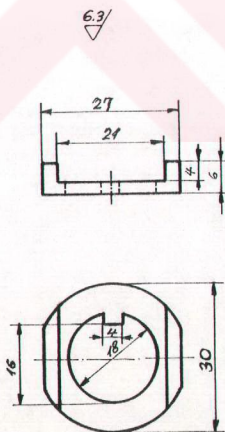
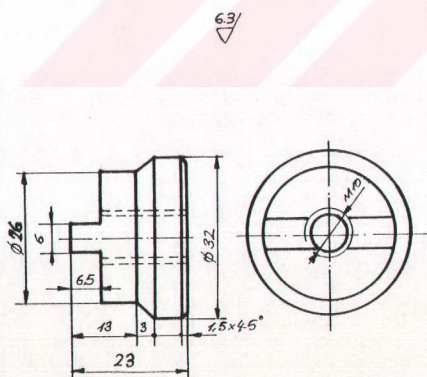
Çizim	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Gereç	Resim Nr.
H. Sağlam	2	1:1	Altıgen soket serisi	Ç 1070	1 14



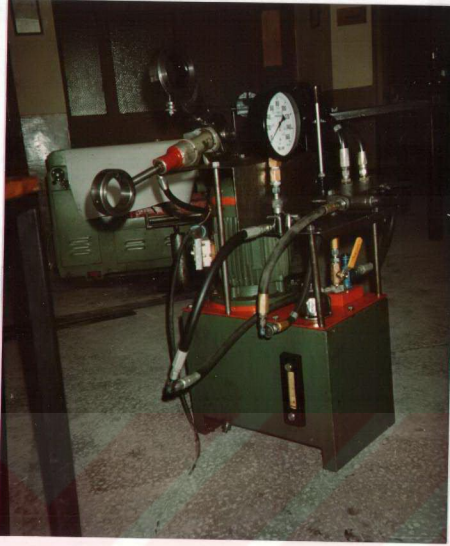
Çizim	Sayı	Ölçek	Parçanın Adı	Gereç	Resim Nr.
H Sağlam	1	1:1	Mandal	Ç 1050	1 11



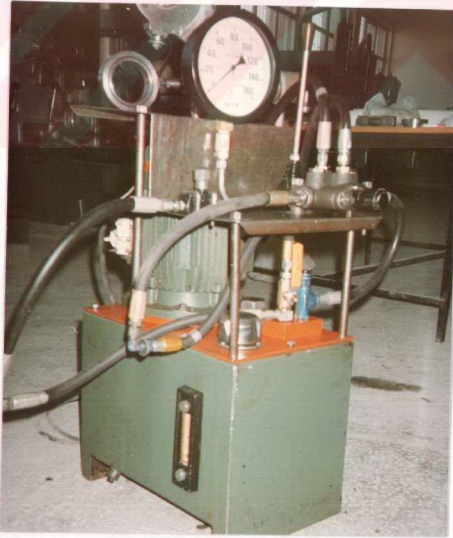
Sayı	Ölçek	Parçanın adı	Gereç	Resim Nr.	Sayı	Ölçek	Parçanın adı	Gereç	Resim Nr.
1	1:2	Açı kadrantı	Etial60	115	1	1:1	Kapak	ç 1050	112



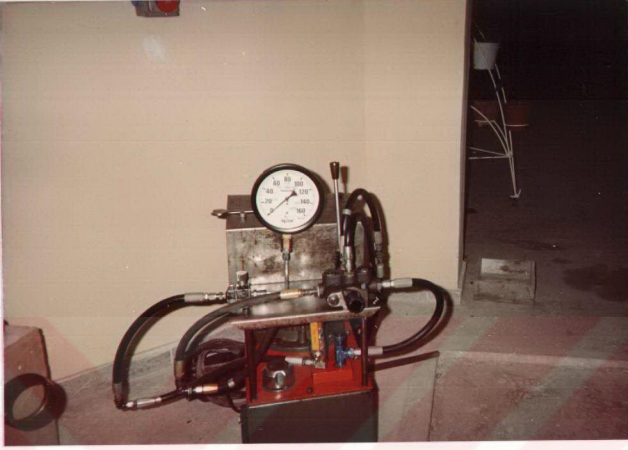
Sayı	Ölçek	Parçanın adı	Gereç	Resim Nr.	Sayı	Ölçek	Parçanın adı	Gereç	Resim Nr.
1	1:1	Tutkumak	ç 1040	113	1	1:1	Emniyet sacı	ç 1040	102



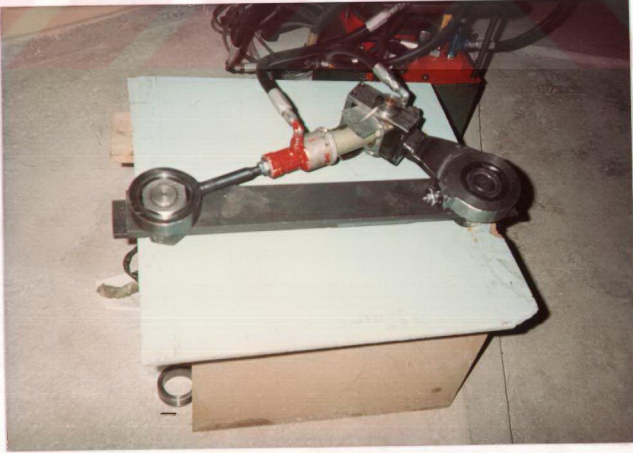
Şekil 1: Hidrolik Torkmetre Ünitesinin Genel Görünüşü



Şekil 2: Hidrolik Güç Ünitesi.



Şekil 3: Basınç ve Tork Taksimatlı Manometre.



Şekil 4: Hidrolik Torkmetrenin Sıkma Pozisyonunda Görünüşü.



Şekil 5: Hidrolik Torkmetre'nin Görünüşü.