

65902

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ

**KELEBEK VANALARDA BİLGİSAYAR YARDIMI İLE
KONUM DENETİMİ**

Erol KILIÇKAP

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ELAZIĞ

1997

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMENTASYON MERKEZİ

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ

**KELEBEK VANALARDA BİLGİSAYAR YARDIMI İLE
KONUM DENETİMİ**

Erol KILIÇKAP

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez,...../...../..... Tarihinde, Aşağıda Belirtilen Jüri tarafından
Oybirliği/Oyçokluğu ile Başarılı/Başarısız Olarak Değerlendirilmiştir.

(İmza)

(İmza)

(İmza)

Danışman

Doç. Dr. Ali İNAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KELEBEK VANALARDA BİLGİSAYAR YARDIMI İLE KONUM DENETİMİ

Erol KILIÇKAP

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimler Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

1997, Sayfa: 75

Kelebek vanaların çok küçük kuvvetlerle açılıp kapanmaları ve buna bağlı olarak da güç kayıplarının az olması nedeniyle, şehir şebeke suları ile arazi sulama kanallarından alınacak suların kontrolünde çokça kullanılmalarına neden olmuştur. Bu kontrollerde; vana elle, redüktörle, servomotorla ve pnömatik veya elektrikli aktuatörle açılıp kapanmaktadır. Kelebek vanaların açılıp kapanması için gerekli olan redüktörün tasarımı, imalatı ve bilgisayar ile uzaktan açılıp kapanmalarının incelenmesi için bir pilot deney seti hazırlandı. Bu hazırlanan sette, vanaya gelen akışkan kuvvetlerinin vanayı açmak veya kapatmak için

gerekli tork üzerine olan tesirleri araştırıldı. Bu araştırmada, önce tesisatta farklı basınçlar (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 daN/cm²) uygulanarak kelebek vananın ilk açılma torkunun tespitine çalışıldı. Daha sonra da, vananın giriş ve çıkış kısmında basınç farkı (0.1, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1, 2, 4, 6, 8 daN/cm²) oluşturularak, değişik klape açıklıklarında (10⁰, 20⁰, 30⁰, 40⁰, 50⁰, 60⁰, 70⁰, 80⁰, 90⁰) vanadan geçen akışkan debisinin vanayı açma torku üzerine olan etkileri tespit edildi ve elde edilen sonuçların değişim grafikleri çizildi. Bu çizimlerin sonucunda durumu daha da genelleştirmek için, boyutsuz sayılar kullanarak, sisteme uygun bir matematiksel modelin tespiti yapılarak araştırma tamamlandı.

ANAHTAR KELİME: Kelebek Vanalar



SUMMARY

Masters Thesis

**POSITION CONTROL OF BUTTERFLY VALVES
with COMPUTER**

Erol KILIÇKAP

Fırat University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

1997, Page: 75

The butterfly valves have been widely used in the control of city water supply and agricultural watering systems because of its low opening force and power loss. In these controls, the on/off position of valve is done by manual, gearbox, servomotor and pneumatic or electrical actuators. The design, manufacture and computer control of butterfly valves gearbox have been studied using a gearbox model setup in the university. In the model the effects of input fluid to valve and friction forces on the torque of valves on/off position have been determined. In this study, firstly, various

pressures in the model (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 daN/cm²) were used to obtain the opening torque of the valve. Later, the difference of input and output pressures (0.1, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1, 2, 4, 6, 8 daN/cm²) were setup to obtain the effect of fluid flow on the valve's torque using different opening in graphics. In conclusion of this study, the mathematical model of the system has been determined angles (10⁰, 20⁰, 30⁰, 40⁰, 50⁰, 60⁰, 70⁰, 80⁰, 90⁰). Results of the experiments has been shown using constants for general application.

KEY WORDS: Butterfly valves.



TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın yapılmasında her türlü yardım ve fedakârlığını esirgemeyen hocam sayın Doç. Dr. Ali İNAN'a sonsuz teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Ayrıca, bu araştırmamda gerekli imkanları sağlayan F. Ü. Müh. Fak. Makina Mühendisliği Bölüm Başkanı değerli hocam sayın Prof. Dr. Kâzım PIHTILI'ya, tez çalışmalarım boyunca hiç bir yardımını esirgemeyen D. Ü. Müh.-Mim. Fak. Makina Mühendisliği Bölüm Başkanı sayın Yrd. Doç. Dr. Orhan ÇAKIR'a, deney setinin hazırlanmasında bir kısım malzemenin temininde ve atölyelerinde işlenmesini sağlayan Elazığ Altınova Çimento Fabrikası Bakım Onarım Şefi sayın Mak. Müh. M. Nuri ELA'ya, Ergani Çimento Fabrikası Genel Müdür Teknik Yardımcısı sayın Mak. Yük. Müh. Mehmet GÖÇENER'e, Bakım Onarım Müdürü sayın Elektrik Müh. Ahmet EMİR'e, Bakım Onarım Şefi sayın Mak. Müh. Osman İLÇİ'ye ve Makina Mühendisliği Bölümü Atölye Teknisyenlerine teşekkür ederim.

Erol KILIÇKAP

İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ÖZET.....	II
SUMMARY.....	IV
TEŞEKKÜR.....	VI
İÇİNDEKİLER.....	VII
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	X
TABLolar LİSTESİ.....	XIII
SİMGELER	XIV
EKLER LİSTESİ	XVI
1. GİRİŞ	1
2. BORU ARMATÜRLERİ	3
2.1. Vana Çeşitleri	3
2.1.1 Globe Vanalar	3
2.1.1.1 Baskılı Tip Vanalar	4
2.1.1.2 Pistonlu Tip Vanalar.....	5
2.1.2. Sürgülü Vanalar.....	6
2.1.3. Plug Vanalar	7
2.1.4. Diyaframlı Vanalar	8
2.1.5. Küresel Vanalar	9
2.1.5.1. Tam Geçişli Küresel Vanalar	9
2.1.5.2. Redüksiyon Geçişli Küresel Vanalar.....	10
2.1.6. Kelebek Vanalar.....	11
2.1.6.1. Wafer Tip Kelebek Vanalar	12
2.1.6.2. Eksantrik Kelebek Vanalar	13
2.2. Kelebek Vanaların Avantaj ve Dez Avantajları	14
3. KELEBEK VANALARDA KONUM KONTROL METOTLARI....	15
3.1. Elle Konum Kontrolü	15
3.2. Tarik Kutusu İle Konum Kontrolü.....	16

VIII

3.3. Servomotor İle Konum Kontrolü	18
3.3.1. Servomotorların Çalışması ve Kullanım Yerleri.....	18
3.3.2. Servomotor ile Kontrolde Vana Donanımlarının Hesaplanması	19
3.4. Aktüatör İle Konum Kontrolü	21
3.4.1. Pnömatik Aktüatörler	21
3.4.2. Elektrikli Aktüatör İle Konum Kontrolü	22
4. DENEY SETİNİN HAZIRLANMASI	23
4.1. Kelebek Vananın Klapesini Hareket Ettirecek Olan Kuvvetin Tespiti..	23
4.2. Kelebek Vananın Açılıp Kapanma Zamanının Tespiti	24
4.3. Tahrik Kutusunun Tasarımı ve Hesaplanması	25
4.4. Tahrik Kutusundaki Dişli Gruplarının Hesaplanması	26
4.4.1. Silindirik Düz Dişlilerin Boyutlandırılması.....	27
4.4.2. I. Kademe Dişlilerinin Hesaplanması	28
4.4.3. II. Kademe Dişlilerinin Hesabı.....	30
4.4.4. III. Kademe Dişlilerinin Hesabı.....	31
4.4.5. IV. Kademe Dişlilerin Hesabı	32
4.4.6. Dişlilerin Çevresel Hızlarının Hesabı	34
4.4.6.1. Açısal Hızların Hesabı.....	34
4.4.6.2. Çevresel Hızların Hesabı	34
4.4.6.3. Kavrama Oranlarının Tespiti	35
4.4.6.4. Çevirme Momentlerinin Tespiti	36
4.4.6.5. Dişli Kuvvetleri	36
4.5. Tahrik Kutusundaki Dişlilerin Mukavemet ve Modül Kontrolü.....	37
4.5.1. Pinyon İçin Mukavemet ve Modül Kontrolü	37
4.5.2. Çark İçin Mukavemet ve Modül Kontrolü	38
4.5.3. Pinyonun Yüzey Basıncına Göre Kontrolü	38
4.5.4. Çarkın Yüzey Basıncına Göre Kontrolü	39
4.5.5. I. Kademenin Mukavemet ve Modül Kontrolü.....	40
4.5.6. II. Kademenin Mukavemet ve Modül Kontrolü	42
4.5.7. III. Kademenin Mukavemet ve Modül Kontrolü	43
4.5.8. IV. Kademenin Mukavemet ve Modül Kontrolü	44

4.6. Deney Seti İçin Gerekli Olan Elemanların Hazırlanması	46
4.7. Deney Setinin Çalışma Prensibi	47
5. DENEYLERİN YAPILIŞI ve ELDE EDİLEN SONUÇLAR.....	49
5.1. Vana'nın Açılıp Kapama Torkunun Tespiti	49
5.2. Akışkan Debisinin ve Oluşturduğu Torkun Tespiti.....	50
5.3. Vana Karakteristiklerinin Boyutsal Analiz İle İncelenmesi.....	64
6. DENEY SONUÇLARININ İRDELENMESİ.....	67
KAYNAKLAR.....	74
EKLER.....	76



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Baskılı vana

Şekil 2.2. Pistonlu vana

Şekil 2.3. Sürgülü tip vana

Şekil 2.4. Plug vana

Şekil 2.5. Diyaframlı vana

Şekil 2.6. Tam geçişli küresel vana

Şekil 2.7. Redüksiyon geçişli küresel vana

Şekil 2.8. Kelebek vana

Şekil 2.9. Wafer tip kelebek vana

Şekil 2.10. Eksantrik tip kelebek vana

Şekil 3.1. El ile kumanda kolu

Şekil 3.2. Kelebek vanayı açıp kapamaya yarayan tahrik kutusu

Şekil 3.3. Dişli kutusu ile tahrik

Şekil 3.4. Krank-Biyel mekanizması ile tahrik

Şekil 3.5. Hidrolik - Mekanik tahrikli bir kelebek vana donanımının basit şeması

Şekil 3.6. Kelebek vanayı açıp kapaması için gerekli olan momentin

hesaplanmasına etkisi olan büyüklükleri gösterir prensip şeması

Şekil 3.7. Pnömatik aktuatör ile kelebek vananın konum kontrolünün basit bir şekli

Şekil 4.1. Vana klapesini açmak için gerekli olan torku hesaplamaya yarayan basit bir düzenek

Şekil 4.2. Dişli grubunun diziliş şekli

Şekil 4.3. Silindirik düz dişli doneleri

Şekil 4.4. Deney setinin önden görünüşü

Şekil 4.5. Deney setinin üstten görünüşü

Şekil 5.1. Klapa açma torkunun basınçla değişim grafiği

Şekil 5.2. $0,1 \text{ daN/cm}^2$ basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.3. $0,2 \text{ daN/cm}^2$ basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.4. $0,4 \text{ daN/cm}^2$ basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.5. $0,6 \text{ daN/cm}^2$ basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.6. $0,8 \text{ daN/cm}^2$ basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.7. 1 daN/cm^2 basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.8. 2 daN/cm^2 basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.9. 4 daN/cm^2 basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.10. 6 daN/cm^2 basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.11. 8 daN/cm^2 basınç değerlerinde elde edilen debi miktarının grafiği

Şekil 5.12. Değişik basınç değerlerinde elde edilen debi miktarlarının bir arada gösterildiği grafik

Şekil 5.13. $0,1 \text{ daN/cm}^2$ basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.14. $0,2 \text{ daN/cm}^2$ basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.15. $0,4 \text{ daN/cm}^2$ basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.16. $0,6 \text{ daN/cm}^2$ basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.17. $0,8 \text{ daN/cm}^2$ basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.18. 1 daN/cm^2 basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.19. 2 daN/cm^2 basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.20. 4 daN/cm^2 basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.21. 6 daN/cm^2 basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.22. 8 daN/cm^2 basınç farkında elde edilen moment miktarını grafiği

Şekil 5.12. Farklı basınç değerlerinde elde edilen moment miktarlarının bir arada gösterildiği grafik

Şekil 6.1. Vana klapesi üzerine etki eden kuvvetin gösterilmesi

Şekil 6.2. $0,1 \text{ daN/cm}^2$ basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik

Şekil 6.3. $0,2 \text{ daN/cm}^2$ basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik

Şekil 6.4. $0,4 \text{ daN/cm}^2$ basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik

Şekil 6.5. $0,6 \text{ daN/cm}^2$ basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik

Şekil 6.6. 0,8 daN/cm² basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik

Şekil 6.7. 1 daN/cm² basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik

Şekil 6.8. 2 daN/cm² basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik

Şekil 6.9. 4 daN/cm² basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik

Şekil 6.10. 6 daN/cm² basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik

Şekil 6.11. 8 daN/cm² basınç farkında deneylerde elde edilen sonuçlarla boyutsuz sayılarla elde edilen değerlerin karşılaştırıldığı grafik



TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Vana boyutlarına göre el ile kumanda kolu boyutları

Tablo 3.1. Pnematik aktuaörün vana büyüklüğüne bağı olarak seçim tablosu

Tablo 4.1. Vanayı açmak için gerekli olan tork değerleri

Tablo 4.2. Standart modül değerleri

Tablo 4.3. I. ve II. Kademe dişlilerin geometrik boyutları

Tablo 4.4. III. ve IV. Kademe dişlilerin geometrik boyutları

Tablo 4.5. Mukavemet hesaplamalarında kullanılan faktörlerin değerleri

Tablo 5.1. Deney sonucu elde edilen ilk açılma torkları

Tablo 5.2. Yapılan deneyler neticesinde elde edilen debi miktarları ve akışkanın oluşturduğu tork değerleri

Tablo 5.3. L-M-T Boyut sistemindeki önemli büyüklükler

Tablo 5.4. Boyutsuz sayılarla hesaplanan katsayılar

Tablo 5.5. Boyutsuz sayılarla hesaplanan moment değerleri

SİMGELER

i	: Çevrim oranı	
μ	: Kelebek vana merceği muylusu ile yatağı arasındaki sürtünme katsayısı	
μ_p	: Kelebek vana merceğinin açıklığına göre değişen basınç katsayısı	
μ_t	: Kelebek vana merceğinin açıklığına göre değişen kuvvet katsayısı	
D_k	: Kelebek vana merceğinin (klapesinin) çapı	[m]
D_p	: Servomotor pistonunun çapı	[m]
D_{pk}	: Servomotor pistonu kolunun çapı	[m]
F_d	: Kelebek vana merceği üzerine etkiyen dengelenmemiş kuvvet	[daN]
H_f	: Faydalı hidrolik düşü	[m]
H_{vk}	: Kelebek vanadan ileri gelen kayıplar	[m]
L_k	: Kelebek vana yükü (servomotor yükü için)	[daN]
M_g	: Kelebek vana merceğinin muylularının sürtünmesi ile doğan ters moment (sürtünme momenti)	[daN.m]
M_h	: Kelebek vanayı kapatabilecek olan hidrolik moment	[daN.m]
M_i	: Servomotor işletme momenti	[daN.m]
N	: Güç	[Kw,Bg]
n_{ϕ}	: Çıkış devir sayısı	[d/dak]
n_g	: Giriş devir sayısı	[d/dak]
V_s	: Servomotorun hacmi	[m ³]
Z	: Silindirik düz dişlilerde diş sayısı	[diş]
d_o	: Bölüm dairesi çapı	[mm]
d_b	: Diş üstü dairesi çapı	[mm]
d_g	: Temel dairesi çapı	[mm]
A_o	: Eksenler arası mesafe	[mm]
b	: Dişli genişliği	[mm]
M	: Modül	[mm]
ω	: Açısal hız	[rad/sn]
V	: Çevresel hız	[m/sn]

ε	: Kavranma oranı	—
M_{bg}	: Çevirme momenti	[daN.m]
F_t	: Teğetsel kuvvet	[daN]
F_n	: Normal kuvvet	[daN]
F_r	: Radyal kuvvet	[daN]
σ	: Gerilme	[daN/mm ²]
σ_{em}	: Emniyet gerilmesi	[daN/mm ²]
P_H	: Yüzey basıncı	[daN/mm ²]
P_{Hem}	: Emniyetli yüzey basıncı	[daN/mm ²]
ψ_d	: Genişlik faktörü	—
K_v	: Dinamik veya hız faktörü	—
K_f	: Form faktörü	—
K_L	: Ömür faktörü	—
K_y	: Yüzey pürüzlülük faktörü	—
K_b	: Genişlik faktörü	—
K_{ϕ}	: Çentik faktörü	—
K_R	: Güvenirlik faktörü	—
K_Z	: Zorlanma faktörü	—
K_{α}	: Yuvarlanma faktörü	—
K_E	: Malzeme faktörü	—
K_i	: Çevrim oranı faktörü	—
M_d	: Çevirme momenti	[daN.m]
D	: Klape çapı	[m]
P	: Akışkan basıncı	[daN/mm ²]
θ	: Klape açıklığı	[°]
Q	: Debi	[m ³ /sn]
ρ	: Yoğunluk	[kg/m ³]
π_1	: Tork katsayısı	—
π_2	: Klape açıklığı katsayısı	—
π_3	: Debi katsayısı	—

EKLER LİSTESİ

- Ek 1. 1. Deney setine ait montaj resmi
- Ek 1. 2. Deney seti masası resmi
- Ek 1. 3. Deney seti masası imalat resimleri
- Ek 1. 4. Boru tutacağı ve deney seti masası detayları resimleri
- Ek 1. 5. Elektrikli Aktuatör ve Kelebek Vanaya ait montaj resmi
- Ek 1. 6. Redüktör dişli resimleri
- Ek 1. 7. Redüktör dişli resimleri
- Ek 1. 8. Redüktör dişli resimleri
- Ek 1. 9. Redüktör dişli resimleri
- Ek 1.10. Aktuatördeki I. milin imalat resmi
- Ek 1.11. Aktuatördeki II. milin imalat resmi
- Ek 1.12. Aktuatördeki çıkış milinin imalat resmi
- Ek 1.13. Aktuatördeki III. milin ve metal yatağın imalat resimleri
- Ek 1.14. Aktuatördeki metal yatakların imalat resimleri
- Ek 1.15. Aktuatördeki metal yatakların imalat resimleri
- Ek 1.16. 60mm'lik yıldız kaplin resmi
- Ek 1.17. Kelebek vana resmi
- Ek 1.18. Kelebek vana giriş ve çıkış borusu montaj resmi
- Ek 1.19. Giriş ve çıkış borusu ile giriş borusu kapağı imalat resimleri
- Ek 1.20. Giriş ve çıkış borusu flanşları imalat resimleri

1. GİRİŞ

Eskiden insan gücü ile yapılan bazı hizmetler veya işler, günümüzde hızla gelişen teknolojiye dolayı yerini elektronik aletlerle birlikte tasarlanmış elektro mekaniğe bırakmıştır.

Araştırma konusunu teşkil eden kelebek vanaların klape konumunun debi ile olan bağıntısının incelenmesinde, kelebek vana klapesini tahrik ettirecek olan hız kutusunun (redüktörün) tasarımı ve projelendirilmesi ile vana açılım torkunun tespitine çalışılmıştır. Tahrik kutusunun tasarımı ve projelendirilmesindeki amaç; günümüze kadar, iş yerlerinde görevlendirilen kişiler tarafından vanaların debileri, mekanik olarak ayarlanmaktaydı. Hız kutularının elektrik motoru ile tahrik edilmesi ve kompüterle denetlenmesi birden fazla kelebek vananın ayrı aktuatörlerle (elektrik motorlu tahrik kutusu) birleştirilmesi neticesinde, merkezi bir yerden belli alanlar içinde aktuatörlü kelebek vanaların kumanda edilebilmesi sağlandığından, amaca uygun tahrik kutularını geliştirmektedir.

Yapılan araştırmalar incelendiğinde; Anderson, Harlin (1987), kelebek vanalardan araç klavyelere adlı çalışmalarında; vana üreticisi firmalar tarafından vanalar ve tahrik kutularının projelendirilmesinde ve önemli karakteristiklerinin tespitinde bilgisayar donanımı kullanılmasının bir çok avantajları olacağını keşfetmiştir. Özellikle tahrik kutularının tasarımında CAD programları ihtiyaçların karşılanmasında tasarımcıya yardımcı olmaktadır.

Eom (1988), bir akışkan (akıntı) kontrolü olarak kelebek vana performansının araştırılmasındaki çalışmada, kelebek vanaları bir tesisattaki akışkanı kesmek ve kontrol etmek için kullanmıştır. Elde edilen kelebek vana katsayılarının yardımıyla akışkanı uygun bir şekilde kırmak veya kontrol etmek için, mevcut bilgilerin sınırlı olduğunu tespit etmiştir. Bu çalışmada, iki farklı kelebek vana konfigürasyonunun araştırılmasında değişik klape geometrilerinin (üzerinde delik bulunan ve kapalı olan klape) akıntıya karşı olan performansını incelemiştir.

Anon (1989), korozyona karşı daha küçük direnç sağlanması adlı çalışmada; vanaların ve aktuatörlerin sınırlandırılmış boşluk ve fonksiyonlarının, değişik ve sınırlı

ortam şartlarında çalışmalarını incelemiştir. Bu sınırlı ortam şartlarında vanaların ve aktuatörlerin dirençleri ve karakteristiklerini inceleyip uygun geometrik büyüklükleri tespit etmiştir.

Morris, Dutton (1991), seri bağlı iki kelebek vananın performansının incelenmesindeki çalışmalarında; çalışan karakteristik iki benzer kelebek vananın performansını incelemişlerdir. Bu incelemelerinde, vana klapesine etki eden akışkan kuvvetinin vana klapesinin açılış yönüne bağlı olarak vana karakteristikleri üzerine olan etkilerini tespit etmişlerdir.

Schwörer (1989), bütün işlemlerin ihtiyacı olan modüler aktuatörler adlı çalışmada; aktuatör teknolojisi ile beraber yapılan denemelerin gelişmiş yeni serilerde son derece önemli sonuçlar verdiğini göstermiştir. Esasen aktuatörler, motor ve elle tahrik edilebilen basit bir dişli takımı ve elektrik bağlantısıyla kilitli ve işaretli montajındaki esas modüler alt modüllere bölünerek aktuatörün tasarımını ve projelendirilmesini yapmayı başarmıştır.

2. BORU ARMATÜRLERİ (AKIŞKAN KESİCİLER)

Bir boru sistemindeki akışkanı istenilen zamanda durdurmak, kısmak veya akışkana yol vermeye yarayan makine elemanlarına vana adı verilir.

Vanalar, ihtiyaca göre akışkanların basıncını ve debilerini ayarlamak amacıyla kullanılan elemanlardır.

Borulardan geçen buhar, sıvı, gaz vb. akışkanları ayarlamak ve gerekince bunları büsbütün kesmek için kullanılan akım kesme ve ayarlama organları olan vanaların akışkanları herhangi bir enerji kaybına uğramadan geçmesi gerekir.

Vanalar; havagazı, basınçlı hava, sıcak su, buhar, kızgın buhar, çamur, soğutma, sıcak gaz ile ısıtma, akaryakıt ve kimya endüstrisi gibi yerlerde kullanılırlar.

Bütün vana tipleri borulara ve boru özel parçalarına ufak boyutlarda boru vidasıyla, büyük boyutlarda ise flânşlarla bağlanırlar.

Bir vanadan iyi sonuç alabilmek için o vananın kullanma yerine göre iyi seçilmiş olması gerekir. Bu seçim yapılırken akışkanın cinsi, maksimum işletme basıncı, işletme sıcaklığı, malzeme, vana türü, anma basıncı, bağlantı şekli göz önünde bulundurulmalıdır.

2.1. Vana Çeşitleri

Vanalar, akım kesmeyi sağlayan yüzeylerin birbirlerinin hareketlerine göre gruplandırılırlar. Çok çeşitli tiplerde imal edilen bu vanalardan hangilerinin seçileceği, akışkanın cinsine, sıcaklığına, basıncına ve alınması gereken emniyet tedbirlerine bağlıdır.

2.1.1. Globe vanalar

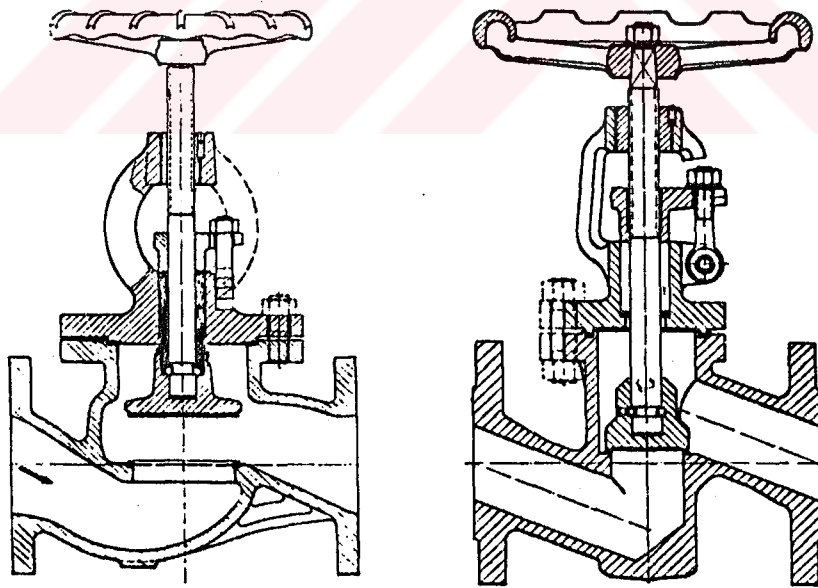
Gövdenin dış görünüşünün global yapısından dolayı Globe Vana diye adlandırılmaktadır.

Globe vanalar; yüksek basınç, yüksek sıcaklık ortamları ile ayar istenen yerlerde kullanılma olanağı nedeniyle bütün boru sistemlerinde yaygın olarak kullanılırlar. Bir dezavantajları, basınç kaybı diğer vanalara göre daha fazladır.

Globe Vanalar, sızdırmazlık sistemlerine göre iki ana tür olarak imal edilir.

2.1.1.1. Baskılı tip vanalar

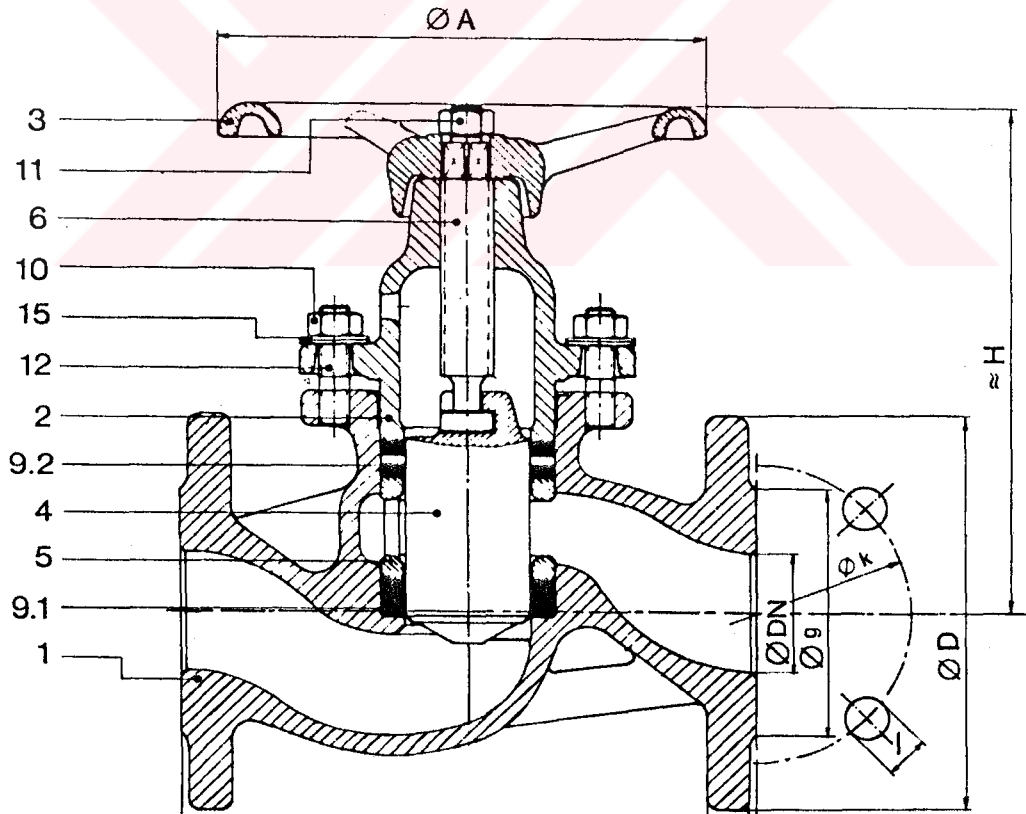
Dış görünüş olarak; gövde, kapak, mil ve volandan meydana gelir. İç aksam olarak sit ve supap mevcuttur. İç (devreye) sızdırmazlık sit-supap sistemi ile sağlanır. Her iki elemanında metal olması nedeniyle bu iki metal (sit-supap) arasında katı partikül, kum, kaynak çapağı vs kaldığı zaman vana tam kapama yapmaz. Sonunda sızdırmazlık sorunu ortaya çıkar. Böyle bir sorun ile karşılaşmamak için sit ve supap malzemesi kısa zamanda deformasyona uğramayacak malzemeden seçilmelidir. Dış sızdırmazlık ise mildeki salmastra ile sağlanmaktadır.



Şekil 2.1. Baskılı vana.

2.1.1.2. Pistonlu tip vanalar

Dış görünüş olarak gövde, kapak, mil, volandan meydana gelir. İç aksam olarak, sızdırmazlık sağlayan piston ve ringler mevcuttur. Pistonlu vanalarda sızdırmazlık, paslanmaz çelik bir piston ve bu pistonu sıkıca saran iki adet elastiki sızdırmazlık ringleriyle sağlanmaktadır. Alt ring, iç sızdırmazlığı, üst ring ise dışarıya karşı sızdırmazlığı sağlar. Bu sistem sayesinde %100 bir sızdırmazlık elde edilir. Vananın kapatılması esnasında piston alt ringe girerek akışkanın içinde mevcut olabilecek kum, kaynak çapağı vs gibi yabancı maddeleri aşağı itmektir. Baskılı vanalarda sit-supap arasında sıkışarak vananın tam kapama yapmasına mani olan bu maddeler pistonlu vanalarda bir sorun yaratmaz.



Şekil 2.2. Pistonlu vana.

Yeni gelişen “denge pistonlu vana”larla büyük ölçülerde de ($\varnothing 65-200$ mm) mükemmel sızdırmazlık sağlanmış ayrıca, basınç dengelenmiş piston sayesinde vananın açıp kapama işlemi de kolaylaşmıştır. Pistonlu vanalarla akışkan hassas bir şekilde ayarlanabilir.

Pistonlu vanalar, buhar, su, kızgın su, kızgın yağ, kimya sanayinde korozif akışkanlarda ve gıda sanayinde her türlü devrede kullanılmaktadır. Aynı zamanda imal ve işleme kolaylıkları, az yer kaplamaları ve rahat açılıp ve kapanmaları ile büyük çap ve yüksek basınçlarda ayar vanası olarak ta kullanılmaktadırlar.

2.1.2. Sürgülü vanalar

Sürgülü, Gate veya Şiber diye adlandırılan söz konusu vanalar farklı söylenmesine karşı özellik olarak aynı vanadır. Yapı olarak sürgülü vanalar gövde, kapak, trim ve volandan meydana gelir. Vana trimi, mil ve sürgüden ibarettir.

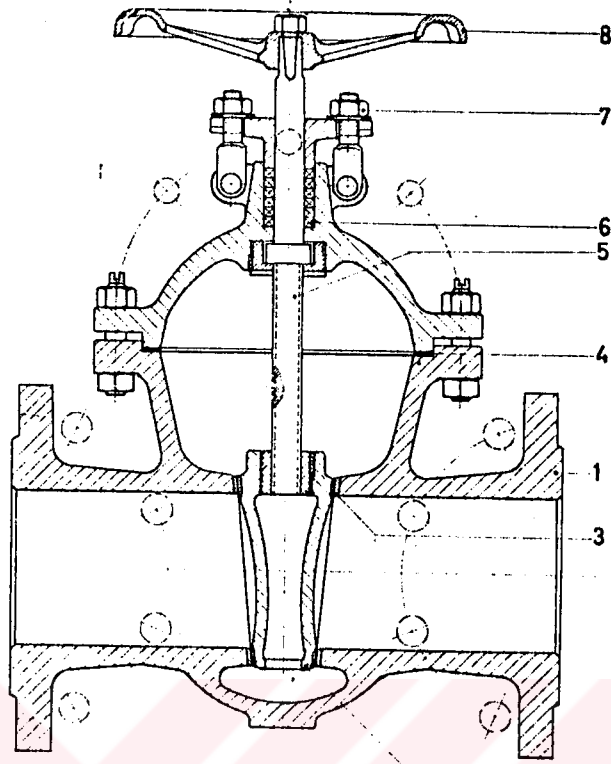
Akımı kesmeyi sağlayan yüzeyler birbirleri üzerinde kayar. Vana açık olduğu zaman akım doğru olarak geçer ve yerel yük kayıpları çok düşük olur.

İç sızdırmazlık (kapama) vana gövdesi içinde aşağı yukarı hareket eden bir sürgü ile, dış sızdırmazlık ise salmastra ile sağlanır. Bu vanalar tam açık veya tam kapalı pozisyonda kullanılır. Sürgünün açma ve kapama hareketinde sürgü ve vana gövdesi arasındaki açıklık arzu edilmeyen titreşimler meydana getirerek sürgü yuvalarının aşınmasına neden olur. Ayrıca, akışkan içindeki kum, çapak vs sürgü yuvalarında birikerek vananın tam kapama yapmasına mani olabilir. Yani tam sızdırmazlığı önleyebilir.

Sürgülü vanalar, supap yuvalı vanalara göre dar olarak imal edilebilmeleri ve az yer kaplamalarıdır.

Sürgülü vanaların mahzuru; sürgünün tam açılabilmesi için genel olarak yüksekliklerinin fazla olması, kaçırılmazlığı sağlayacak yüzeyler birbirinin üzerinde kayacağından sürtünmelerden ötürü aşınma olması, kaçırılmazlığı sağlayacak olan konik yüzeylerin işlenmesinin zor olmasıdır.

Bu vanalardaki basınç kaybı globe vanalara göre daha azdır.



Şekil 2.3. Sürgülü tip vana.

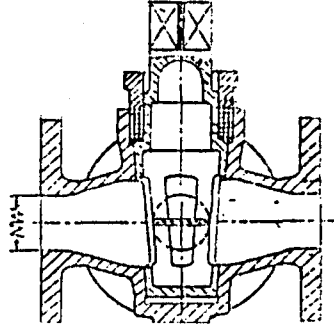
2.1.3. Plug vanalar

Bu vanalar yüzlerce seneden beri kullanılan ve mahalle musluğu diye bildiğimiz musluklardır.

Plug vanalar, gövde, flag (tıpa) ve kapaktan meydana gelir. Konik veya silindirik plug ta bir delik vardır. Bu döner plug (tıpa) 90°' lik bir açı ile tam açar veya tam kapar.

Plug vanalar; basit, sağlam yapı şekli, az yer kaplaması ve çabuk açıp kapama gibi özellikleri nedeniyle bir çok durumda avantajlıdır.

Buna karşılık mahzuru ise, sızdırmazlık yüzeylerinin açıp-kapama esnasında devamlı sürtünmesi ve diğer kapama organlarından daha çabuk aşınmasıdır. Pislik vs de bu aşınmayı hızlandırır ve kaçaklar meydana gelir.

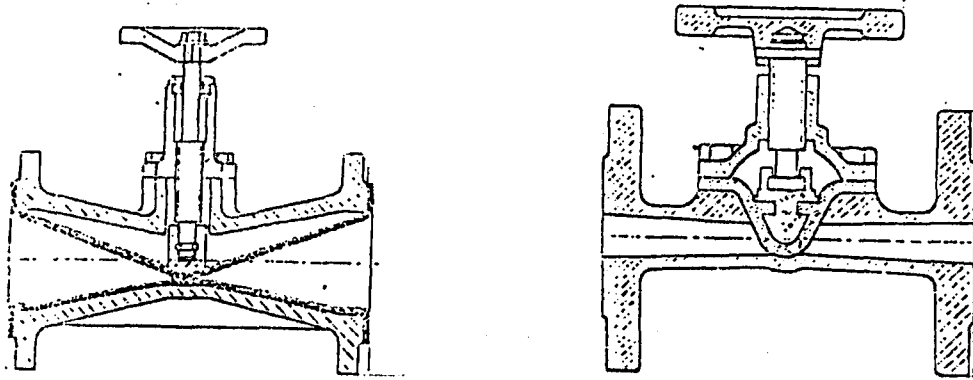


Şekil 2.4. Plug vana.

2.1.4. Diyaframlı vanalar

Elastiki, flexibel diyafram, diyafram içine dökülmüş bir çubuk vasıtasıyla baskı supabına bağlanmıştır. Baskı supabı mil vasıtasıyla aşağı yukarı hareket eder. Dolayısıyla diyafram yukarı ve aşağı hareket eder.

Çalışan parçaların akışkanla temasının izole edilmiş olması açıp kapama mekanizmasının akışkana bulaşmasını ve korozyonu önler. Montajın esnekliği gövde kaplaması ve diyafram malzemeleri için geniş bir seçim imkanı, bu vanaların çeşitli alanlarda kullanılmasını mümkün kılmaktadır.



Şekil 2.5. Diyaframlı vana.

2.1.5. Küresel vanalar

Bu vanalarda içi delik olan akım kesici göbek (küre) yuvasında dönerek ve sürtünerek akımı keser. Küresel vanalar plug vanaların daha modern şekli olarak düşünülebilir. Plug (tıpa) yerine burada 90° hareketle açılıp kapanan, içi delik, paslanmaz çelikten bir küre mevcuttur.

Küresel vanalar; gövde, küre ve sızdırmazlık elemanlarından meydana gelmiştir. Kürenin üst kısmında bir mil yuvası bulunmakta ve bu yuvaya oturan mil hareket kolu ile döndürüldüğünde küre de birlikte dönerek vanayı açmakta veya kapamaktadır.

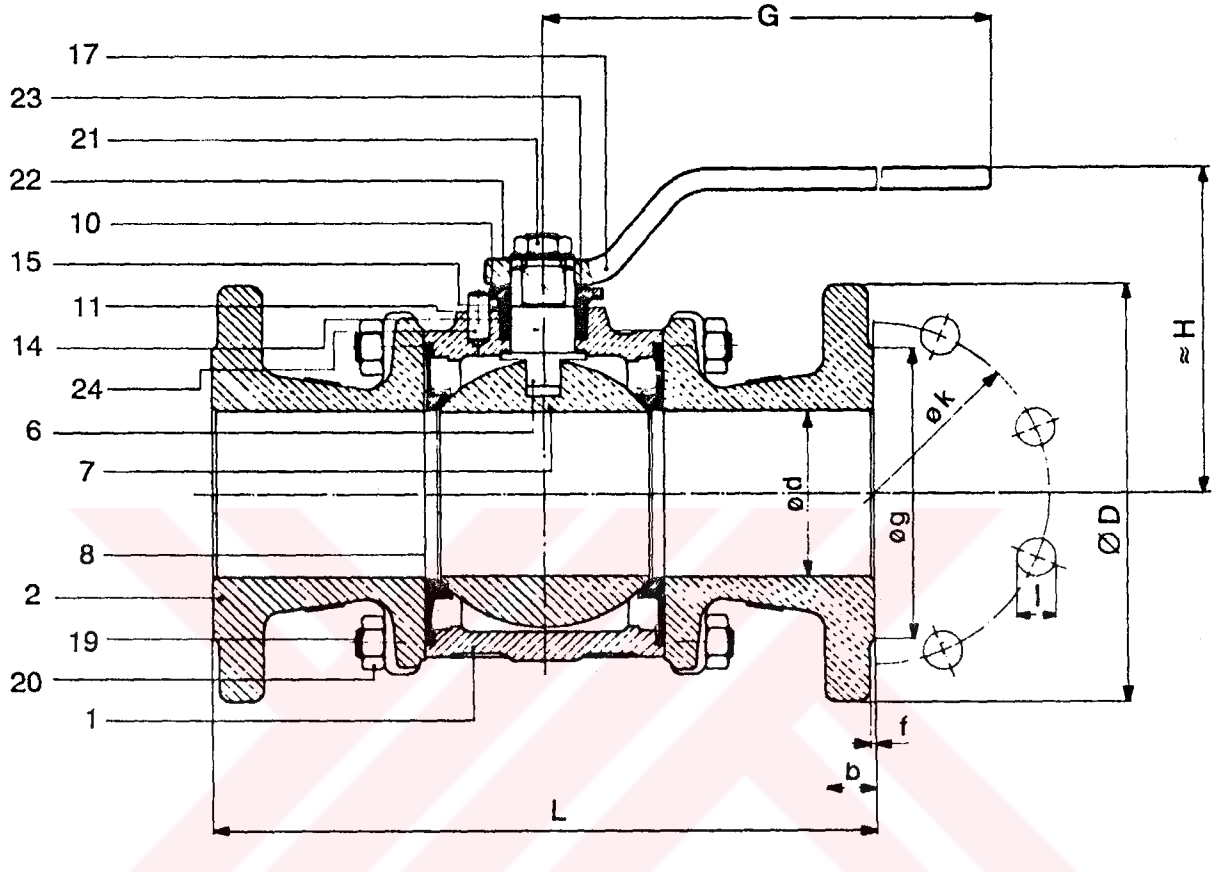
Bu vanalarda içi delik olan akım kesici küre yuvasında dönerek ve sürtünerek akımı keser. İlk yapıldıklarında metal-metal sızdırmazlık teminindeki güçlük nedeniyle daha az kullanılıyordu. Ancak teflon vs gibi uygun malzemelerin kullanılması, bunun da ötesinde teflon sızdırmazlık ringinin paslanmaz çelik tabak yay ile takviye edilmesi daha iyi ve uzun ömürlü sızdırmazlık imkanı sağladığından, kullanılmaları gittikçe artmaktadır.

Bu vanalarda basınç kaybı azdır. Küreyi 90° çevirmek vanayı açmak için yeterlidir. Buna karşılık sürgülü ve glob valflerde milin dik hareketi sebebiyle daha uzundur. Çift sızdırmazlık sisteminden dolayı %100 ve uzun ömürlü sızdırmazlık sağlanmaktadır.

Küresel vanalarla sıvı ve gaz şeklindeki akışkanlar iletildiği gibi tozları ileten tesislerde de kullanılırlar. Hidrolik ve pnömatik kumanda sistemlerinde, kimya ve gıda endüstrisinde küresel vanalar gittikçe yaygınlaşmaktadır.

2.1.5.1. Tam geçişli küresel vanalar

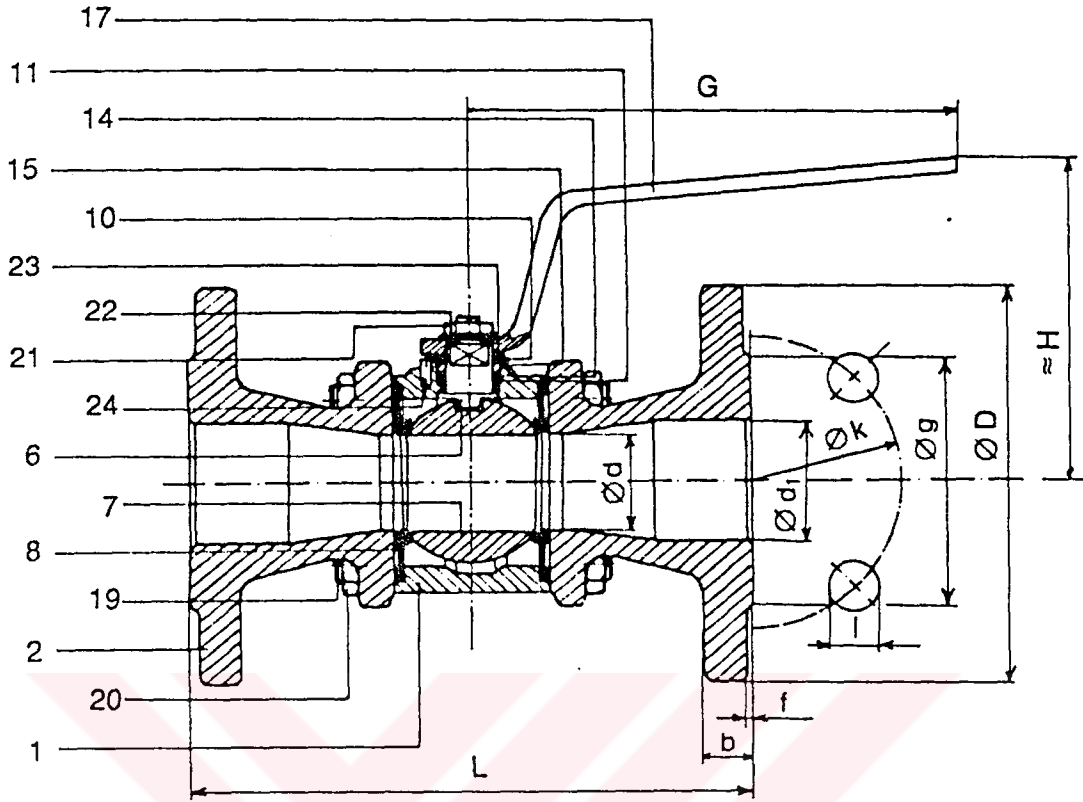
Bunlarda küre geçişi ile boru iç çapı aynıdır. Basınç kayıplarının sıfıra yakın olması, kolay bir şekilde temizlenebilmesi nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Yayılmasının başka bir nedeni de kaçırılmazlığı çok iyi sağlamaları, çabuk açılıp kapatılabilmesi ve boruya eşit yuvarlak geçiş deliklerinden ötürü yerel yük kayıplarının çok az oluşudur. Daha ziyade koyu ve toz akışkanlarda tercih edilişler.



Şekil 2.6. Tam geçişli küresel vana.

2.1.5.2. Redüksiyon geçişli küresel vanalar

Bu tür vanalarda küre geçişi (iç çapı) genellikle boru iç çapından bir ölçü daha küçüktür. Yani DN20'lik bir küresel vananın küre geçişi DN15'dir. Bu nedenle DN20/15 olarak gösterilir. Daha küçük olmaları, dolayısıyla daha ucuz olmaları nedeniyle çok yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Basınç kaybı tam geçişli küresel vanalara göre daha fazladır, ama diğer vana türlerine göre yine de küçüktür.

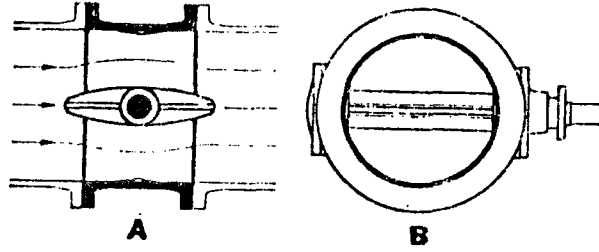


Şekil 2.7. Redüksiyon geçişli küresel vana.

2.1.6. Kelebek vanalar

Adını, klape (disk) ve milin kombinasyonunun şeklinden alır. Konstrüksiyon dizaynı nispeten basittir. Vana gövdesinin iç çapının neredeyse aynı olan bir dış çapa sahip olan klape, dikey eksen boyunca monte edilmiş olan mil ile desteklenmiştir. Klape akış yönünde dik olarak bulunuyorsa, akış kapanmıştır. Ağırlığının, fiyatının ve kapladığı yerin az olması kelebek vanaların özelliğidir. Diğer taraftan hızla açıp-kapama ve düşük basınç kaybı da bir avantajıdır.

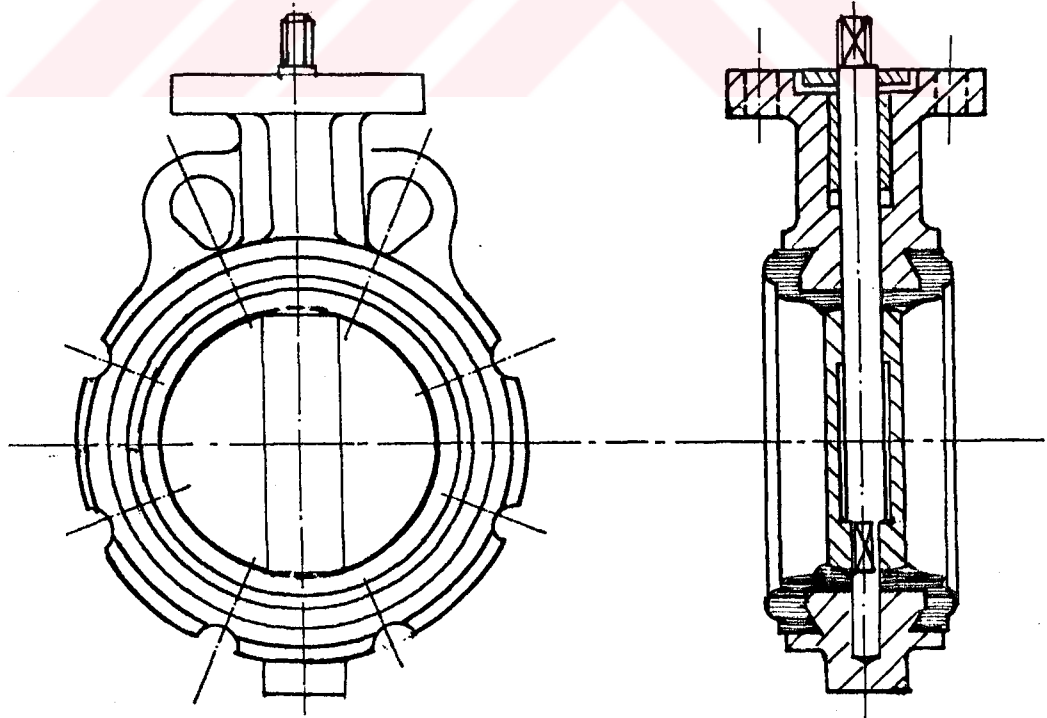
Şehirlerdeki su harcamalarının artması sonucu olarak büyük çaplarda kapama organı olarak kelebek vanalar gittikçe yayılmaya başlamıştır. Kelebek vanalarda açık durumda klape'nin kapandığı yerden ötürü geçiş boğazında bir daralma meydana gelir. Bu nedenle bunlarda uygulanan işletme basınçları $6..10 \text{ daN/cm}^2$ (maksimum 20 daN/cm^2) geçmez. Kelebek vanaların diğer bir özelliği de çok dar olarak yapılabilmeleridir.



Şekil 2.8. Kelebek vana.

2.1.6.1. Wafer tip kelebek vanalar

Tam kaçırılmazlığı sağlayan kelebek vanaların klapeleri elastik halkalarla (lastik halka) donatılmış gövde içinde hareket eder. Vananın iç çevresi sızdırmazlık yüzeyi (sit) olarak elastomer veya plastomer ile kaplanmıştır. Bu dizayn özel olarak tam sızdırmazlık gereken kısma servislerinde tavsiye edilir.

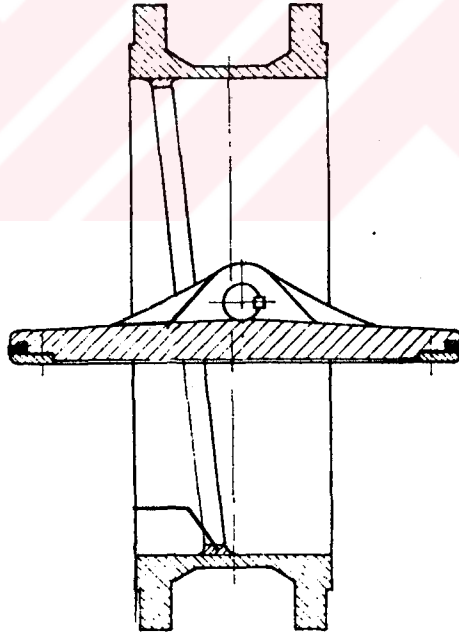


Şekil 2.9. Wafer tip kelebek vana.

2.1.6.2. Eksantrik kelebek vanalar

Klapeler gerek milin altından ve gerekse üstünden eşit derecede su basıncıyla yüklü olduklarından çok az bir kuvvetle çabuk açılıp kapatılabilirler. Klapeler kapalı iken vana gövdesinden 70° ... 82° lik bir eğimle durur. Kapalı durumda klapenin vana gövdesine değdiği yerlerde vana gövdesine gerekli yuvalar açılır ve buralara yarım halka şeklindeki kaçırmazlık yatakları preslenerek oturtulur. Ortada klapenin mili bulunduğundan yatak halkaları iki yarım halka olarak yerleştirilmeleri gereklidir.

Eksantrik tip kelebek vanalar; ufak çaplı kelebek vanalarda nispeten iyi bir kaçırmazlık sağlanabilmekte, ancak çaplar büyüdükçe bu mümkün olamamaktadır. Genellikle klape milinin yanında bulunan yarım halka şeklindeki yataklardan su sızmaktadır.



Şekil 2.10. Eksantrik tip kelebek vana.

2.2. Kelebek Vanaların Avantaj ve Dezavantajları

Kelebek vanalar pek çok kullanım yerine uygunluğu nedeniyle en çok kullanılan vana tipidir. PN16 basınç kademesine kadar küresel vanalara tercih edilir. Yaygın kullanımdaki diğer bir vana tipi olan sürgülü vana ile karşılaştırılırsa “yüksek basınç ve yüksek sıcaklık” şartları dışında aşağıdaki üstünlükleri ortaya çıkar;

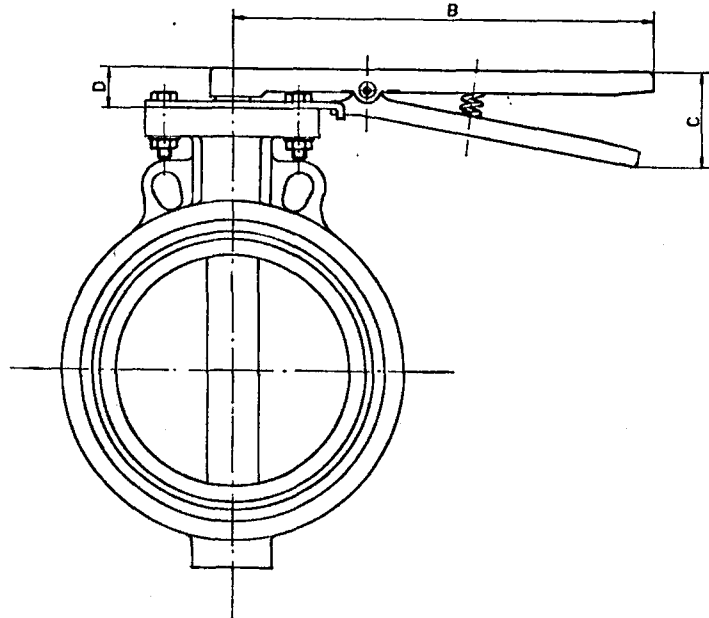
- Kısa ve hafif olmalarından dolayı projeciler boru sistemine yerleştirmede hiç bir zorlukla karşılaşmazlar.
- Sistem itibariyle kısa fakat büyük çaplı vanaların imali daha kolaydır.
- Daha yüksek sıcaklıklar için metal sitli kelebek vanalarda geliştirilmiştir. Korozyif akışkanlar için içi teflon veya benzeri malzeme ile kaplı kelebek vanalar da imal edilmektedir.
- Hem açma, kapama hem de akış kontrolü için kullanılabilir (10° - 90° klape açıklığında).
- Klape açısı her konumda bilinir.
- Küçük (DN 50-300) tiplerde, kolu sadece 90° çevirmekle vana tam açılır veya kapanır.
- Elektrikli, hidrolik, pnömatik kumanda mekanizmaları kolaylıkla ve ekonomik şekilde uygulanabilir.
- Basınç kayıpları düşüktür.
- Klape kanalı olmadığından kum vb. çökeltilerin vana fonksiyonunu bozması söz konusu değildir.
- özellikle rilsan kaplı klapelerde sıkışma olmaz.
- Metal -metale sürtünme yoktur. Oturma yüzeyleri lastik olduğundan çizilme tehlikesi azdır.
- Aşınmaya, korozyona dayanıklı lastik sit (lastik halka) kullanım yerinde kolaylıkla değiştirilebilir.
- DN600' e kadar conta gerekli değildir.

3. KELEBEK VANALARDA KONUM KONTROL METOTLARI

Kelebek vanaların çok az kuvvetle açılıp kapanması ve genelde güç kaybının az olması nedeniyle şehir şebeke sularının kontrolünde çokça kullanılmasına neden olmuştur. Bu kontrollerde; vana elle, tahrik kutusu ile, servomotor ile, aktüatör ile vb.. metotlarla açılıp kapanmaktadır. Bu kontrol şekillerinin, bir şehir şebekesinde bulunan vanalar için göz önünde bulundurulması ve en ideal kontrol şeklinin saptanması bu çalışmanın önemli bir kısmını teşkil etmektedir. Bunları sırasıyla göreceğ olursak;

3.1. Elle Konum Kontrolü

Genellikle wafer tip kelebek vanaların açılıp kapanmalarında kullanılır. Eksantrik tip kelebek vanalarda kullanılmamaktadır. Kelebek vanalarda kol saçtan bükme suretiyle yapılmaktadır. Montajı kolay olduğu gibi, kullanılması da oldukça basittir. Wafer tip kelebek vanaların kumandası, yaylı kilitleme mekanizmasına sahip kol yardımıyla el ile yapılmaktadır. İki milimetre saçtan bükülerek yapıldığı için, ağırlık bakımından çok hafiftir. Vananın rahat bir şekilde açılıp kapanmasını sağlayacak kadar kol uzunluğu vardır. Vana üzerinde istenilen şekilde montajı yapılabildiği gibi istenilen yönde (saat ibreleri yönü veya tersi) çalıştırılabilmektedirler. Uygulamada DN 40- 300 arası çaplarda kullanılmaktadırlar.



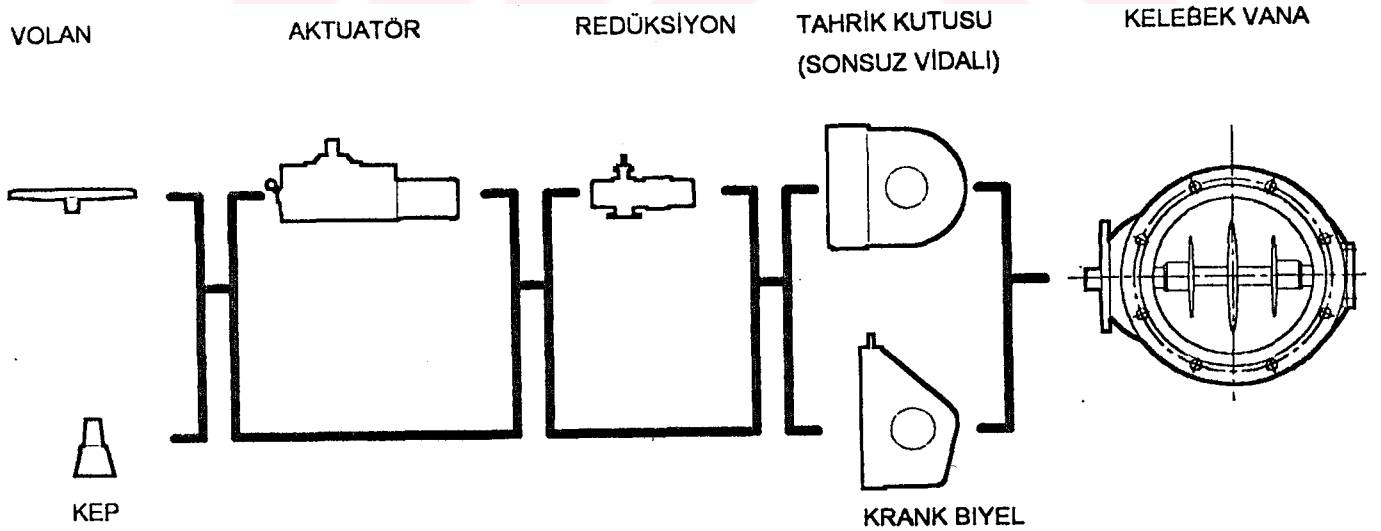
Şekil 3.1. El ile kumanda kolu.

Tablo 3.1. Vana boyutlarına göre el ile kumanda kolu boyutları.

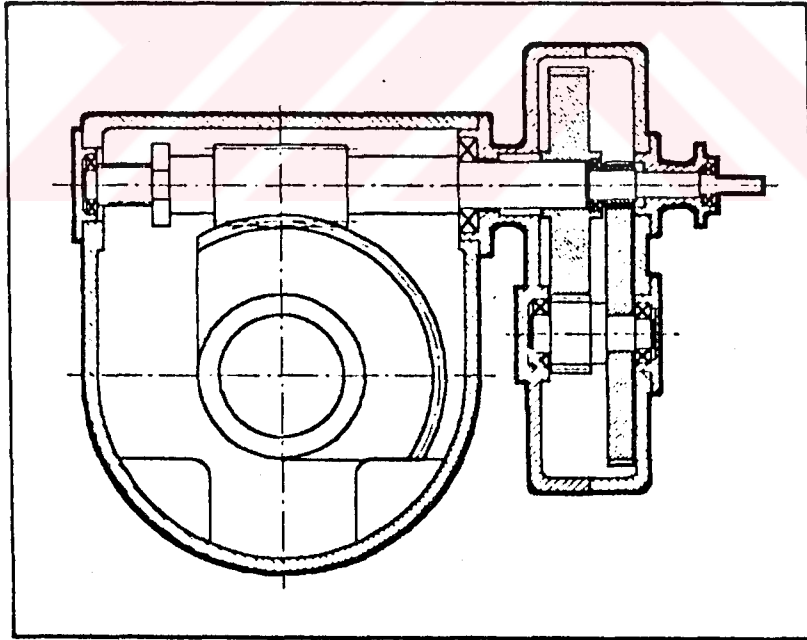
VANA ÇAPI [DN]	B	C	D
40 - 65	260	70	32
80	260	70	32
100	330	90	32
125 -150	330	90	32
200 - 300	380	110	32

3.2. Tahrik Kutusu İle Konum Kontrolü

Tahrik kutuları; vana boyutu ne olursa olsun, tek bir operatörün güçlük çekmeden, basınç altında açıp kapatabileceği şekilde dizayn edilmelidirler. Bunun için; tahrik kutusunun, vana mili çıkışına bağlanmış şekliyle, volan yada aktüatörden aldığı devri düşürerek gerekli çıkış torkunu sağlayabilmektedir (Şekil 3.2.).

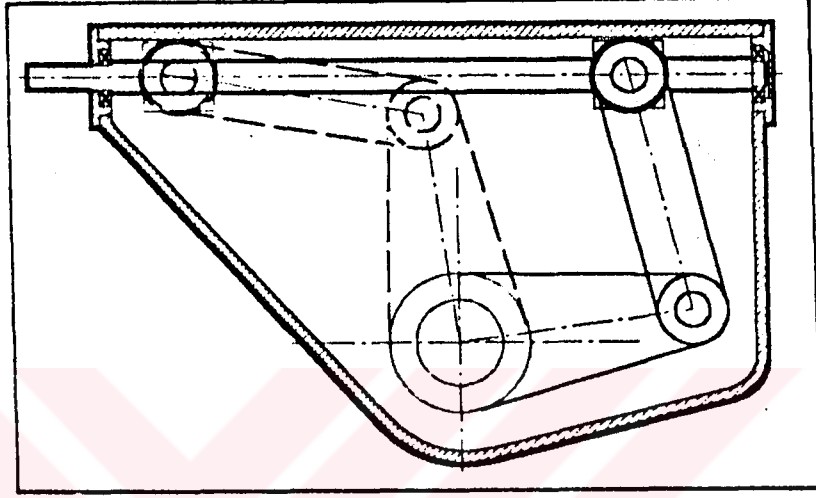
**Şekil 3.2.** Kelebek vanayı açıp kapamaya yarayan tahrik kutusu.

Şekil 3.2’de görüldüğü gibi vanalarda iki farklı tahrik kutusu kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi; redüksiyon , sonsuz vida ve (1/4) çeyrek dönüşlü karşılık çark dişlisi ile sağlanmaktadır. Bunun nedeni; dişli kutusunun çalışma şartları gereği olarak çok ağır yük altında çalışan aynı zamanda yavaş hareket verebilen bir sistem olmasını gerektirmesidir. Buda basit olarak sonsuz vidalı dişli sistemi ile sağlanabilir. Sonsuz vidalı dişli sistemi; çalışma sisteminin basit olması nedeniyle bilinen tüm dişli sistemlerinden daha basittir. Dişli kutusunun çalışması 90° ile sınırlıdır. Dişli kutusundan çıkan sonsuz vidanın miline bağlı olan bir simit vasıtasıyla sonsuz vida ve çarkı hareket ettirilmekte ve dolayısıyla kelebek vananın klapesi açılıp kapanabilmektedir.



Şekil 3.3. Dişli kutusu ile tahrik.

İkincisinde ise, redüksiyon kutusunda volan bir vida milini tahrik ederek üzerindeki somuna öteleme hareketini iletir. Somunun öteleme hareketi bir krank-biyel mekanizması ile dönmeye çevrilerek vana miline iletilir (Şekil 3.4).



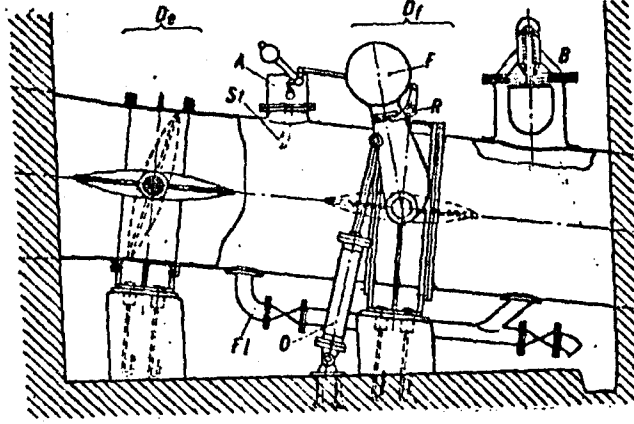
Şekil 3.4. Krank-biyel mekanizması ile tahrik.

3.3. Servomotor İle Konum Kontrolü

3.3.1. Servomotorların çalışması ve kullanım yerleri

Servomotorlar genellikle büyük çaplı kelebek vanaların konum kontrolünde kullanılmaktadır. Kelebek vanaların açılması basınçlı yağ ile çalışan servomotor ile ve kapanmaları ise ya bir ağırlık yardımı ile veya basınçlı yağ ile çalışan servomotor vasıtası ile gerçekleştirilebilir.

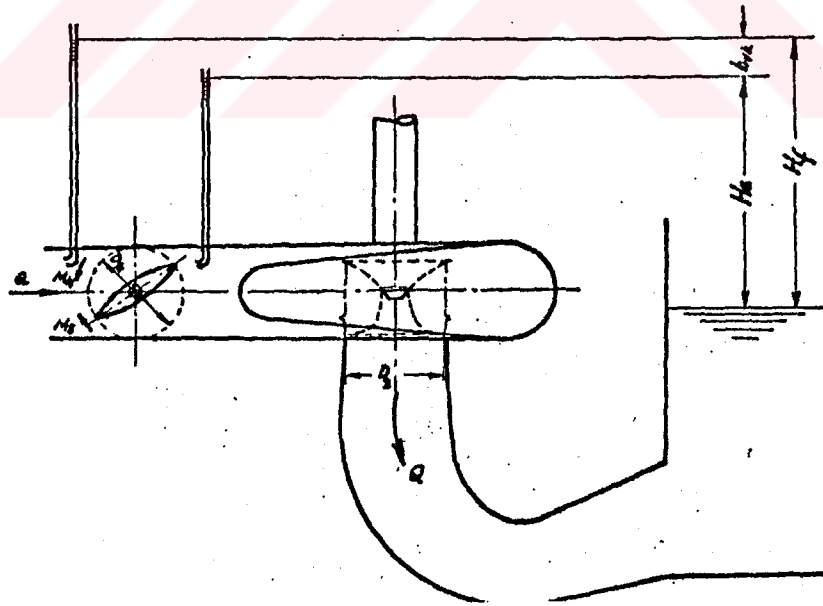
Barajlarda yüksek düşüler ve büyük debiler için kullanılan, enerji kaybı ve malzeme gereksinimi çok düşük olan kelebek vanaların servomotor ile kontrolü yapılır.



Şekil 3.5. Hidrolik-mekanik tahrikli bir kelebek vana donanımının basit şeması.

3.3.2. Servomotor ile kontrolde vana donanımlarının hesaplanması

Kelebek vanaların açılıp kapanmalarında gerekli olan momentin hesaplanmasına etkisi olan büyüklükleri gösteren prensip şeması Şekil 3.5.'te görülmektedir. Bu prensip şemasından yola çıkarak servomotorun kapasitesini ve büyüklüğünü hesaplayalım.



Şekil 3.6. Kelebek vana momentlerinin hesaplanmasına etkisi olan büyüklükleri gösterir basit prensip şeması

Kelebek vanayı kapatabilecek olan hidrolik moment;

$$M_h = \mu_t \cdot \gamma \cdot D_k^3 \cdot h_{vk} \quad [\text{daN.m}] \quad (3.1)$$

$$\mu_t = 0.002 \dots 0.20$$

Kelebek vana merceği (klapesi) üzerine etkiyen dengelenmemiş kuvvet;

$$F = \mu_p \cdot \gamma \cdot D_k^3 \cdot h_{vk} \quad [\text{daN}] \quad (3.2)$$

$$\mu_p = 0.10 \dots 1.15$$

Kelebek vana merceğinin muylularının sürtünmesi ile doğan ters moment
(sürtünme momenti);

$$M_s = F \cdot \frac{d_s}{2} \cdot \mu \quad (3.3)$$

Kelebek vana servomotorunun kapasitesi;

1- Kelebek vana yükü;

$$L_k = \frac{\pi D_k^2}{4} \cdot P_{st} \quad (3.4)$$

2- Servomotor piston kolunun çapı;

$$D_{pk} = 2 \cdot \sqrt{\frac{L_k}{\pi \sigma_y}} \quad (3.5)$$

3- Servomotor işletme momenti;

$$M_i = L_k \cdot \frac{D_p}{Z} \cdot \mu \quad (3.6)$$

4- Servomotor pistonunun çapı;

$$D_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{M_i}{\pi P_y \cdot l \cdot \cos\left(\varphi_a - \frac{\pi}{2}\right)}} \quad (3.7)$$

5- Servomotorun hacmi;

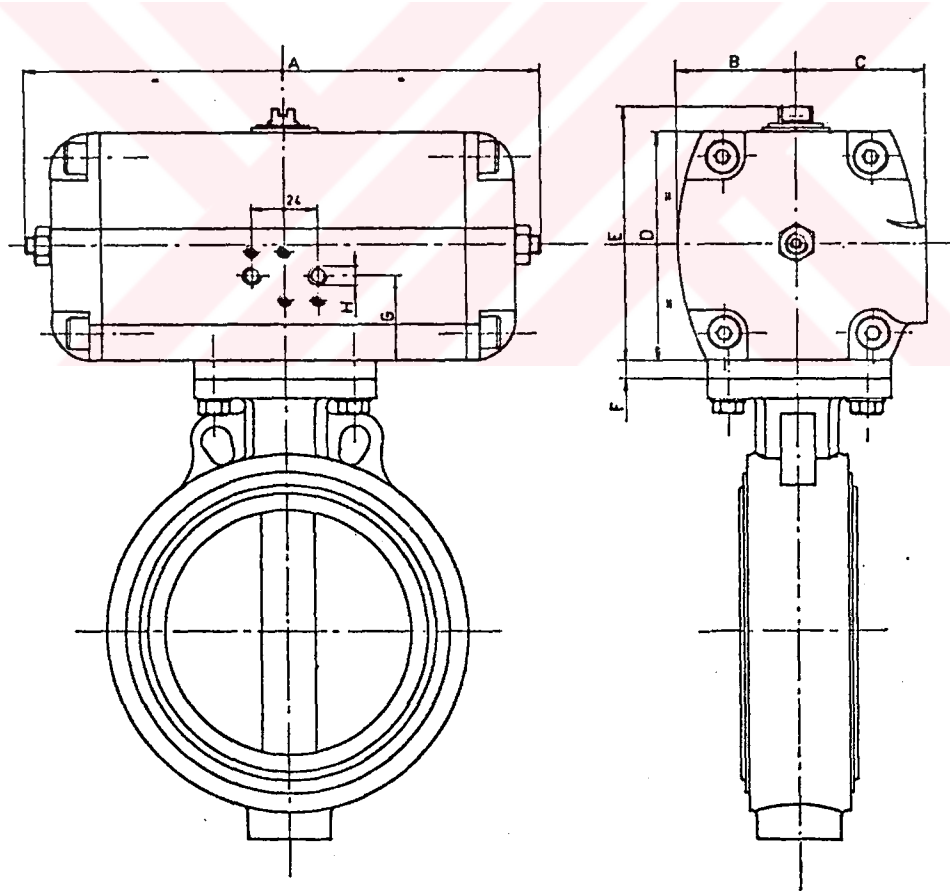
$$V_s = \frac{\pi D_o^2}{4} \cdot S_k \quad (3.8)$$

3.4. Aktüatör İle Konum Kontrolü

3.4.1. Pnömatik aktüatörler

Basınçlı hava ve elektrik enerjisinden faydalanılarak kelebek vananın klapesi açılıp kapatılabilmektedir. Burada elektrik enerjisi selenoid valfi kumanda etmede kullanılmaktadır. Klappenin açılabilmesi için $5-8 \text{ daN/cm}^2$ basınçlı havaya ihtiyaç vardır. Klappenin kapanması ise pnömatik aktüatörün içinde bulunan yaylar vasıtası ile olmaktadır. Vana büyüklüğüne göre pnömatik aktüatör kapasitesi değişmektedir. Pnömatik aktüatörün ölçüleri vana büyüklüğüne göre değişimi Tablo 3'te verilmiştir.

Pnömatik aktüatörlerin dez avantajı, vana ya tam açık veya tam kapalı pozisyonda olmasıdır. Klapa ara derecelerde durdurulamamaktadır.



Şekil 3.7. Pnömatik aktüatör ile kelebek vananın konum kontrolünün basit bir şekli

Tablo 3.2. Pnömatik aktüatörün vana büyüklüğüne bağlı olarak seçim tablosu.

DN (vana çapı)	A	B	C	D	E	F	G	H
50-65	170	29	40	65	80	12	25.5	1/8"
80	202	35.5	45	78	93	12	29	1/8"
100	250	47.5	57	100	122	14	35	1/8"
125-150	269	55	63	116	138	14	38	1/4"
200	342	62.5	74	131	161	14	43	1/4"
250-300	486	81	88	168	208	18	54	1/4"
350-600	Kullanılacak aktuatöre göre tespit edilir.							

3.4.2. Elektrikli aktuatör ile konum kontrolü

Motor kumandalı vanalarda tahrik bir dişli kutusu aracılığı ile sağlanır. Aktüatörün biri volana bağlı diğeri motora bağlı iki girişi, tahrik kutusuna bağlı tek çıkışı vardır. El veya motor ile kumanda seçimi kutu üzerindeki kol hareketi ile yapılır.

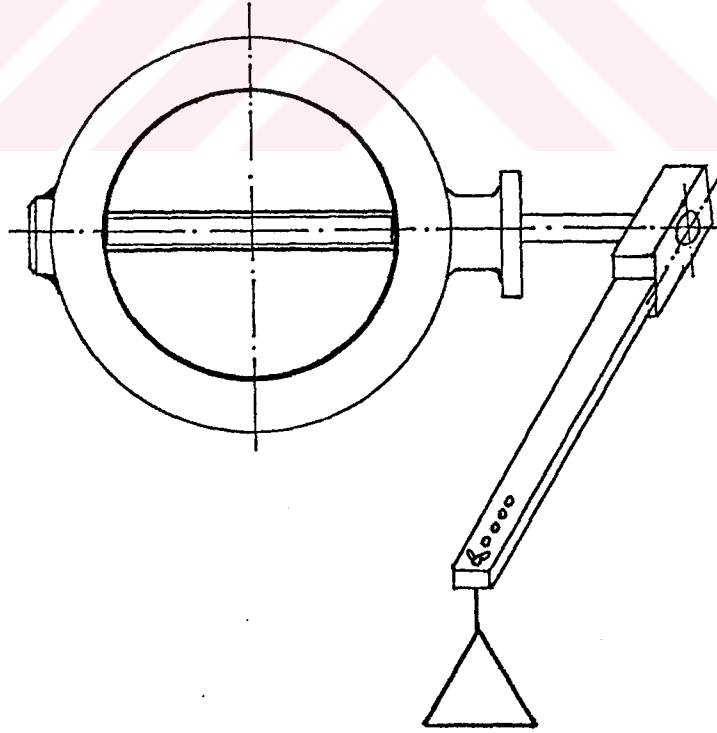
Vananın tam kapalı ve tam açık konumlarında, motoru stop ettirmek için limit switchler mevcuttur. Ayrıca umulmadık bir nedenle klapenin kapanmaması gibi zorlanma anında tetiklenen, tork switchler kullanılır. Bu sayede vana, motor ve tahrik sistemi korunmaktadır. Tüm switchlerin konumları ayarlanabilir.

On-off veya oransal olarak kullanılabilirler. Oransal kumanda için 4-20 mA sinyal veren potansiyometre kullanılmaktadır. Aktüatörler 380 V 50 Hz ve 3 faz enerji ile çalışmaktadır. Vana çapı $\phi 400$ mm'ye kadar olan ölçüler direkt olarak vanaya, daha büyük ebatlarda ise dişli kutusuna monte edilerek kullanılmaktadır.

4. DENEY SETİNİN HAZIRLANMASI

4.1. Kelebek Vananın Klapesini Hareket Ettirecek Olan Kuvvetin Tespiti

Araştırma konumuzu teşkil eden kelebek vanaların (DN150) klâpesinin konum kontrolünde, kelebek vananın klapesini hareket ettirecek torkun bulunması gerekmektedir. Bunun için, vanayı açıp kapamak için gerekli olan torku hesaplanırken kelebek vananın klapesine tesir eden basınç kuvvetinin (akışkanın oluşturduğu) bilinmesi gerekir. Buda, basit bir düzenekle ve klapeye gelen basıncı değiştirerek klapeyi açma torkunu rahat bir şekilde buluruz (Şekil 4.1). Bu hesaplama neticesinde, elde edilen sonuçlar tablo 4.1. de verilmiştir. Tablodan da görüleceği gibi vanayı açıp kapamak için gerekli olan maksimum tork 750 daNcm (10 daN/cm^2 basınçta) olmaktadır. Araştırma konumuzu teşkil eden tahrik kutusunun tasarımı ve projelendirilmesi yapılırken maksimum torklar göz önünde bulundurularak hesaplamalar yapılacaktır.



Şekil 4.1. Vana klapesini açmak için gerekli olan torku hesaplamaya yarayan basit bir düzeneç.

Tablo 4.1. Vanayı açmak için gerekli olan tork değerleri.

BASINÇ [daN/cm ²]	UYGULANAN TORK
0	600
1	615
2	630
3	648
4	670
5	683
6	698
7	710
8	728
9	740
10	758
Bu değerler sadece klappenin ilk açılması için geçerlidir. Akışkanın olmadığı ortamda bu değerler değişebilir.	

4.2. Kelebek Vananın Açılıp Kapanma Zamanının Tespiti

Vana boyutlarına bağlı olarak vananın açılıp kapanması için gerekli olan tork diğer vanalara göre daha fazladır. Bu araştırmada, kelebek vanalarda klappenin konum kontrolünü yapılacağından, klappenin çok yavaş hareket etmesi gerekmektedir. Yapılan farklı hesaplamalar ve araştırmalar sonucunda kelebek vananın klapesinin tam açık (90⁰) ve tam kapalı (0⁰) konumları arasında geçen zamanın 10...30 sn arasında olmasının en iyi sonucu verdiği saptandı.

4.3. Tahrik Kutusunun Tasarımı ve Hesaplanması

Tahrik kutusuna giriş değerleri;

$$N = 0.05 \text{ BG}$$

$$n_g = 900 \text{ d/d}$$

Tahrik kutusu çıkış değerleri;

$$n_{\varphi} = 1 \text{ d/d}$$

Çevrim oranı;

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} \quad (4.1)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} \quad (4.2)$$

$$i_{\text{top}} = \frac{900}{1} = 900$$

$$i_{\text{top}} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} \quad (4.3)$$

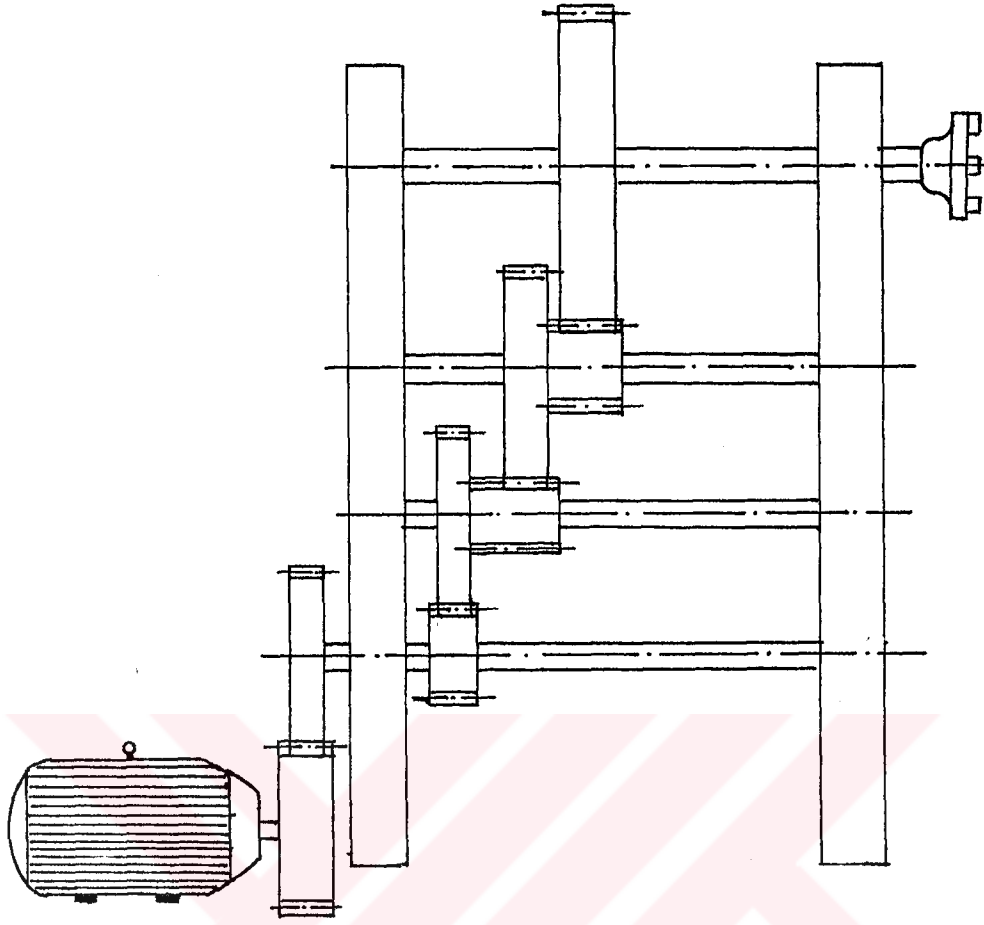
$$i_{12} = 5$$

$$i_{34} = 5$$

$$i_{56} = 6$$

$$i_{78} = 6$$

Yukarıdaki değerlere ve çevrim oranlarına bağlı olarak tahrik kutusunun şematik görünüşü Şekil 4.2 de görülmektedir.



Şekil 4.2. Dişli grubunun diziliş şekli.

4.4. Tahrik Kutusundaki Dişli Gruplarının Hesaplanması

Tahrik kutusu 4 kademedan oluşmakta ve silindirik düz dişliler kullanılmaktadır. Bu dişliler eksenleri birbirine paralel olan millerle kullanılırlar. Bir dişli profilinin modül (M) ve yan yüzeylerinin açısı α_0 (profil açısı) olmak üzere iki faktör tarafından tayin edilir. M ve α_0 'ın değeri standarttır. Modülün standart değeri Tablo 4.2.'de verilmiştir. α_0 için;

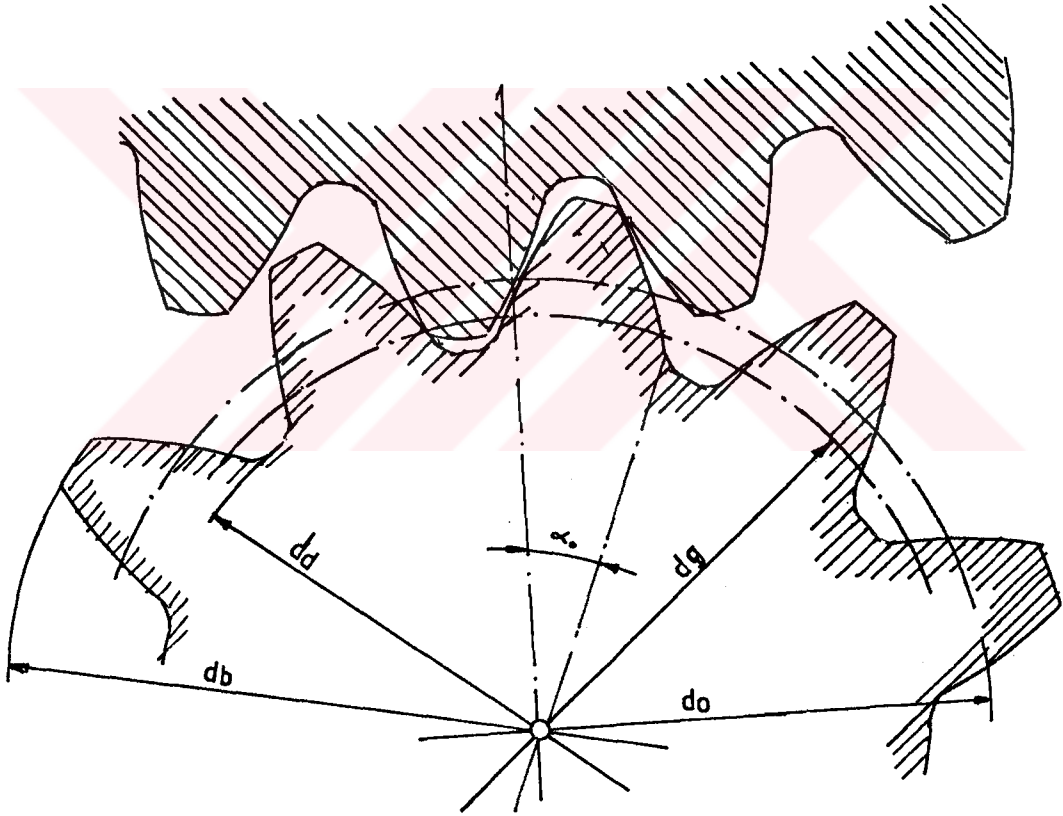
$$\alpha_0 = 14.5^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 22.5^\circ, 25^\circ$$

standart değerleri kabul edilmiştir. Birçok Avrupa ülkesinde ve Türkiye de genellikle α_0 için 20° standart değerleri kullanılmaktadır.

Tablo 4.2. Standart modül değerleri

1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5	2.75	3
3.25	3.5	3.75	4	4.5	5	5.5	6	6.5
7	8	9	10	11	12	13	14	15
16	18	20	22	25	28	32	36	40

4.4.1. Silindirik düz dişlilerin boyutlandırılması



Şekil 4.3. Silindirik düz dişli doneleri

Silindirik düz dişlilerde diş sayısı;

$$Z = \frac{d_o}{M} \quad (4.4)$$

Bölüm dairesi çapı;

$$d_o = M.Z \quad (4.5)$$

Diş üstü dairesi çapı;

$$d_b = d_o + 2.M \quad (4.6)$$

Temel dairesi çapı;

$$d_g = d_o \cdot \cos \alpha_o \quad (4.7)$$

Eksenler arası mesafe;

$$A_o = \frac{1}{2} \cdot (d_{o1} + d_{o2}) \quad (4.8)$$

Dişli genişliği;

$$b_1 = \psi_d \cdot d_{o1} \quad (4.9)$$

$$b_2 = b_1 - 2 \quad (4.10)$$

4.4.2. I. Kademe dişlilerin hesaplanması

$$Z_1 = 12 \text{ diş}$$

$$M = 1.5 \text{ mm}$$

$$i_{12} = 5$$

$$Z_2 = i_{12} \cdot Z_1 = 5 \cdot 12 = 60 \text{ diş}$$

Taksimat dairesi çapları;

$$d_{o1} = Z_1 \cdot M$$

$$d_{o1} = 12 \cdot 1,5 = 18 \text{ mm}$$

$$d_{o2} = 60 \cdot 1,5$$

$$d_{o2} = 90 \text{ mm}$$

Diş üstü çapları;

$$d_{b1} = d_{o1} + 2 \cdot M = 18 + 2 \cdot 1,5$$

$$d_{b1} = 21 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{o2} + 2 \cdot M = 90 + 2 \cdot 1,5$$

$$d_{b2} = 93 \text{ mm}$$

Temel dairesi çapları;

$$d_{g1} = d_{o1} \cdot \cos \alpha_o = 18 \cdot \cos 20$$

$$d_{g1} = 16,91 \text{ mm}$$

$$d_{g2} = d_{o2} \cdot \cos \alpha_o = 90 \cdot \cos 20$$

$$d_{g2} = 84,57 \text{ mm}$$

Eksenler arası mesafe;

$$A_o = \frac{1}{2}(d_{o1} + d_{o2}) = \frac{1}{2}(18 + 90)$$

$$A_o = 54 \text{ mm}$$

Dişli genişliği;

$$b_1 = \psi_d \cdot d_o = 0,8 \cdot 18$$

$$b_1 = 14,4 \text{ mm}$$

$$b_2 = 12,4 \text{ mm}$$

4.4.3. II. Kademe dişlilerin hesabı

$$Z_3 = 12 \text{ diş}$$

$$M = 1.5$$

$$i_{34} = 5$$

$$Z_4 = 60 \text{ diş}$$

Taksimât dairesi çapları;

$$d_{o3} = 12 \cdot 1,5 = 18$$

$$d_{o4} = 60 \cdot 1,5 = 90$$

Diş başı çapları;

$$d_{b3} = 18 + 2 \cdot 1,5 = 21$$

$$d_{b4} = 90 + 2 \cdot 1,5 = 93$$

Temel dairesi çapları;

$$d_{g3} = 18 \cdot \cos 20 = 16.91 \text{ mm}$$

$$d_{g4} = 90 \cdot \cos 20 = 84.57 \text{ mm}$$

Eksenler arası mesafe;

$$A_o = \frac{1}{2}(18 + 90) = 54$$

Dişli genişlikleri;

$$b_3 = 0,8 \cdot 18 = 14.4 \text{ mm}$$

$$b_4 = 14.4 - 2 = 12.4 \text{ mm}$$

Tablo 4.3. I. ve II. Kademe dişlilerin geometrik boyutları

BOYUTLAR	DİŞLİLER			
	1	2	3	4
Modül (M)	1.5	1.5	1.5	1.5
Diş Sayısı (Z)	12	60	12	60
Bölüm Dairesi Çapı (d_o) (mm)	18	90	18	90
Diş başı çapı (d_b) (mm)	21	93	21	93
Temel dairesi çapı (d_g) (mm)	16.91	84.57	16.91	84.57
Diş Genişliği (b) (mm)	14.4	12.4	14.4	12.4
Eksenler Arası Mesafe (A_o)	54		54	
Çevrim Oranı (i)	5		5	

4.4.4. III. Kademe dişlilerin hesabı

$$Z_5 = 14 \text{ diş}$$

$$M = 2 \text{ mm}$$

$$i_{56} = 6$$

$$Z_6 = 6.14 = 84 \text{ diş}$$

Taksimat dairesi çapı;

$$d_{o5} = 14.2 = 28 \text{ mm}$$

$$d_{o6} = 84.2 = 168 \text{ mm}$$

diş başı çapı;

$$d_{b5} = 28 + 4 = 32 \text{ mm}$$

$$d_{b6} = 168 + 4 = 172 \text{ mm}$$

Temel dairesi çapı;

$$d_{g5} = 28 \cdot \cos 20 = 26.3 \text{ mm}$$

$$d_{g6} = 168 \cdot \cos 20 = 157.8 \text{ mm}$$

Eksenler arası mesafe;

$$A_o = \frac{1}{2}(28 + 168) = 98 \text{ mm}$$

Dişli genişliği;

$$b_5 = 0,8.28 = 22.4 \text{ mm}$$

$$b_6 = 22.4 - 2.4 = 20 \text{ mm}$$

4.4.5. IV. Kademe dişlilerin hesabı

$$Z_7 = 14 \text{ diş}$$

$$M = 3.5 \text{ mm}$$

$$i_{78} = 6$$

$$Z_8 = 6 \cdot 12 = 84 \text{ diş}$$

Taksimat dairesi çapı;

$$d_{o7} = 12 \cdot 3,5 = 49 \text{ mm}$$

$$d_{o8} = 72 \cdot 3,5 = 294 \text{ mm}$$

Diş başı çapı;

$$d_{b7} = 49 + 2 \cdot 3,5 = 56 \text{ mm}$$

$$d_{b8} = 294 + 2 \cdot 3,5 = 301 \text{ mm}$$

Temel dairesi çapı;

$$d_{g7} = 49 \cdot \cos 20 = 46 \text{ mm}$$

$$d_{g8} = 294 \cdot \cos 20 = 276,27 \text{ mm}$$

Eksenler arası mesafe;

$$A_o = \frac{1}{2} \cdot (49+294) = 171,5 \text{ mm}$$

Dişli genişliği;

$$b_7 = 0,5 \cdot 49 = 24,5 \text{ mm}$$

$$b_8 = 24,5 - 2 = 22,5 \text{ mm}$$

Tablo 4.4. III. ve IV. kademe dişlilerin geometrik boyutları

BOYUTLAR	DİŞLİLER			
	5	6	7	8
Modül (M)	2	2	3.5	3.5
Diş sayısı (Z)	14	84	14	84
Bölüm dairesi çapı(d_o)	28	168	49	294
Diş başı çapı (d_b) (mm)	32	172	56	301
Temel dairesi çapı (d_g)	26.3	157.8	46	276.27
Dişli genişliği (b)	22.4	20	24.5	22.5
Eksenler arası mesafe (A_o)	98		171.5	
Çevrim oranı (i)	6		6	

4.4.6. Dişlilerin çevresel hızlarının hesabı

4.4.6.1. Açısal hızların hesabı

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \dots\dots [\text{rad/sn}] \quad (4.11)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi 900}{30} = 94.24$$

$$\omega_2 = \frac{\pi 180}{30} = 18.85$$

$$\omega_3 = \frac{\pi 180}{30} = 18.85$$

$$\omega_4 = \frac{\pi 36}{30} = 3.77$$

$$\omega_5 = \frac{\pi 36}{30} = 3.77$$

$$\omega_6 = \frac{\pi 6}{30} = 0.63$$

$$\omega_7 = \frac{\pi 6}{30} = 0.63$$

$$\omega_8 = \frac{\pi 1}{30} = 0.10$$

4.4.6.2. Çevresel hızların hesabı

$$V = \omega \cdot r = \omega \cdot \frac{d_o}{2} \dots [\text{m/sn}] \quad (4.12)$$

$$V_1 = 94,24 \cdot \frac{0.018}{2} = 0.85$$

$$V_2 = 18,85 \cdot \frac{0.09}{2} = 0.85$$

$$V_3 = 18,85 \cdot \frac{0.018}{2} = 0.17$$

$$V_4 = 3,77 \frac{0,09}{2} = 0,17$$

$$V_5 = 3,77 \cdot \frac{0,028}{2} = 0,053$$

$$V_6 = 0,63 \cdot \frac{0,168}{2} = 0,053$$

$$V_7 = 0,63 \frac{0,024}{2} = 0,0075$$

$$V_8 = 0,1 \cdot \frac{0,144}{2} = 0,0075$$

4.4.6.3. Kavrama oranlarının tespiti

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{d_{b1}^2 - d_{g1}^2} + \sqrt{d_{b2}^2 - d_{g2}^2} - 2 \cdot A_o \cdot \sin \alpha_o}{2 \cdot \pi M \cdot \cos \alpha_o} \quad (4.13)$$

$$\varepsilon_{12} = \frac{\sqrt{21^2 - 16,9^2} + \sqrt{93^2 - 84,6^2} - 2,54 \cdot \sin 20}{2 \cdot \pi 1,5 \cos 20} = 1,6$$

$$\varepsilon_{34} = \frac{\sqrt{21^2 - 16,9^2} + \sqrt{93^2 - 84,6^2} - 2,54 \cdot \sin 20}{2 \cdot \pi 1,5 \cos 20} = 1,6$$

$$\varepsilon_{56} = \frac{\sqrt{32^2 - 26,3^2} + \sqrt{172^2 - 157,8^2} - 2,98 \cdot \sin 20}{2 \cdot \pi 2 \cos 20} = 1,66$$

$$\varepsilon_{78} = \frac{\sqrt{56^2 - 46^2} + \sqrt{301^2 - 276,27^2} - 2,171,5 \cdot \sin 20}{2 \cdot \pi 3,5 \cos 20} = 1,647$$

4.4.6.4. Çevirme momentlerinin tespiti

$$M_{bg} = 95500 \frac{N}{n} \text{ [daNcm]} \quad (4.14)$$

$$M_b = i \cdot \eta \cdot M_{bg} \quad (4.15)$$

$$M_{b1} = M_{bg} = 95500 \frac{0.037}{900} = 4 \text{ daNcm}$$

$$M_{b2} = i_{12} \cdot \eta_{12} \cdot M_{bg} = 5.0,97.4 = 19.4 \text{ daNcm}$$

$$M_{b3} = 19.4 \text{ daNcm}$$

$$M_{b4} = i_{34} \cdot \eta_{34} \cdot M_{b3} = 5.0,97.19.4 = 94 \text{ daNcm}$$

$$M_{b5} = 94 \text{ daNcm}$$

$$M_{b6} = i_{56} \cdot \eta_{56} \cdot M_{b5} = 6.0,97.94 = 547 \text{ daNcm}$$

$$M_{b7} = 547 \text{ daNcm}$$

$$M_{b8} = i_{78} \cdot \eta_{78} \cdot M_{b7} = 3183.5 \text{ daNcm}$$

4.4.6.5. Dişli kuvvetleri

Teğetsel kuvvetler;

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_o \text{ [daN]} \quad (4.16)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{b_{cl}}}{d_o} \text{ [daN]} \quad (4.17)$$

$$M_{b_{cl}} = K_o \cdot M_b \quad (4.18)$$

$$K_o = 1$$

$$F_{t1} = \frac{2.4}{1.8} = 4,44$$

$$F_{t2} = \frac{2.19,4}{9} = 4,31$$

$$F_{t3} = \frac{2.19,4}{1,8} = 21,55$$

$$F_{t4} = \frac{2.94}{9} = 20,88$$

$$F_{t5} = \frac{2.94}{2,8} = 67,15$$

$$F_{t6} = \frac{2.547}{16,8} = 65,12$$

$$F_{t7} = \frac{2.547}{4,9} = 223,3$$

$$F_{t8} = \frac{2.3183,5}{29,4} = 216,6$$

Radyal kuvvetler;

$$F_r = F_n \cdot \sin\alpha_o \text{ [daN]} \quad (4.19)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan\alpha_o \text{ [daN]} \quad (4.20)$$

$$F_{r1} = 4,44 \cdot \tan 20 = 1,67$$

$$F_{r2} = 4,31 \cdot \tan 20 = 1,57$$

$$F_{r3} = 21,55 \cdot \tan 20 = 7,84$$

$$F_{r4} = 20,88 \cdot \tan 20 = 7,6$$

$$F_{r5} = 67,15 \cdot \tan 20 = 24,4$$

$$F_{r6} = 65,12 \cdot \tan 20 = 23,7$$

$$F_{r7} = 223,3 \cdot \tan 20 = 81,27$$

$$F_{r8} = 216,6 \cdot \tan 20 = 78,8$$

4.5. Tahrik Kutusundaki Dişlilerin Mukavemet ve Modül Kontrolü

4.5.1. Pinyon için mukavemet ve modül kontrolü

$$\sigma_1 = \frac{F_t}{b \cdot M} \cdot K_{f1} \cdot K_v \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_D^*}{S} \quad (4.21)$$

$$\sigma_D^* = \frac{K_y \cdot K_b}{K_f} \cdot K_R \cdot K_L \cdot \sigma_D \quad (4.22)$$

$$\sigma_D = 0,5 \cdot \sigma_K \quad (4.23)$$

$$\sigma_K = 110 \text{ [daN/mm}^2\text{]}$$

$$S = 1,5 \dots 2 \text{ (1,5 seçildi)}$$

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mb}{Z_1 \cdot \Psi_m \cdot \sigma_{em}}} \cdot K_{f1} \cdot K_V \quad (4.24)$$

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mb}{Z_1^2 \cdot \Psi_D \cdot \sigma_{em}}} \cdot K_{f1} \cdot K_V \quad (4.25)$$

4.5.2. Çark için mukavemet ve modül kontrolü

$$\sigma_2 = \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot M} \cdot K_{f2} \cdot K_V \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_D^*}{S} \quad (4.26)$$

$$\sigma_D^* = \frac{K_y \cdot K_b}{K_f} \cdot K_R \cdot K_L \cdot \sigma_D \quad (4.27)$$

$$\sigma_D = 0,5 \cdot \sigma_K$$

$$\sigma_K = 80 \text{ [daN/mm}^2\text{]}$$

$$S = 1,5 \dots 2 \text{ (1,5 seçildi)}$$

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mb}{Z_1 \cdot \Psi_m \cdot \sigma_{em}}} \cdot K_{f1} \cdot K_V \quad (4.28)$$

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mb}{Z_2^2 \cdot \Psi_d \cdot \sigma_{em}}} \cdot K_{f1} \cdot K_V \quad (4.29)$$

4.5.3. Pinyonun yüzey basıncına göre kontrolü

$$P_H = 150,8 \cdot K_i \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_1 \cdot d_o}} \cdot K_V \leq P_{Hem} = \frac{P_{HD}^*}{S} \quad (4.30)$$

$$P_{HD}^* = 163 \text{ [daN/mm}^2\text{]}$$

$$S = 1,2 \dots 1,5 \text{ (1,35 seçildi)}$$

$$M \geq \frac{1}{Z_1} \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mb_1}{\Psi_d \cdot P_{Hem}^2}} \cdot K_v \cdot K_E^2 \cdot K_\alpha^2 \cdot K_i^2 \quad (4.31)$$

4.5.4. Çarkın yüzey basıncına göre kontrolü

$$P_{Hem} = 150,8 \cdot K_i \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{b_2 \cdot d_o}} K_v \leq P_{Hem} = \frac{P_{HD}^*}{S} \quad (4.32)$$

$$P_{HD}^* = 64 \text{ [daN/mm}^2\text{]}$$

$$S = 1,2 \dots 1,5 \text{ (1,35 seçildi)}$$

$$M \geq \frac{1}{Z_2} \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M b_2}{\Psi_d \cdot P_{Hem}^2} \cdot K_v \cdot K_E^2 \cdot K_a^2 \cdot K_i^2} \quad (4.33)$$

Mukavemet ve modül kontrollerinde kullanılan sabitler ve bazı faktörler Tablo 4.5'te görülmektedir.

Tablo 4.5. Mukavemet hesaplamalarında kullanılan faktörlerin değerleri

KULLANILAN FAKTÖRÜN ADI	DİŞLİLER							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Dinamik veya hız fak. K_v	1,1							
Form fak. K_f	3.7	2.32	3.7	2.32	3.33	2.24	3.33	2.24
Ömür faktörü K_L	1.25							
Yüzey pürüzlülük fak. K_y	0.7							
Genişlik faktörü K_b	1.42							
Çentik faktörü K_ϵ	1.5							
Güvenirlilik faktörü K_R	1							
Zorlanma faktörü K_Z	1.4							
Yuvarlanma nok. fak K_a	1.76							
Malzeme faktörü K_E	85.7							
Çevrim oranı fak K_i	1.095		1.095		1.080		1.080	

4.5.5. I. Kademenin mukavemet ve modül kontrolü

Pinyon için mukavemet kontrolü;

$$\sigma_D = 0,5 \cdot \sigma_K = 0,5 \cdot 110 = 55 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_D^* = \frac{0,71,42}{1,5} \cdot 1,1 \cdot 25,55 = 46 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_1 = \frac{F_{t1}}{b_1 \cdot M} \cdot K_{f1} \cdot K_v \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_d^*}{S}$$

$$\sigma_1 = \frac{4,44}{14,4 \cdot 1,5} \cdot 3,71,1 \leq \sigma_{em} = \frac{46}{1,5} = 30,6$$

0,84 ≤ 30,6 olduğundan uygundur.

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2,4}{12^2 \cdot 0,5 \cdot 30,6}} \cdot 3,71,1$$

1,5 ≥ 0,245 olduğundan uygundur.

Pinyonun yüzey basıncına göre kontrolü;

$$P_H = 150,8 \cdot K_i \cdot \sqrt{\frac{F_{t1}}{b \cdot d_n}} \cdot K_v \leq P_{Hem} = \frac{P_{HD}^*}{S}$$

$$P_H = 150,8 \cdot 1,08 \cdot \sqrt{\frac{4,44}{14,4 \cdot 18}} \cdot 1,1 \leq P_{Hem} = \frac{163}{1,35}$$

22,4 ≤ 121 olduğundan uygundur.

$$M \geq \frac{1}{12} \sqrt[3]{\frac{2,4 \cdot 44}{0,5 \cdot 121^2}} \cdot 1,1 \cdot (85,7)^2 \cdot (1,76)^2 \cdot (1,08)^2$$

1,5 ≥ 0,27 olduğundan uygundur.

Çark için mukavemet kontrolü;

$$\sigma_2 = \frac{F_{t2}}{b \cdot M} \cdot K_{f2} \cdot K_V \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_d^*}{S}$$

$$\sigma_D = 0,5 \cdot \sigma_K = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_D^* = \frac{K_y \cdot K_b}{K_f} \cdot K_R \cdot K_I \cdot \sigma_D = \frac{0,7 \cdot 1,42}{1,5} \cdot 1,1 \cdot 25 \cdot 40 = 33,4 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_D^*}{S} = \frac{33,4}{1,5} = 22,6 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{4,31}{12,4 \cdot 1,5} \cdot 2,32 \cdot 1,1 = 0,59$$

$0,59 \leq 22,6$ olduğundan uygundur.

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mb^2}{Z_2^2 \cdot \Psi_D \cdot \sigma_{em}}} \cdot K_{f2} \cdot K_V$$

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 19,4}{60^2 \cdot 0,5 \cdot 22,6}} \cdot 2,32 \cdot 1,1 = 0,135$$

$1,5 \geq 0,135$ olduğundan uygundur.

Çarkın yüzey basıncına göre kontrolü;

$$P_H = 150,8 \cdot K_I \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{b_2 \cdot d_o}} \cdot K_V \leq P_{Hem} = \frac{P_{HD}^*}{S}$$

$$P_H = 150,8 \cdot 1,095 \cdot \sqrt{\frac{4,31}{12,4 \cdot 90}} \cdot 1,1 \leq \frac{64}{1,35}$$

$10,75 \leq 47,4$ olduğundan uygundur.

$$M \geq \frac{1}{Z_2} \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mb_2}{\Psi_d \cdot P_{Hem}^2}} \cdot K_V \cdot K_E^2 \cdot K_\alpha^2 \cdot K_\gamma^2$$

$$M \geq \frac{1}{60} \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 19,4}{0,5 \cdot (47,4)^2}} \cdot 1,1 \cdot (85,7)^2 \cdot (1,76)^2 \cdot (1,095)^2$$

$1,5 \geq 0,17$ olduğundan uygundur.

4.5.6. II. Kademenin mukavemet ve modül kontrolü

Pinyon için mukavemet hesabı;

$$\sigma_1 = \frac{21,55}{14,4.1,5} . 3,7.1,1 = 4,06$$

4,06 ≤ 30,6 olduğundan uygundur.

$$M \geq \sqrt{\frac{2.19,4}{144.0,5.30,6}} . 3,7.1,1 = 0,89$$

1,5 ≥ 0,89 olduğundan uygundur.

Pinyonun yüzey basıncına göre kontrolü;

$$P_H = 150,8.1,095 . \sqrt{\frac{21,55}{14,4.1,8}} . 1,1 = 50$$

50 ≤ 120,7 olduğundan uygundur.

$$M \geq \frac{1}{12} . \sqrt[3]{\frac{2.19,4}{0,5.(120,7)^2} . 1,1.(85,7)^2 . (1,76)^2 . (1,095)^2} = 0,45$$

1,5 ≥ 0,45 olduğundan uygundur.

Çark için mukavemet kontrolü;

$$\sigma_2 = \frac{20,88}{12,4.1,5} . 2,32.1,1 = 2,86$$

2,86 ≤ 22,6 olduğundan uygundur.

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2.94}{(60)^2 . 0,5.22,6}} . 2,32.1,1 = 0,22$$

1,5 ≥ 0,22 olduğundan uygundur.

Çarkın yüzey basınç kontrolü;

$$P_H = 150,81,095 \cdot \sqrt{\frac{20,88}{12,4,90}} \cdot 1,1 = 23,7$$

$23,7 \leq 47,4$ olduğundan uygundur.

$$M \geq \frac{1}{60} \sqrt[3]{\frac{2,94}{0,5 \cdot (47,4)^2}} \cdot 1,1 \cdot (85,7)^2 \cdot (1,76)^2 \cdot (1,095)^2 = 0,28$$

$1,5 \geq 0,28$ olduğundan uygundur.

4.5.7. III. Kademenin mukavemet ve modül kontrolü

Pinyon için mukavemet hesabı;

$$\sigma_s = \frac{67,15}{22,4,2} \cdot 3,33,1,1 \leq \sigma_{em} = 30,6$$

$5,5 \leq 30,6$ olduğundan uygundur.

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2,94}{14^2 \cdot 0,5 \cdot 30,6}} \cdot 3,33,1,1 = 0,61$$

$2 \geq 0,61$ olduğundan uygundur.

Pinyonun yüzey basıncına göre kontrolü;

$$P_H = 150,81,08 \cdot \sqrt{\frac{67,15}{22,4,28}} \cdot 1,1 = 55,9 \leq P_{Hem}$$

$55,9 \leq 120,7$ olduğundan uygundur.

$$M \geq \frac{1}{14} \cdot \sqrt[3]{\frac{2,94}{0,5 \cdot (120,7)^2}} \cdot 1,1 \cdot (85,7)^2 \cdot (1,76)^2 \cdot (1,08)^2$$

$2 \geq 0,65$ olduğundan uygundur.

Çark için mukavemet hesabı;

$$\sigma_6 = \frac{65,12}{20,2} \cdot 2,24 \cdot 1,1 \leq \sigma_{em}$$

$4 \leq 22,6$ olduğundan uygundur.

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2,547}{84^2 \cdot 0,5 \cdot 22,6}} \cdot 2,24 \cdot 1,1$$

$2 \geq 0,32$ olduğundan uygundur.

Çarkın yüzey basıncına göre kontrolü;

$$P_H = 150,8 \cdot 1,08 \cdot \sqrt{\frac{65,12}{20,168}} \cdot 1,1 \leq P_{Hem}$$

$23,78 \leq 47,4$ olduğundan uygundur.

$$M \geq \frac{1}{84} \cdot \sqrt[3]{\frac{2,547}{0,5 \cdot (47,7)^2 \cdot 1,1 \cdot (85,7)^2 \cdot (1,76)^2 \cdot (1,08)^2}}$$

$2 \geq 0,36$ olduğundan uygundur.

4.5.8. IV. Kademenin mukavemet ve modül kontrolü

Pinyon için mukavemet hesabı;

$$\sigma_7 = \frac{223,3}{24,5 \cdot 3,5} \cdot 3,33 \cdot 1,1 \leq \sigma_{em}$$

$9,54 \leq 30,6$ olduğundan uygundur.

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2,547}{14^2 \cdot 0,5 \cdot 30,6}} \cdot 3,33 \cdot 1,1$$

$3,5 \geq 1,1$ olduğundan uygundur.

Pinyonun yüzey basıncına göre kontrolü;

$$P_H = 150,81,08 \cdot \sqrt{\frac{223,3}{24,549}} \cdot 1,1 \leq P_{Hem}$$

73,67 ≤ 120,7 olduğundan uygundur.

$$M \geq \frac{1}{14} \cdot \sqrt[3]{\frac{2547}{0,5 \cdot (120,7)^2}} \cdot 1,1 \cdot (85,7)^2 \cdot (1,76)^2 \cdot (1,08)^2$$

3,5 ≥ 1,17 olduğundan uygundur.

Çark için mukavemet hesabı;

$$\sigma_8 = \frac{216,6}{23,3,5} \cdot 2,24 \cdot 1,1 \leq \sigma_{em}$$

6,63 ≤ 22,6 olduğundan uygundur.

$$M \geq \sqrt[3]{\frac{2.3183,5}{84^2 \cdot 0,5 \cdot 22,6}} \cdot 2,24 \cdot 1,1$$

3,5 ≥ 0,58 olduğundan uygundur.

Çarkın yüzey basınç kontrolü;

$$P_H = 150,81,08 \cdot \sqrt{\frac{216,6}{23,294}} \cdot 1,1 \leq P_{Hem}$$

30,57 ≤ 47,4 olduğundan uygundur.

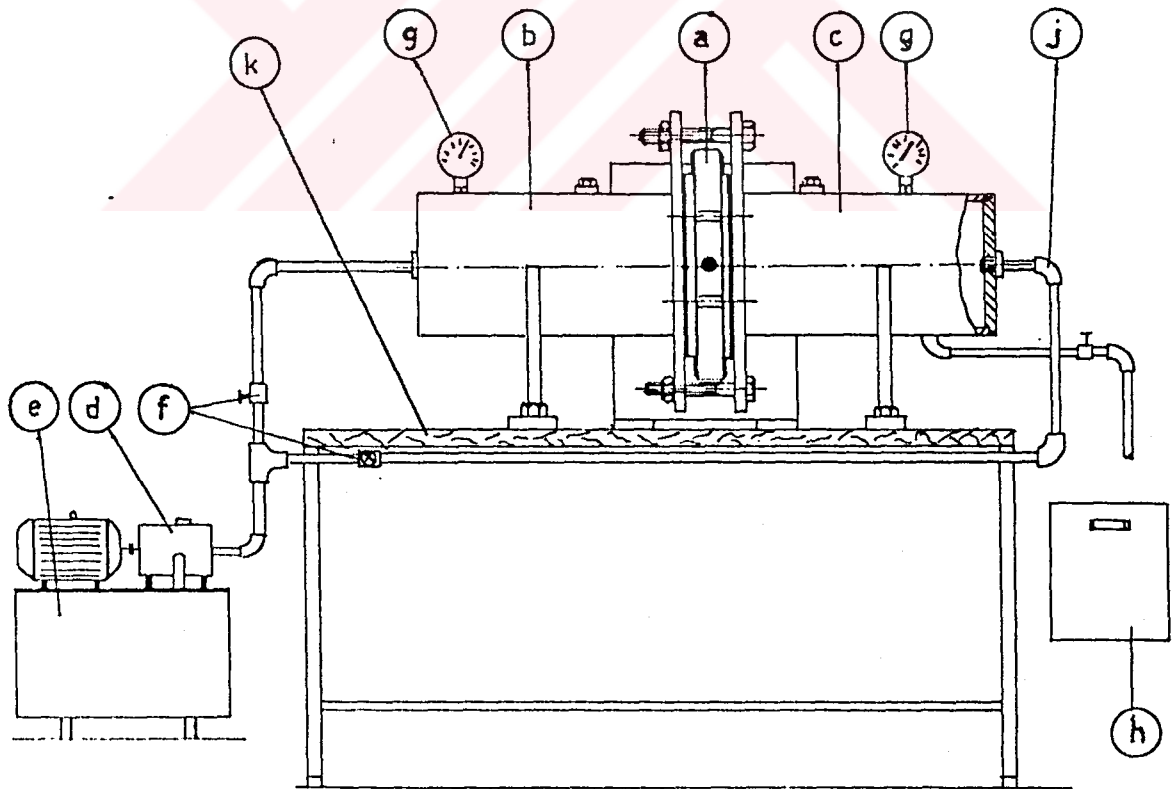
$$M \geq \frac{1}{84} \cdot \sqrt[3]{\frac{2.3183,5}{0,5 \cdot (47,4)^2}} \cdot 1,1 \cdot (85,7)^2 \cdot (1,76)^2 \cdot (1,08)^2$$

3,5 ≥ 0,65 olduğundan uygundur.

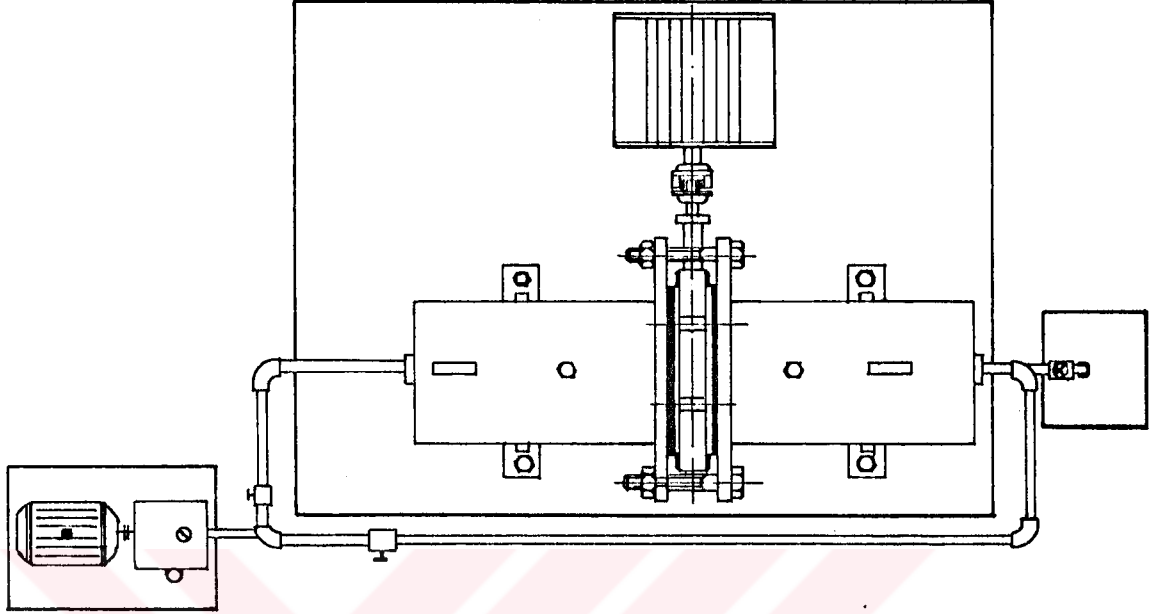
4.6. Deney Seti İçin Gerekli Olan Elemanların Hazırlanması

Deney setinde kullanılan elemanların bir kısmı hazır olarak alındı, bir kısmıda atölyede imal edilerek deney setinin montajı yapıldı.

Deney setinde kullanılan kelebek vana SMS vana fabrikasından temin edildi. Sızdırmazlık, flanşlar sayesinde civatalarla sağlanmaktadır. Flanşlar vana büyüklüğüne bağlı olarak atölyede imal edildi. Deney setinde kullanılan iki adet flanşın çelik çekme boruya kaynak ile birleştirilmeleri yapıldı. Deneyde kullanılan SAE 10 numaralı yağ petrol ofisinden temin edildi. Kelebek vananın giriş ve çıkış kısmındaki yağ basıncı ise Alman malı Fiebiğ marka iki adet manometre ile ölçüldü. Kelebek vanayı açıp kapamak için tasarımı yapılan tahrik kutusunda bulunan silindirik dişli çarkların imalatı atölyede yapıldı. Tahrik kutusunu tahrik etmek için gerekli olan ve bilgisayar ile komuta edilebilir özelliğe sahip elektrik motoru piyasadan temin edildi. Bütün bu hazırlıklardan sonra deney yapmaya elverişli olabilecek deney setinin projesi hazırlanarak imalatı yapıp deneye hazır hale getirildi. (Şekil 4.4.,4.5)



Şekil 4.4 Deney setinin önden görünüşü



Şekil 4.5. Deney setinin üstten görünüşü

4.7. Deney Setinin Çalışma Prensibi

Deney seti; vana (a), giriş ve çıkış basınç boruları (b,c), yağ pompası (d), yağ tankı (e), debi ayar vanası (f), manometreler (g), yağ toplama kapları ((h,i) ve bağlantı boruları , (j) ile deney masasından (k) meydana gelmektedir. Deneye başlamadan önce, redüktör yerine vananın klape miline bağlanan 500mm. uzunluğundaki moment koluna bağlı kefeye ağırlıklar konarak, vana klapesinin lastik contanın meydana getirdiği sürtünmeyi yenmesi için ne kadarlık bir sürtünme momentine ihtiyaç duyduğu, vana klapesi açılıp kapatılarak tespit edildi, Bu tespitten sonra, giriş ve çıkış borularının içerisinde hava kalmamasına dikkat edilerek yağ ile dolduruldu ve hava alma tapaları sıkılarak deneye hazır hale getirildi.

Deney vanasının iki tarafındaki basınç, yağ pompası ve iki yollu vana yardımı ile değiştirilerek (0.1,0.2,0.4,0.6,0.8,1,2,4,6,8 kp/cm^2) , moment kolunun kefesine de ağırlıklar konulmak suretiyle, klappenin açıklığına ($\alpha = 20^\circ, 30^\circ, 40^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 70^\circ$) bağlı

olarak gerekli momentlerin tespiti ile başlandı. Bu tespitlerden sonra elde edilen en büyük momente göre, bir redüktör tasarlandı ve imalat resimleri ile hesapları yapılarak atölye şartlarında imal edilip çalışır hale getirildi. Bu redüktörün gücü, bilgisayar ve güneş enerjisi ile tahrik (arazi sulamaları için) göz önüne alınarak; monofaze, gücü 0.05 BG ve devir sayısı da dakikada 900 olarak hesaplandı. Daha sonra, bu redüktör, kelebek vananın miline bağlanarak, önce elle komuta edilerek deneyler tekrarlandı, daha sonra da, laboratuvar şartlarında bir bilgisayar düzeneği hazırlanarak, bilgisayar ile kontrol edilip araştırma tamamlandı.



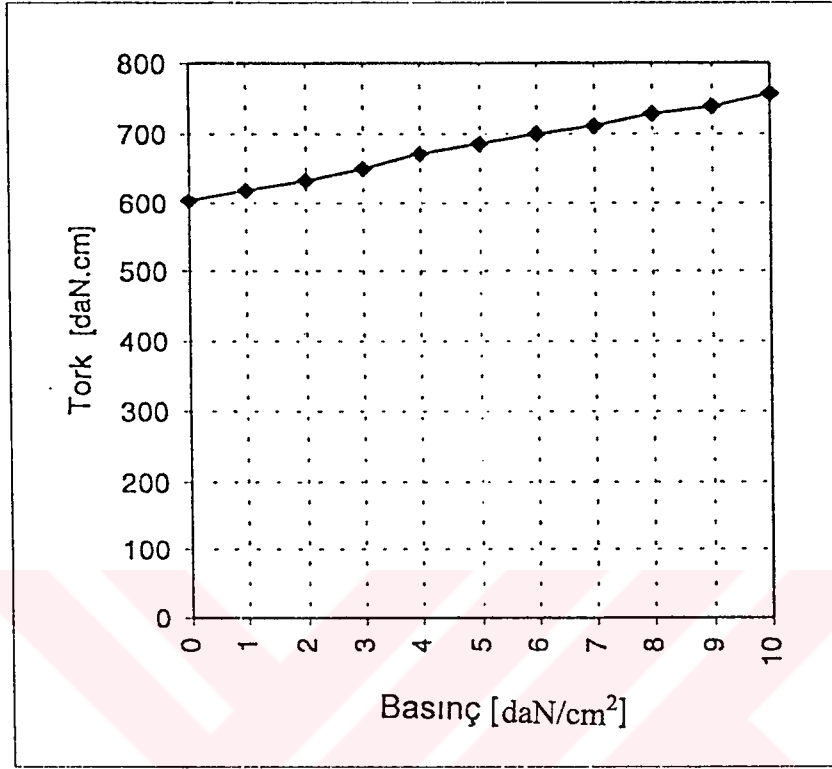
5. DENEYLERİN YAPILIŞI ve ELDE EDİLEN SONUÇLAR

5.1. Vananın Açılıp Kapama Torkunun Tespiti

Farklı basınç değerlerinde (0.1, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1, 2, 4, 6, 8 daN/cm²) kelebek vananın, sızdırmazlığını sağlayan lastik halka ile klape arasında oluşan sürtünme kuvveti ve akışkan basıncından dolayı oluşan basınç kuvvetini yenmesi için gerekli olan açma kapama torku tablo 5.1.'deki gibi bulundu. Bu, elde edilen açma kapama torkunun grafiği de şekil 5.1.'de görülmektedir.

Tablo 5.1. Deney sonucu elde edilen ilk açılma torkları.

BASINÇ [daN/cm ²]	UYGULANAN TORK [daNcm]
0	600
1	615
2	630
3	648
4	670
5	683
6	698
7	710
8	728
9	740
10	758
Tablodaki tork değerleri, tesisatta SAE 10 numara yağ olması ve klappenin ilk açılması için tespit edilen tork değerleridir.	



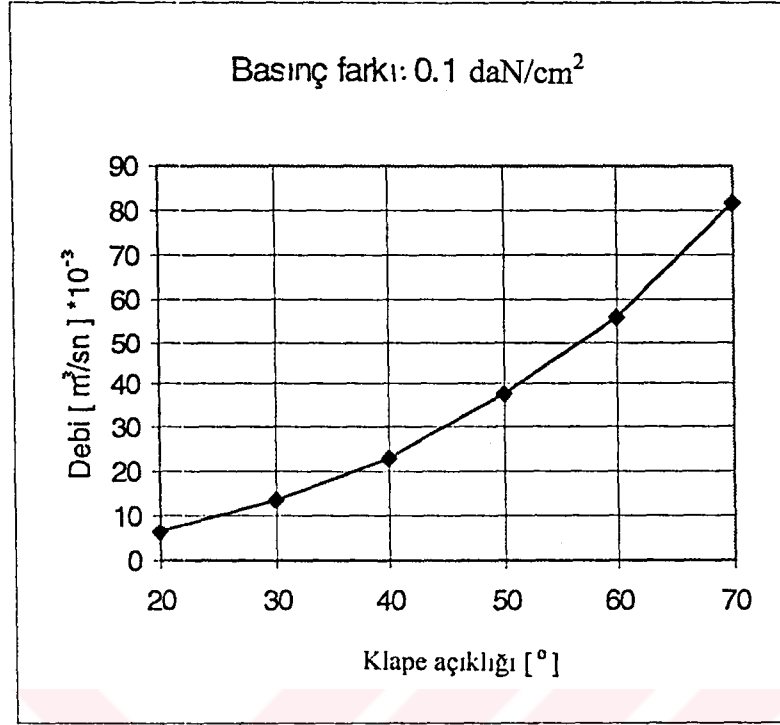
Şekil 5.1. Açma torkunun basınçla değişimi.

5.2. Akışkan Debisinin ve Oluşturduğu Torkun Tespiti

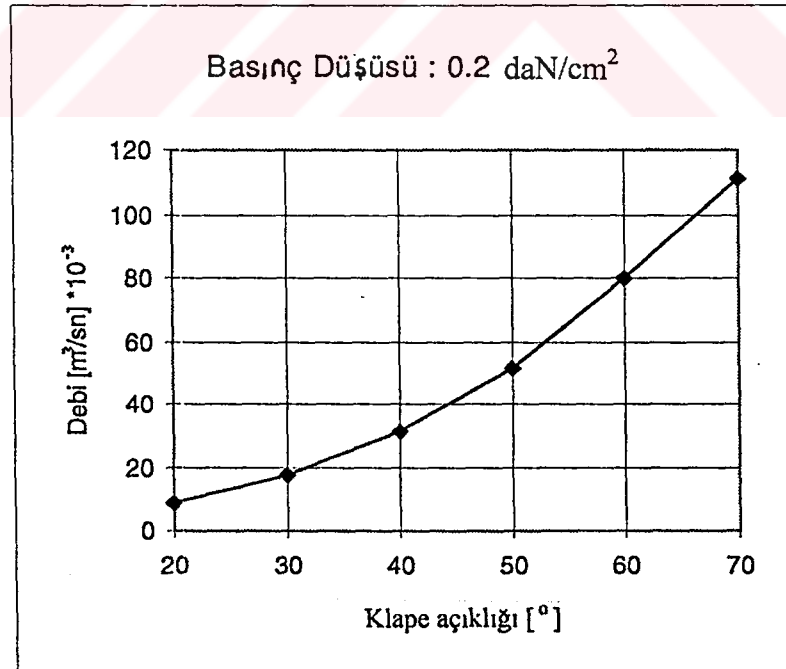
Deney sonucunda elde edilen debi ve akışkan torku değerleri tablo 5.2’de görülmektedir. Bu değerler farklı basınç değerlerinde ve farklı klape açıklıklarında tespit edilen miktarlardır. Deney sonuçlarından elde edilen debi değerlerinin grafikleri Şekil 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, 5.6, 5.7, 5.8, 5.9, 5.10 ve 5.11’de görülmektedir. Deney sonuçları bir arada Şekil 5.12’de görülmektedir. Aynı şekilde akışkanın oluşturduğu moment değerlerinin grafikleri Şekil 5.13, 5.14, 5.15, 5.16, 5.17, 5.18, 5.19, 5.20, 5.21 ve 5.22’de görülmektedir. Tümünün değişimini bir arada görmek için de Şekil 5.23’de bir toplu çizimleri yapıldı.

Tablo 5.2. Yapılan deneyler neticesinde elde edilen debi miktarları ve akışkan torkları.

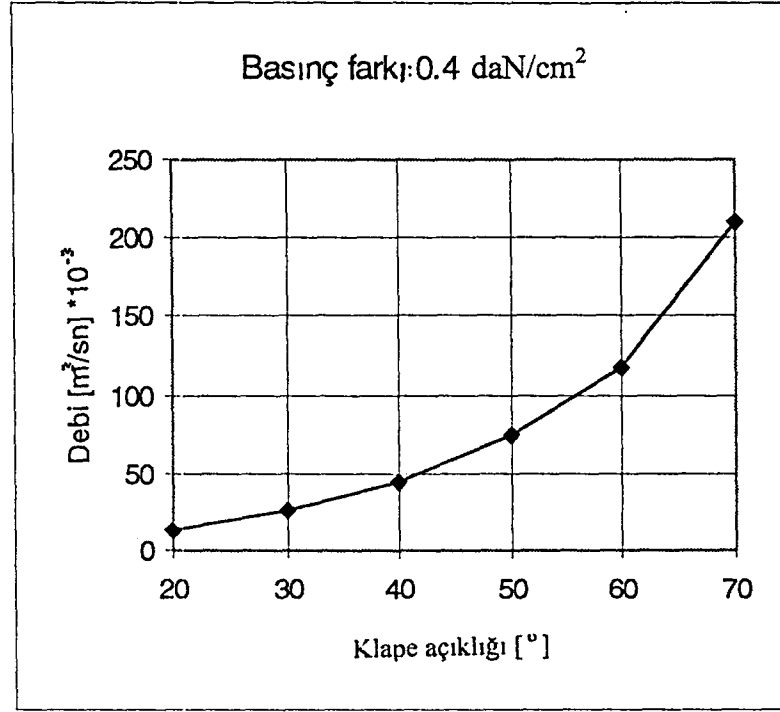
Klape açıklığı	Büyüklikler	BASINÇ FARKI (daN/cm ²)									
		0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1	2	4	6	8
20°	Q [m ³ /sn] * 10 ⁻³	6.42	8.5	13	15.5	18.33	20.5	29.75	41.6	51	57.3
	Md [daNm]*10 ⁻²	7.5	15	30	44	59	74.5	149	302	452	600
	D [m]	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	ρ [kg/m ³]	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
30°	Q [m ³ /sn] * 10 ⁻³	13.37	17.7	26.4	31.5	38	41.7	60.8	83.3	106.4	121.5
	Md [daNm]*10 ⁻²	9.6	19.2	38.4	57.6	76.8	96	190	384	576	768
	D [m]	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	ρ [kg/m ³]	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
40°	Q [m ³ /sn] * 10 ⁻³	23.33	31.47	45.14	55.2	66	74	91	145.8	177.8	205.5
	Md [daNm]*10 ⁻²	16	32	64	96	128	160	320	640	960	1280
	D [m]	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	ρ [kg/m ³]	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
50°	Q [m ³ /sn] * 10 ⁻³	38	52	74.7	88	108.3	121.5	166.6	244.4	291	347.2
	Md [daNm]*10 ⁻²	30	60	120	180	241	300	600	1210	1812	2413
	D [m]	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	ρ [kg/m ³]	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
60°	Q [m ³ /sn] * 10 ⁻³	55.6	80	118	139	164.5	183.3	261.1	382	451.4	509.2
	Md [daNm]*10 ⁻²	50	116	22.4	336	448	560	1120	2240	3360	4480
	D [m]	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	ρ [kg/m ³]	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
70°	Q [m ³ /sn] * 10 ⁻³	81.6	111	211	255.4	295	347	373.2	523.1	625	729.1
	Md [daNm]*10 ⁻²	120	241	483	718	960	1210	2400	4810	7212	9615
	D [m]	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15
	ρ [kg/m ³]	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88



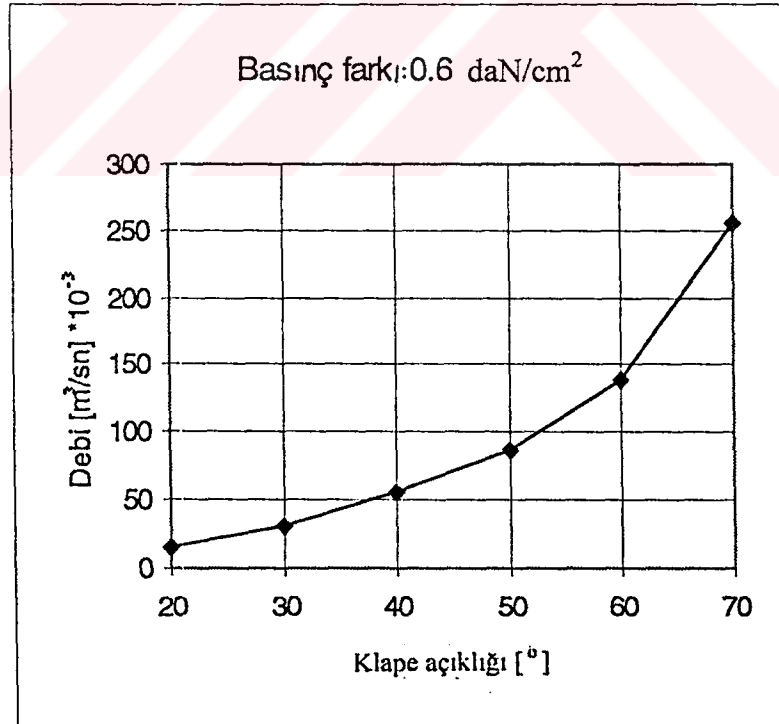
Şekil 5.2.0.1 (daN/cm²) basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



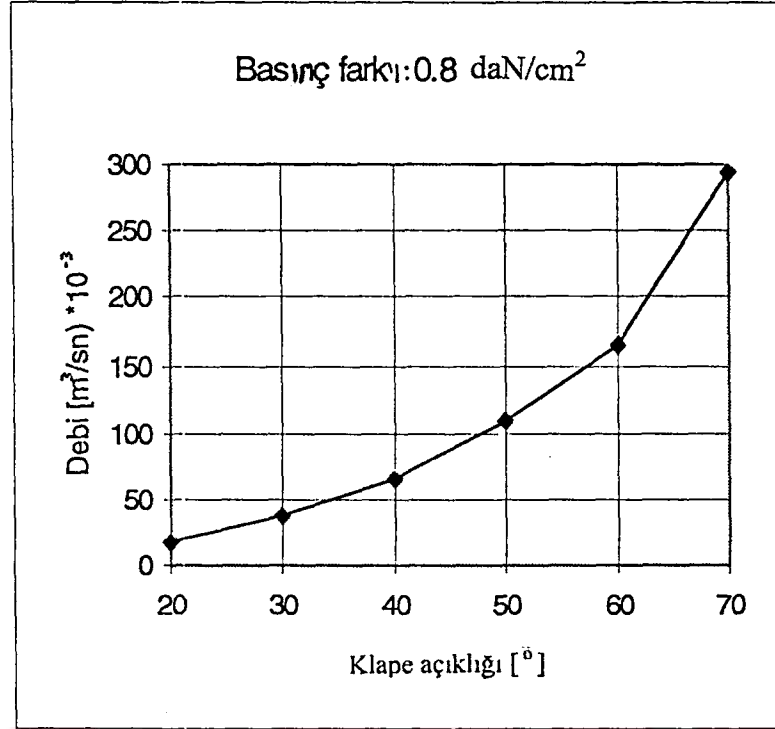
Şekil 5.3. 0.2(daN/cm²) basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



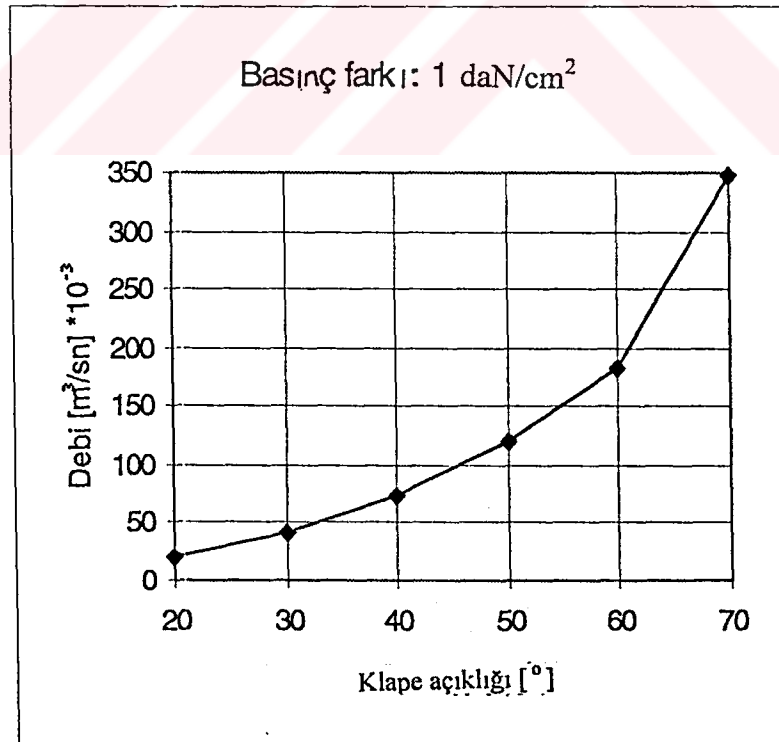
Şekil 5.4. $0.4 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$ basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



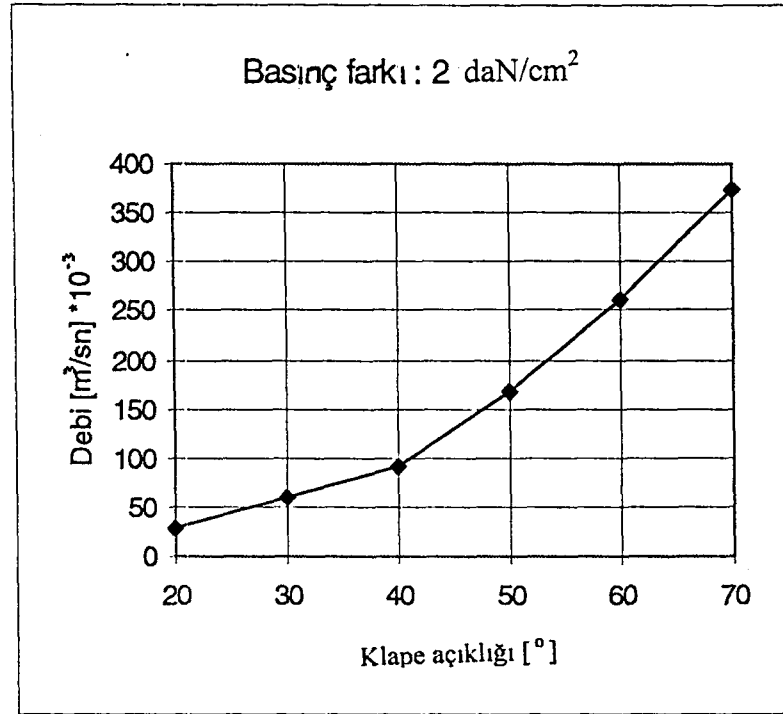
Şekil 5.5. $0.6 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$ basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



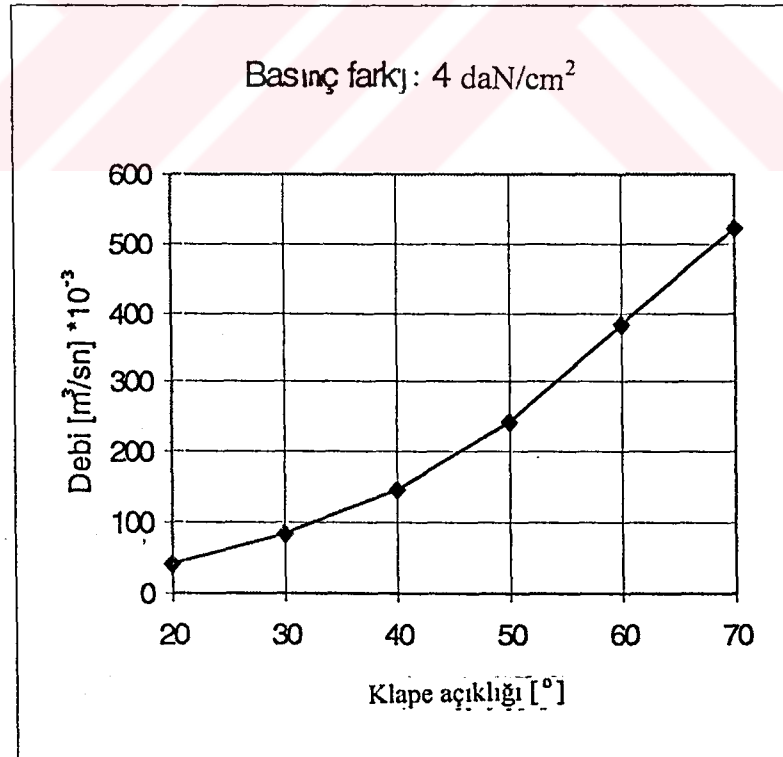
Şekil 5.6. $0.8 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$ basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



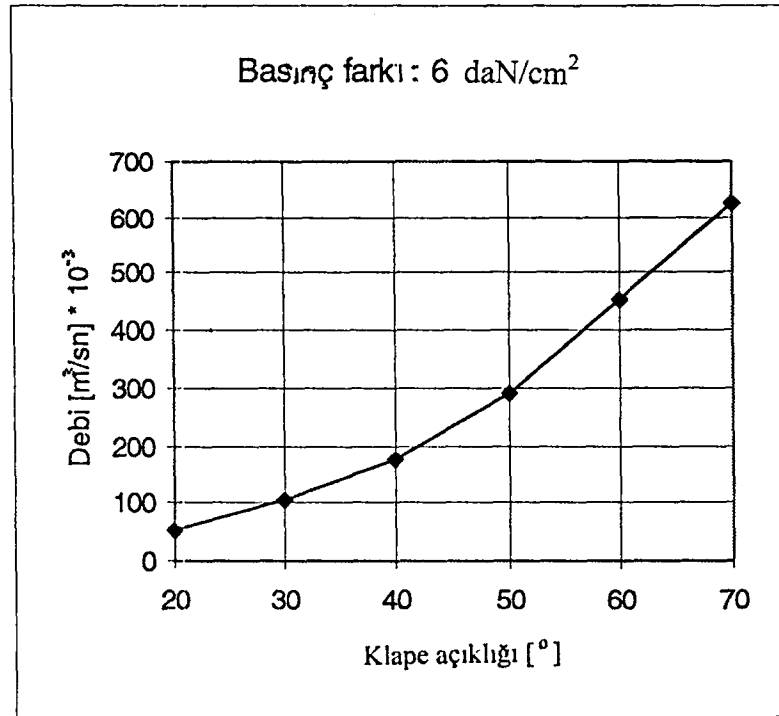
Şekil 5.7. $1 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$ basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



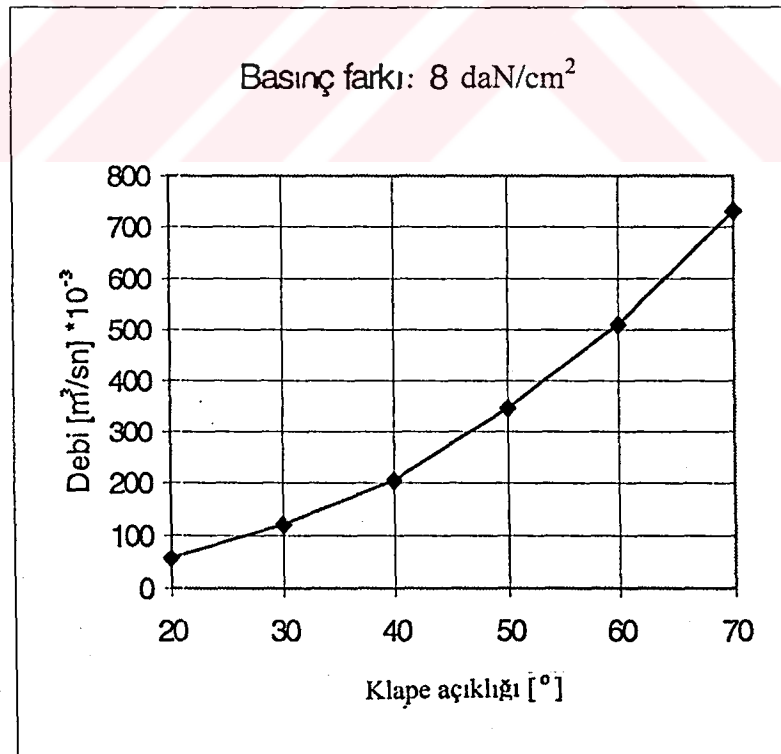
Şekil 5.8. 2 (daN/cm²) basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



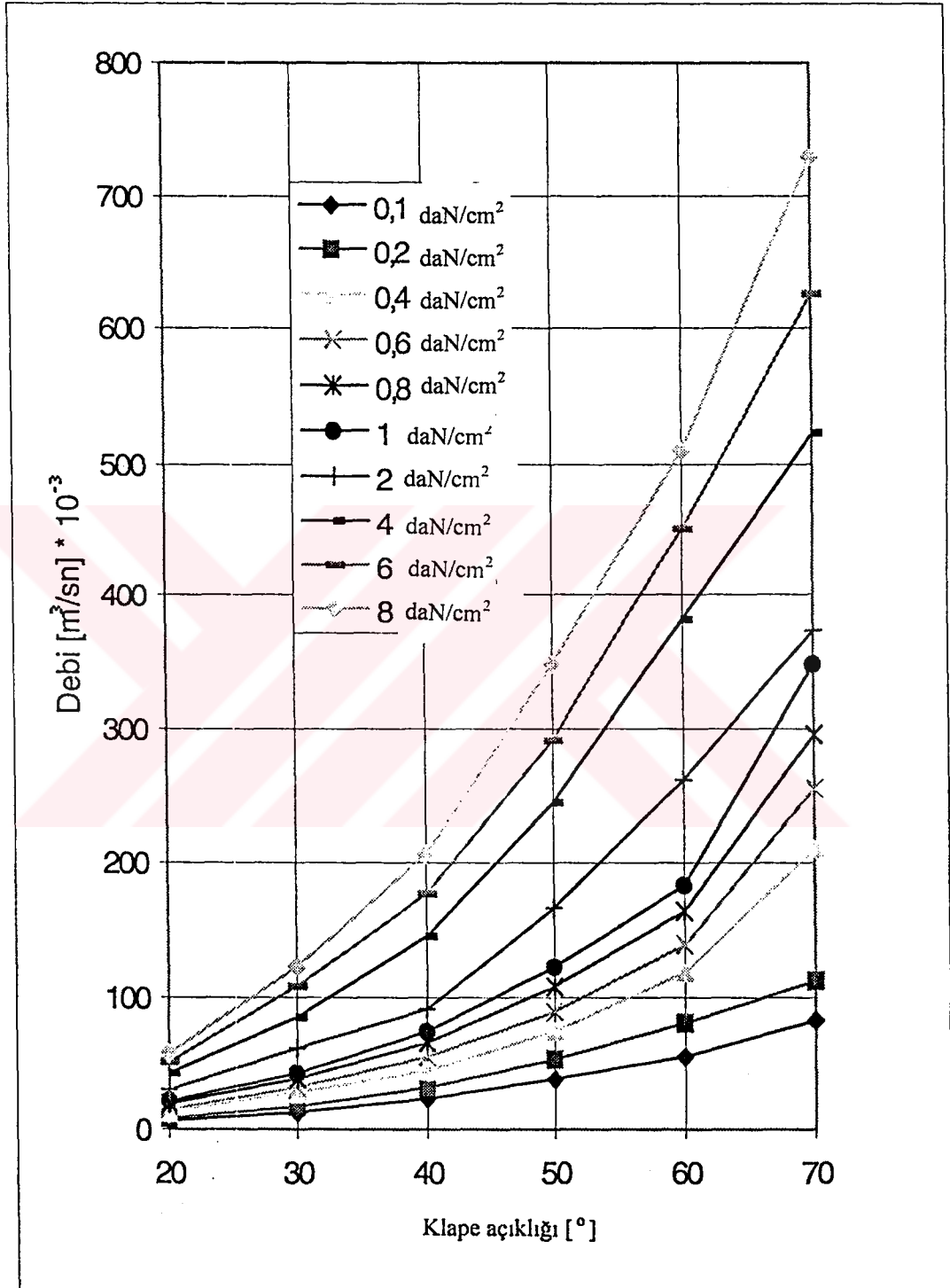
Şekil 5.9. 4 (daN/cm²) basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



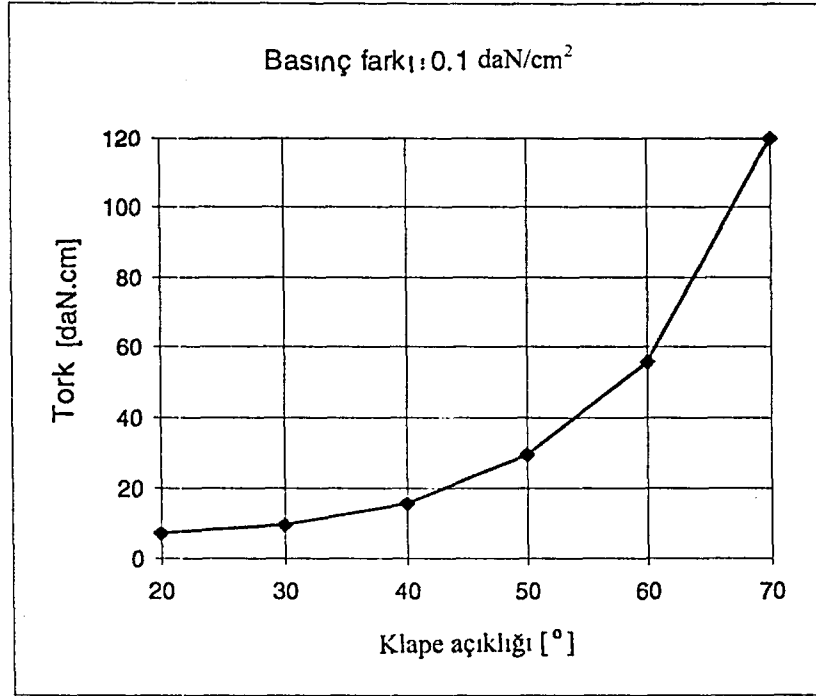
Şekil 5.10. 6(daN/cm²) basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



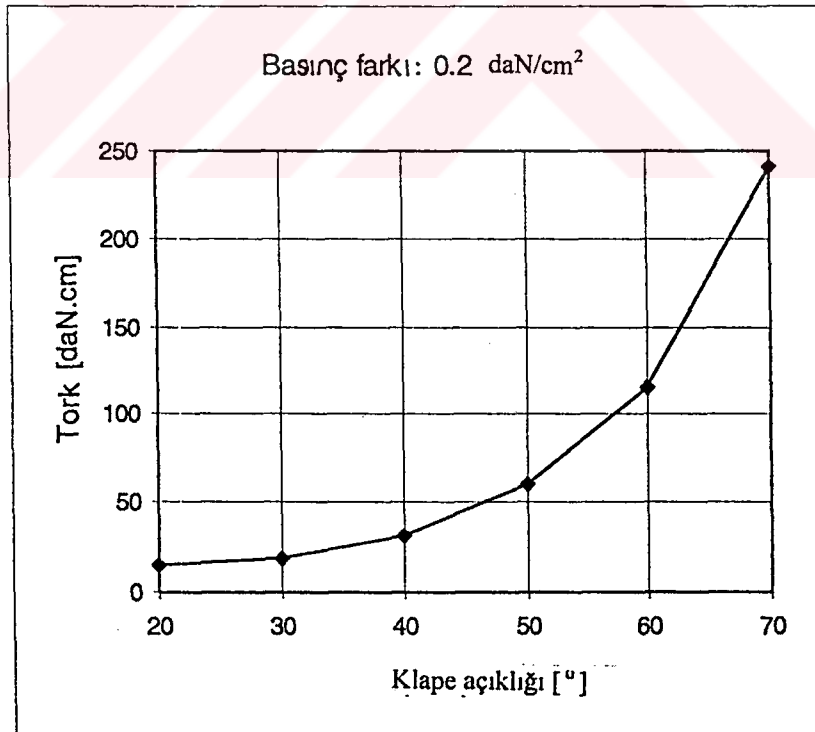
Şekil 5.11. 8 (daN/cm²) basınç değerlerinde elde edilen debi miktarı.



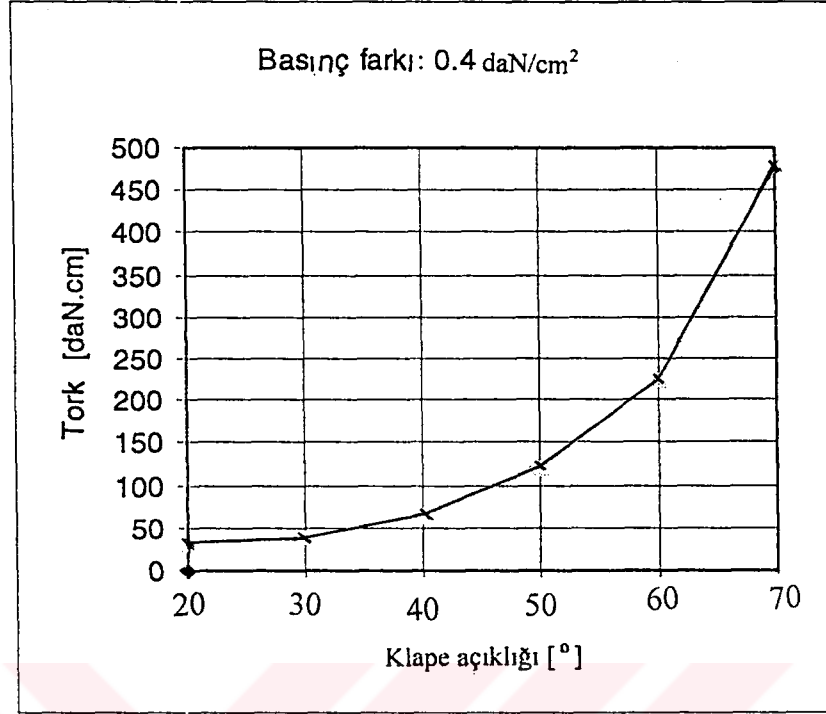
Şekil 5.12. Değişik basınç değerlerinde elde edilen debi miktarlarının bir arada gösterilişi.



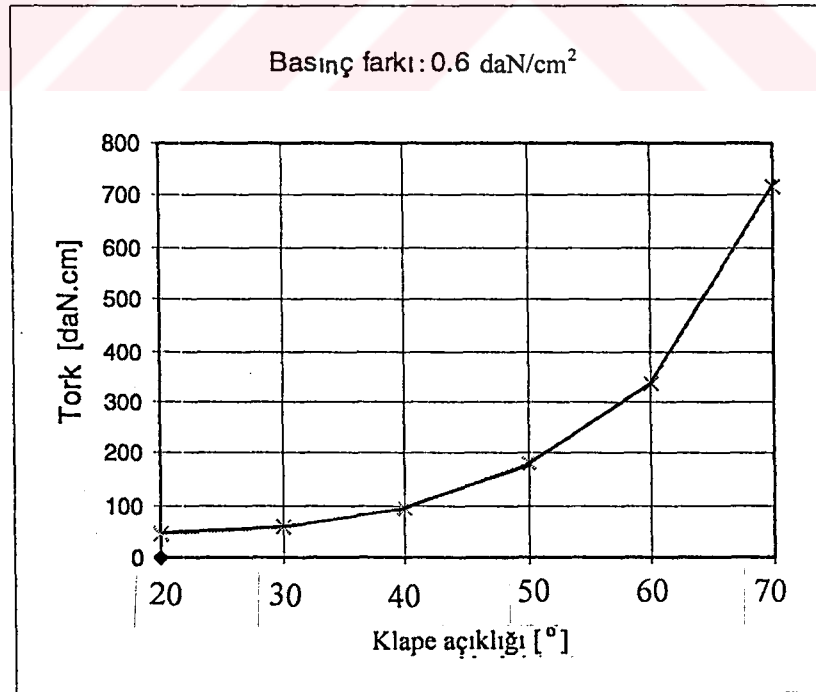
Şekil 5.13. $0.1(\text{daN/cm}^2)$ Basınç farkında tespit edilen moment miktarı



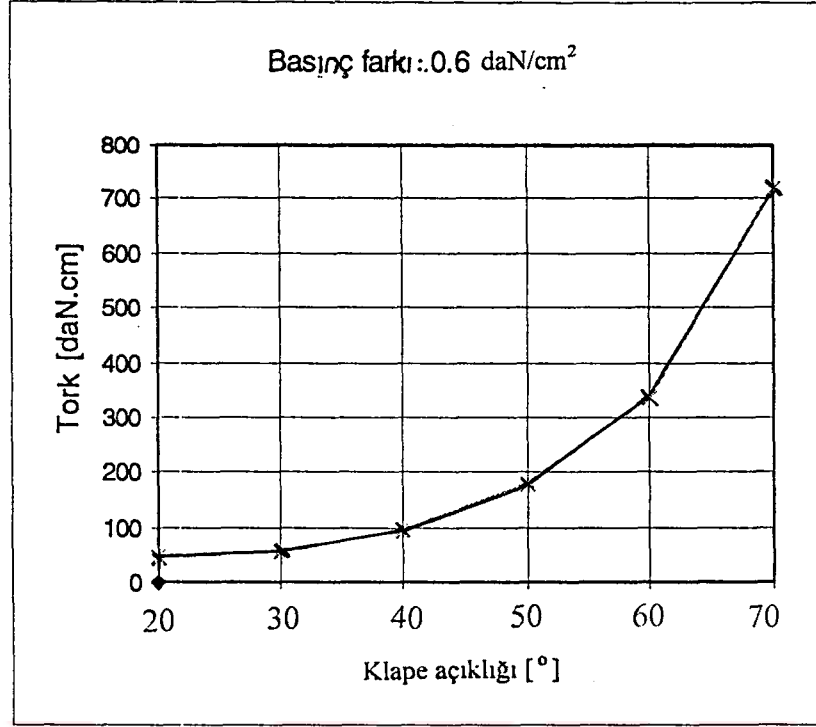
Şekil 5.14. $0.2(\text{daN/cm}^2)$ Basınç farkında tespit edilen moment miktarı.



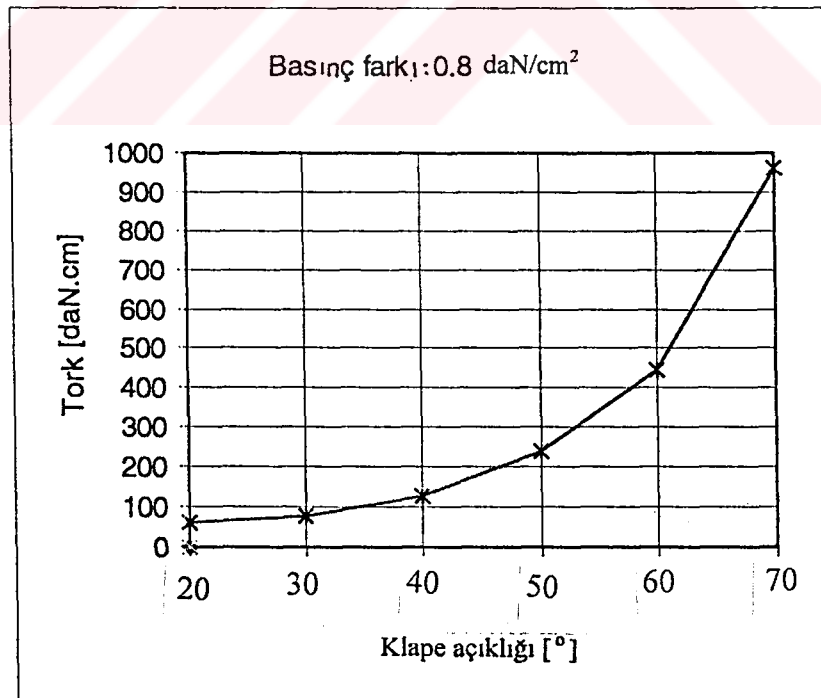
Şekil 5.15. $0.4 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$ Basınç farkında tespit edilen moment miktarı



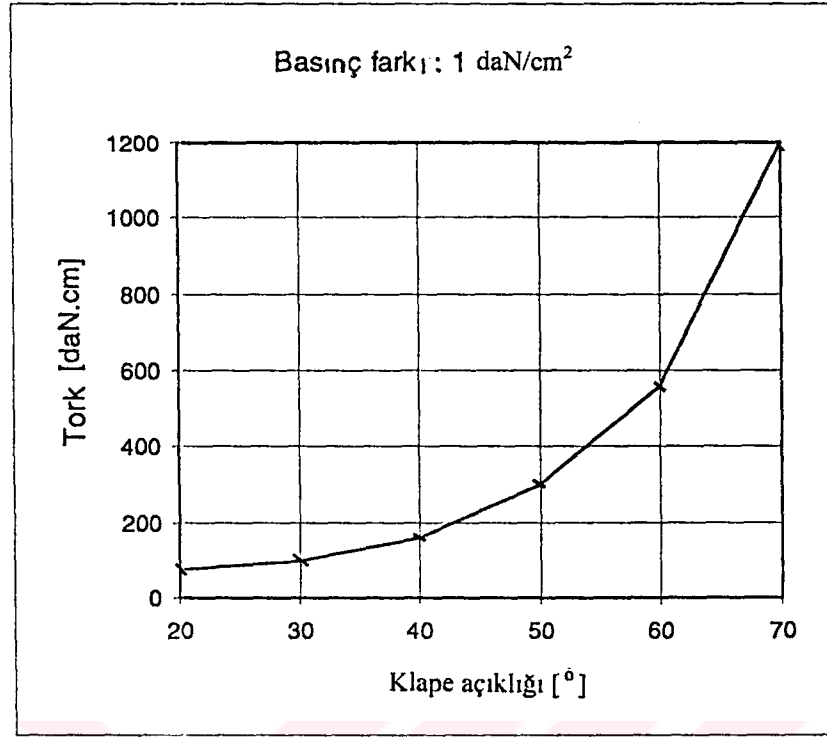
Şekil 5.16. $0.6 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$ Basınç farkında tespit edilen moment miktarı



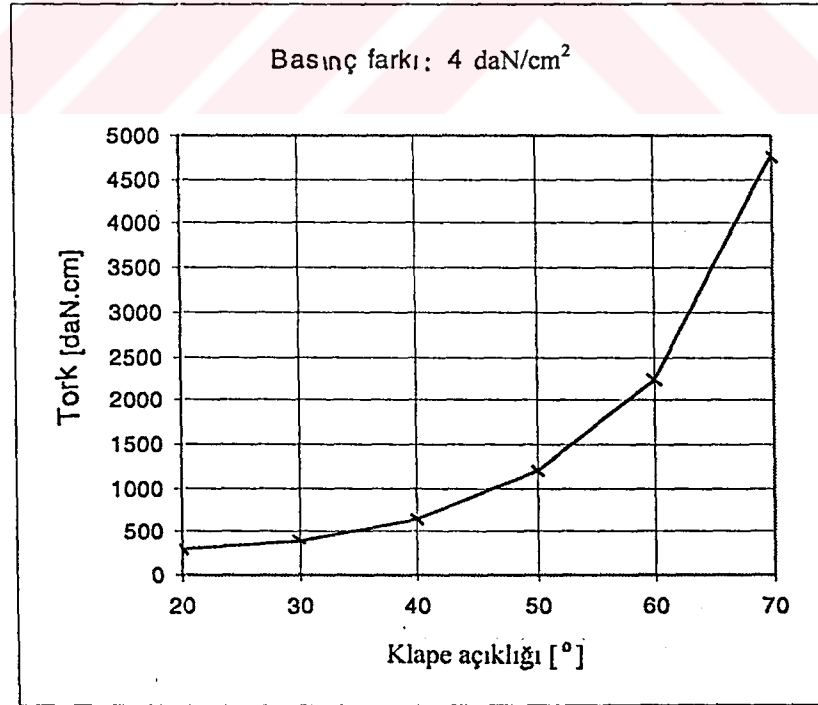
Şekil 5.17. $0.8 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$ Basınç farkında tespit edilen moment miktarı



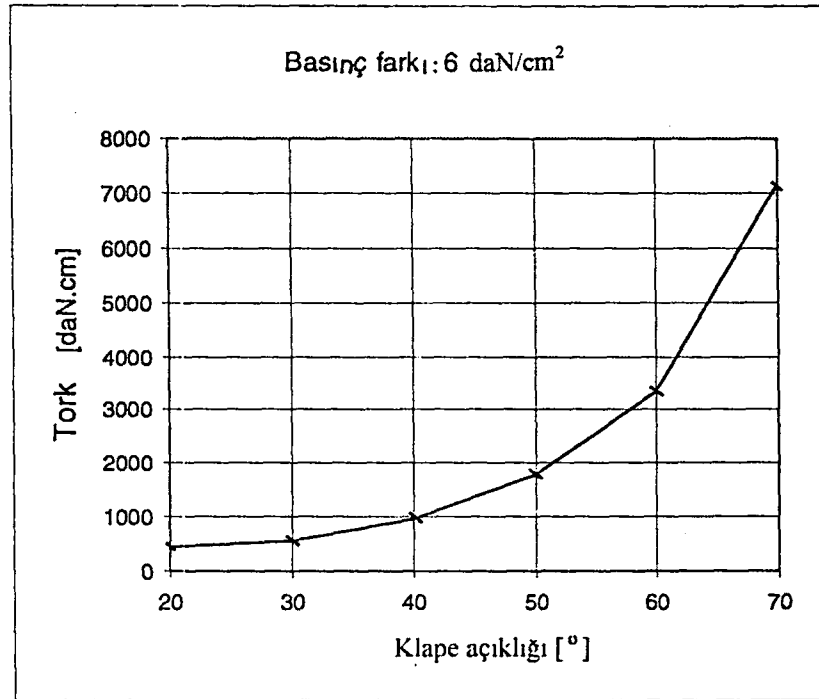
Şekil 5.18. $1 \text{ (daN/cm}^2\text{)}$ Basınç farkında tespit edilen moment miktarı



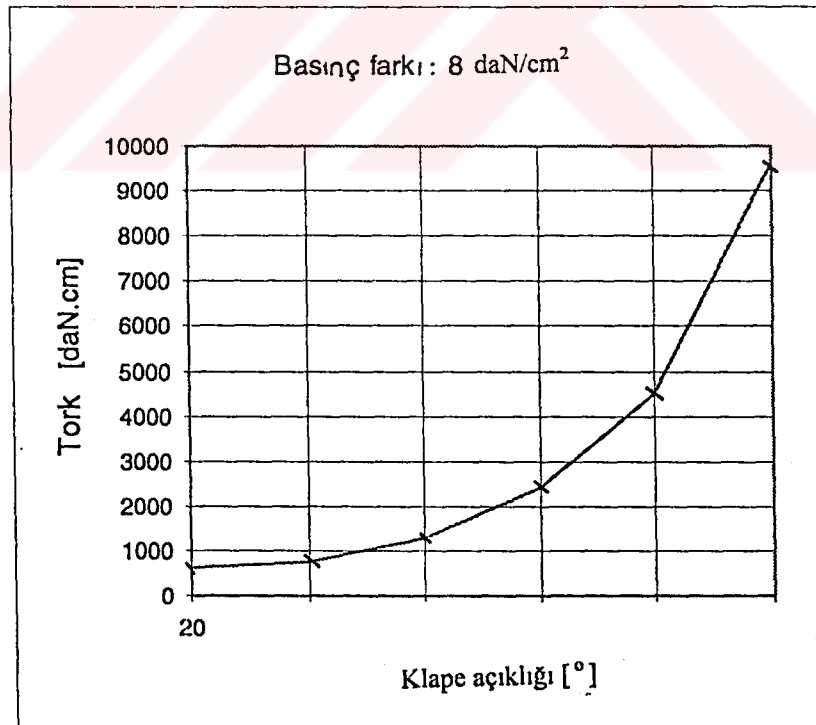
Şekil 5.19. 2 (daN/cm²) Basınç farkında tespit edilen moment miktarı



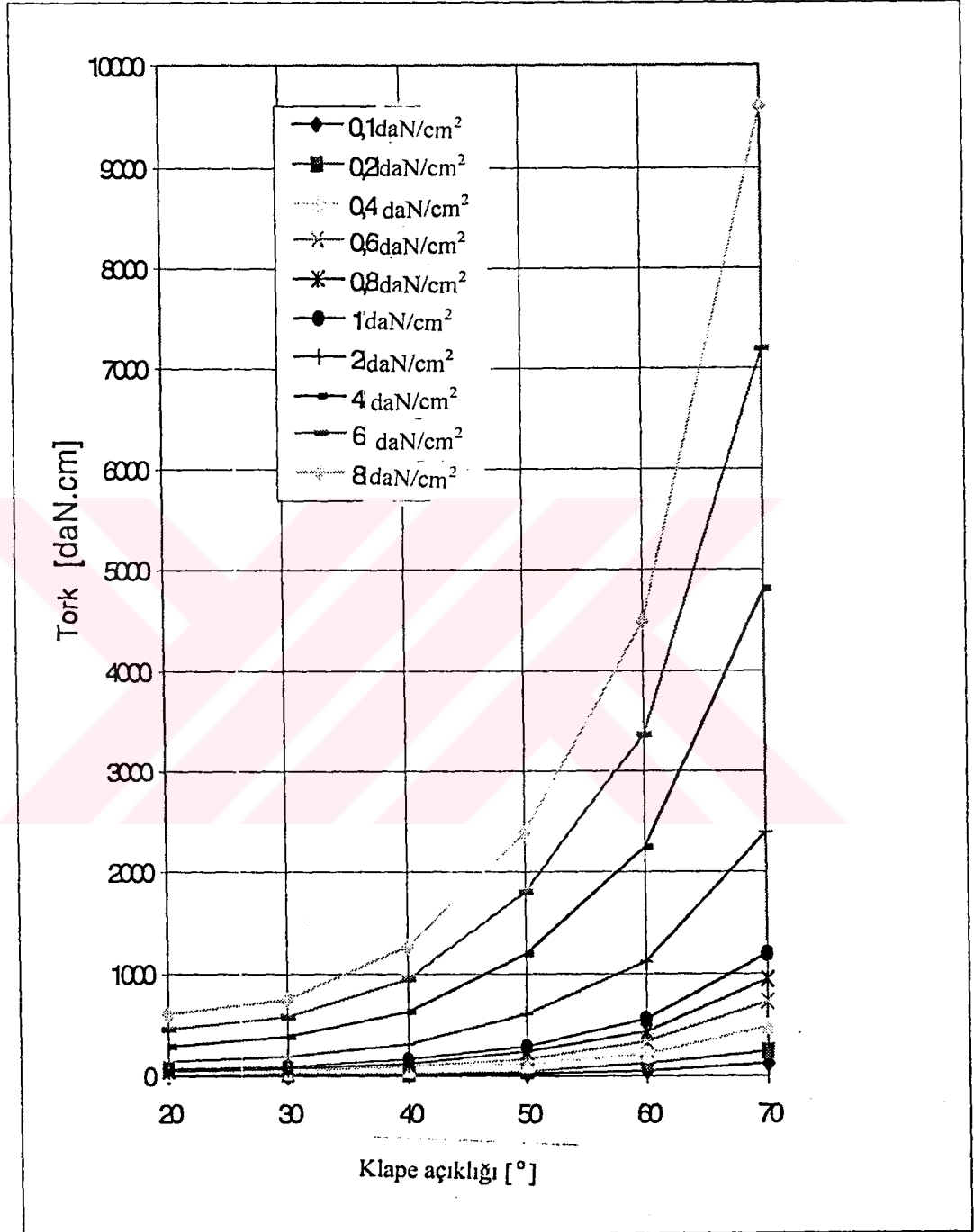
Şekil 5.20. 4 (daN/cm²) Basınç farkında tespit edilen moment miktarı



Şekil 5.21. 6 (daN/cm²) Basınç farkında tespit edilen moment miktarı



Şekil 5.22. 8 (daN/cm²) Basınç farkında tespit edilen moment miktarı



Şekil 5.23. Farklı basınç değerlerinde elde edilen moment miktarlarının bir arada gösterilişi.

5.3. Vana Karakteristiklerinin Boyutsal Analiz İle İncelenmesi

Kelebek vanaya etki eden önemli büyüklükler ve L-M-T boyut sistemindeki boyutları Tablo 5.3'te verilmiştir.

Tablo 5.3. L-M-T Boyut sistemindeki önemli büyüklükler.

	M_d	P	D	Q	ρ	θ
L	2	-1	1	3	-3	0
M	1	1	0	0	1	0
T	-2	-2	0	-1	0	0

a) Tork katsayısı (π_1);

$$\pi_1 = \frac{M_d}{P * D^3}$$

b) Klape açıklığı katsayısı (π_2);

$$\pi_2 = \theta$$

c) Debi katsayısı (π_3);

$$\pi_3 = \frac{Q}{D^2} * \sqrt{\frac{\rho}{P}}$$

Matematiksel model çıkartılırken tork katsayısı ile klape açıklığı birbirine bağlı olarak değiştiğinden, $\pi_1 = f(\pi_2)$ fonksiyonu ve debi katsayısı, klape açıklığına bağımlı olarak değiştiğinden aralarındaki $\pi_3 = f(\pi_2)$ fonksiyonu elde edilir.

Deneylerde elde ettiğimiz sonuçları kullanarak, yukarıda bulunan boyutsuz sayıları hesaplayabiliriz. Deneylerde kullanılan veriler ve deney sonuçları Tablo 5.2.'de verilmiştir. Boyutsuz sayılarla hesaplanan değerler Tablo 5.4.'teki gibi hesaplanmıştır.

Tablo 5.4. Boyutsuz sayılarla hesaplanan katsayılar.

$\pi_1 * 10^3$	π_2	π_3
222	20	0.8
284	30	1.7
474	40	3
889	50	5
1660	60	7
3550	70	10.5

Tablo 5.4.'teki verilerden faydalanarak π_1 ve π_2 katsayılarının arasındaki ilişki en küçük kareler metodundan faydalanarak aşağıdaki gibi deneysel bir denklem elde edilir.

$$\pi_1 = -1382,4 + 152,1 * \pi_2 - 4,638 * \pi_2^2 + 4,952 * 10^{-2} * \pi_2^3$$

Bu denklemde π_1 ve π_2 katsayıları yerine yazılarak düzenlenirse aşağıdaki moment denklemi elde edilir.

$$Md = P * D^3 * [-1382,4 + 152,1 * \theta - 4,638 * \theta^2 + 4,952 * 10^{-2} * \theta^3]$$

Yine aynı şekilde bu defa π_2 ile π_3 katsayısı değerlerinden ve en küçük kareler metodundan faydalanarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\pi_2 = -0,5967 + 6,96 * 10^{-2} * \pi_3 - 5,07 * 10^{-4} * \pi_3^2 + 2,46 * 10^{-5} * \pi_3^3$$

Bu denklemde π_2 ve π_3 değerleri yerine yazılarak denklem düzenlenirse aşağıdaki debi denklemi elde edilir.

$$Q = D^2 * \sqrt{\frac{P}{\rho}} * [-0,5967 + 6,96 * 10^{-2} * \theta - 5,07 * 10^{-4} * \theta^2 + 2,46 * 10^{-5} * \theta^3]$$

Tork katsayısı (π_1) ile debi katsayısı (π_3) değerlerinden faydalanarak π_1 ile π_3 arasındaki bağıntı aşağıdaki gibi bulunur.

$$\pi_1 = 203,3 + 7,77 * \pi_3 + 23 * \pi_3^2 + 0,74 * \pi_3^3$$

Bu denklemde π_1 ve π_3 katsayıları yerine yazılır ve düzenlenirse;

$$Md = \left[203,3 * P * D^3 + 7,77 * D * \sqrt{\rho * P} * Q + 23 * \frac{\rho}{D} * Q^2 + 0,74 * \frac{1}{D^3} * \sqrt{\frac{\rho^3}{P}} * Q^3 \right] * 10^2$$

denklemini elde edilir. Bu denklemlerde ρ , D , P değerleri yerine konarak düzenlenirse momentin, vanadan geçen akışkan debisiyle değiştiği görülmekte ve aşağıdaki moment denklemini elde edilmektedir.

$$\rho = 0,88$$

$$D = 0.15$$

$$P = 0.1$$

$$Md_{\text{Hesaplanan}} = 572,3 * 10^2 * Q^3 + 135,75 * 10^2 * Q^2 + 30 * Q + 6,8$$

Boyutsuz sayıyla elde edilen $Md_{\text{Hesaplanan}}$ moment denkleminde, deneylerde elde edilen debi değerleri verilerek hesaplanan moment değerleri Tablo 5.5'te verilmiştir.

Tablo 5.5. Boyutsuz sayılarla hesaplanan moment değerleri

Klape Açıklığı	Basınç Farkı									
	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1	2	4	6	8
20°	7.4	15.1	30.6	45.7	61.5	76.5	154	307.6	461.5	612
30°	9.7	19	39.2	58	79	98	199	392	630	799
40°	15.6	30	61	91	126.4	158	280	623	980	1190
50°	30.7	53	120	170	250	314	599	1270	1910	2335
60°	60	125.2	270	370	520	650	1300	2840	3500	5052
70°	130.7	242	508	718	980	1370	2700	5300	7685	10400

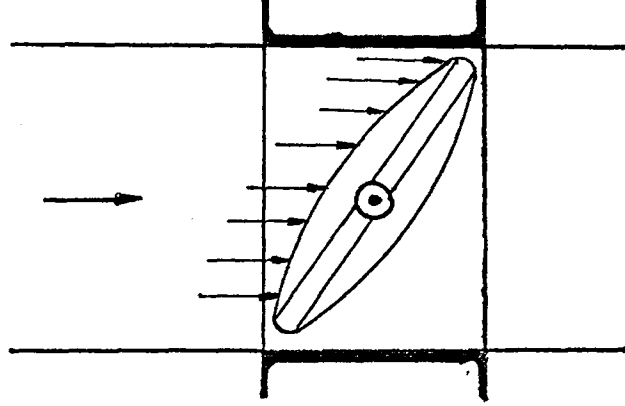
6. DENEY SONUÇLARININ İRDELENMESİ.

Yapılan araştırma sonucunda, farklı basınçlarda (1,2,3,4,5,6,7,8,9,10 daN/cm²) vananın ilk açılma torkları tespit edildi. Bu tespit edilen değerler göz önüne alındığında vananın giriş kısmındaki basıncın artmasıyla, vananın açılma torkunun arttığı görüldü. Bu da gösteriyor ki vananın ilk açılma torku basıncın değişmesiyle değişmektedir.

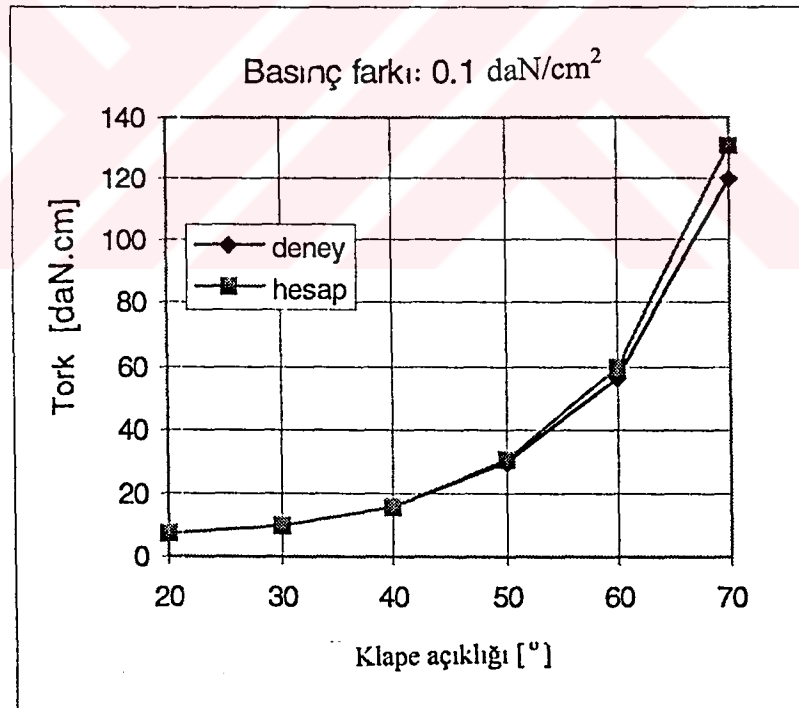
Deney setinde, vananın giriş ve çıkış kısmında oluşturulan basınç farkları (0.1,0.2, 0.4,0.6,0.8,1,2,4,6,8 daN/cm²) ile farklı klape açıklıklarında (10°,20°,30°,40°,50°,60°, 70°,80°,90°) vanadan geçen akışkanın debileri tespit edildi. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde basınç farklarının 0.1, 0.2, 0.4, 0.6 daN/cm² olduğu durumlarda klappenin 20°'ye kadar açık olmasına rağmen vanadan akışkanın geçmediği gözlemlendi. Bunun nedeni olarak, vananın sızdırmazlığını sağlayan lastik halkanın eninden dolayı vana klapesinin lastik halkadan ayrılmamasının sebep olduğu görüldü. Basınç arttıkça klape üzerine gelen kuvvet arttığından, klape ile lastik halkanın biri birinden ayrılmasını sağlamakta ve bu ayrılan yerden de akışkan geçmeye başlamaktadır.

Basınç farkının artması ve klape açıklığının aynı kalması durumunda da klappenin ara konumlarda (20° ~ 80°) açılma torkunun arttığı saptandı. Bunun nedeni; vanadan geçen akışkan debisinin artması sonucu vana klapesi üzerine gelen kuvvetin, Şekil 6.1.'de görüldüğü gibi artmasındandır.

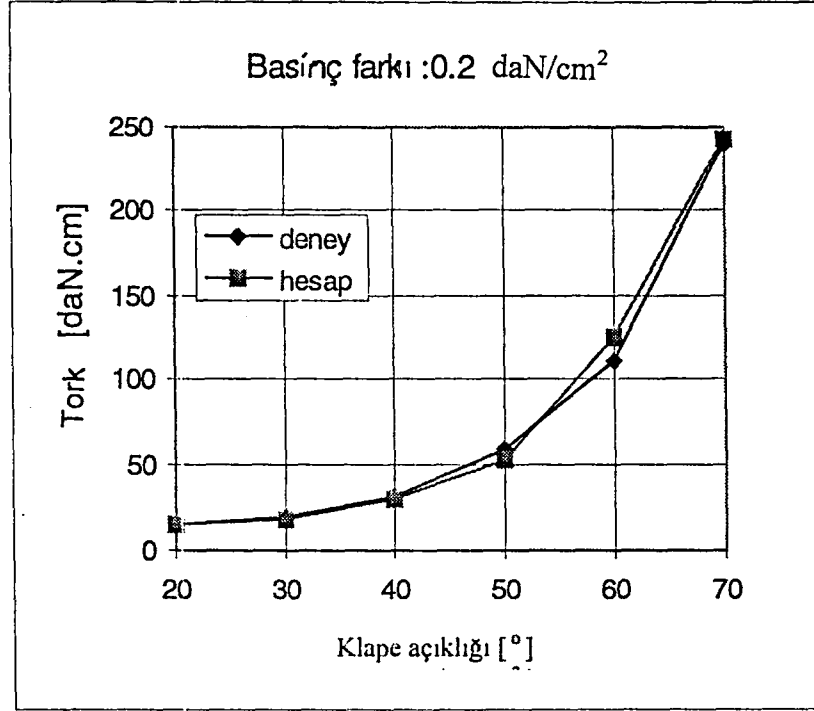
Bütün bu araştırmaları genelleştirebilmek için, deney sonucu elde edilen akışkan debileri ile vananın açılıp kapanması sırasında gerekli olan tork ilişkilerinin boyutsuz sayılar kullanılarak matematiksel bir modeli geliştirildi. Matematiksel model sonucu elde edilen tork denkleminde, deneylerde elde edilen debi değerleri yazılarak gerekli olan tork değerleri hesaplandı (hesaplanan tork değerleri Tablo 5.4.'te verilmiştir). Deneyler sonucu elde edilen değerlerle, hesaplama sonucu elde edilen değerlerin klape açıklığına bağlı olarak değişimini veren grafikler Şekil 6.2, 6.3, 6.4, 6.5, 6.6, 6.7, 6.8, 6.9, 6.10, ve 6.11'de görülmektedir. Bu grafikler incelendiğinde; teorik ve deneysel elde edilen tork farklarının klape açıklığı arttıkça arttığı görüldü. Bu artışın yapılan hesaplamalar sonucu en büyük değerinin de %13 olduğu saptandı.



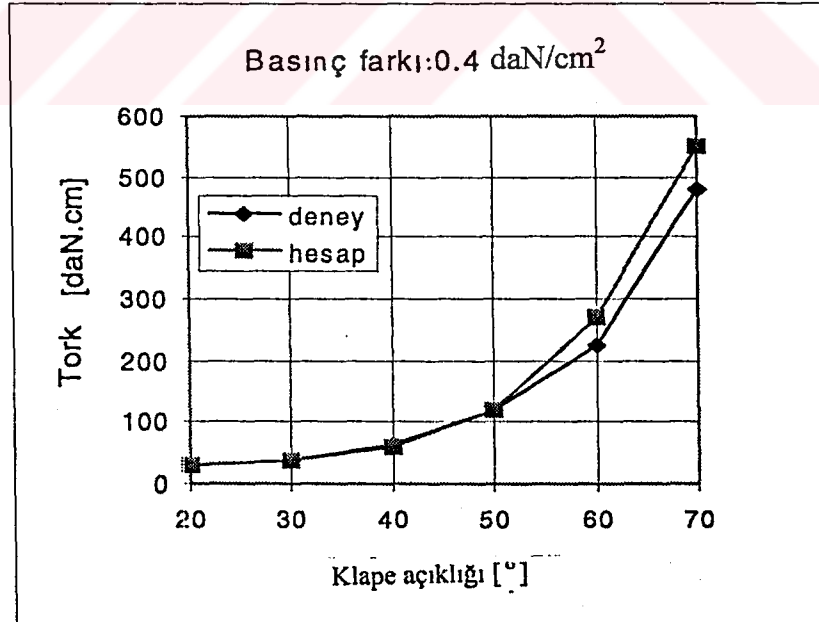
Şekil 6.1. Vana klapesi üzerine gelen kuvvetin gösterilmesi.



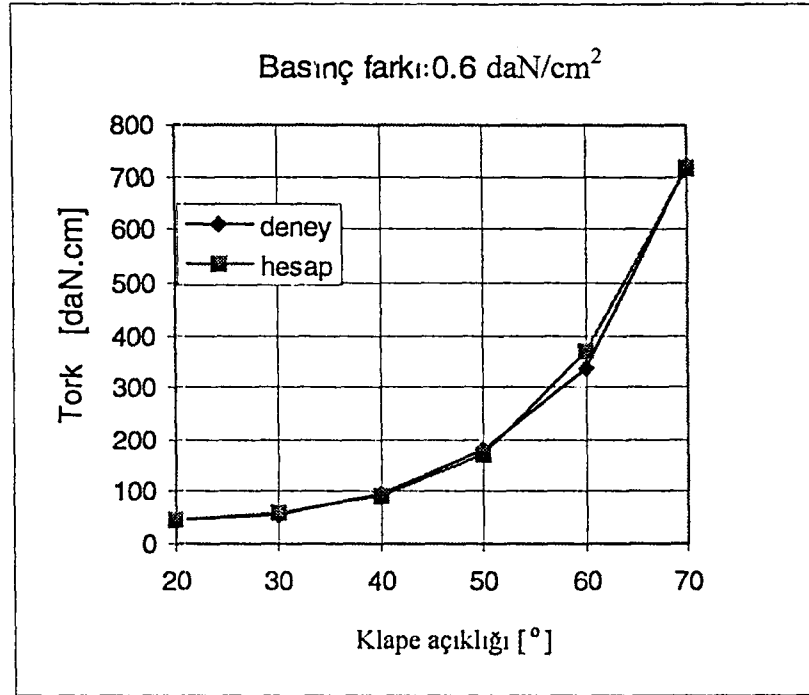
Şekil 6.2. 0.1 daN/cm^2 basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması



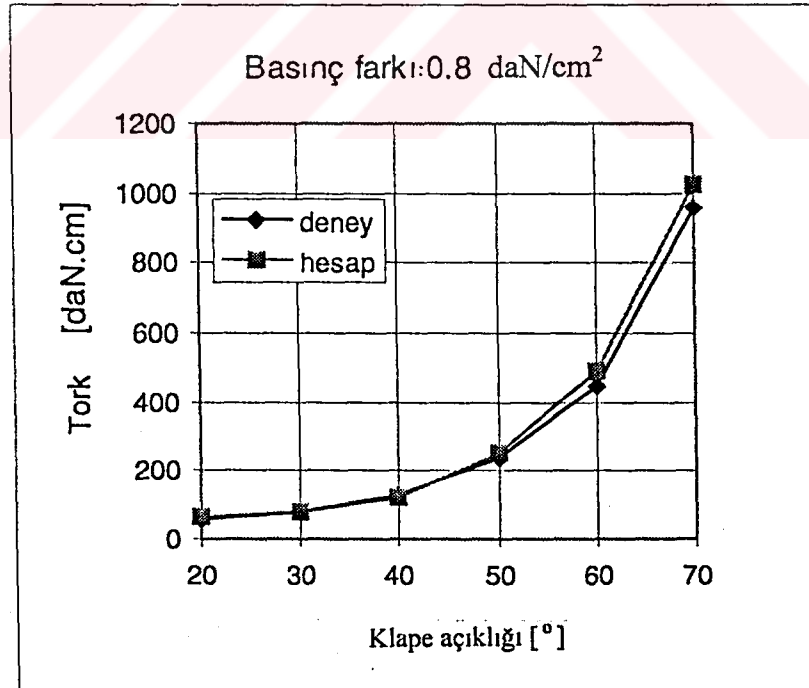
Şekil 6.3. 0.2daN/cm² basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması.



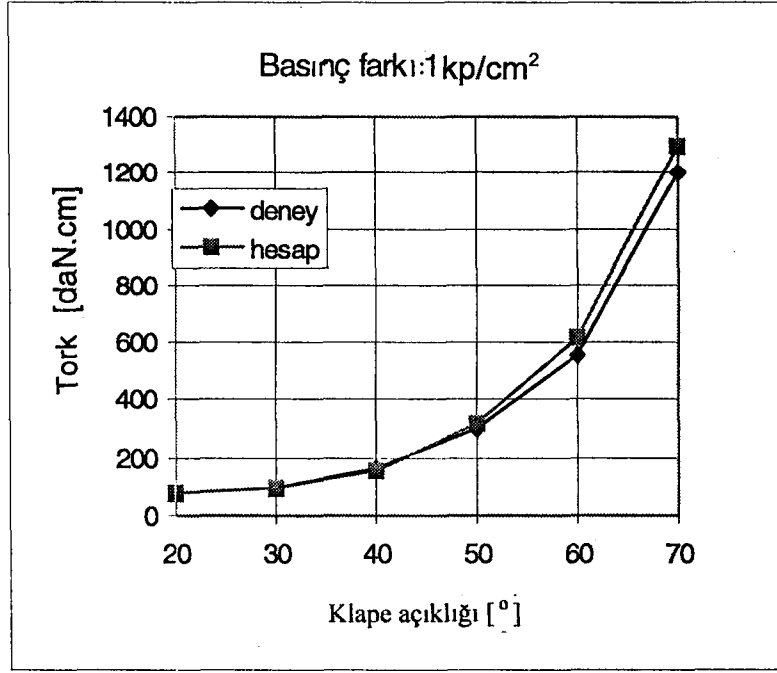
Şekil 6.4. 0.4daN/cm² basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması



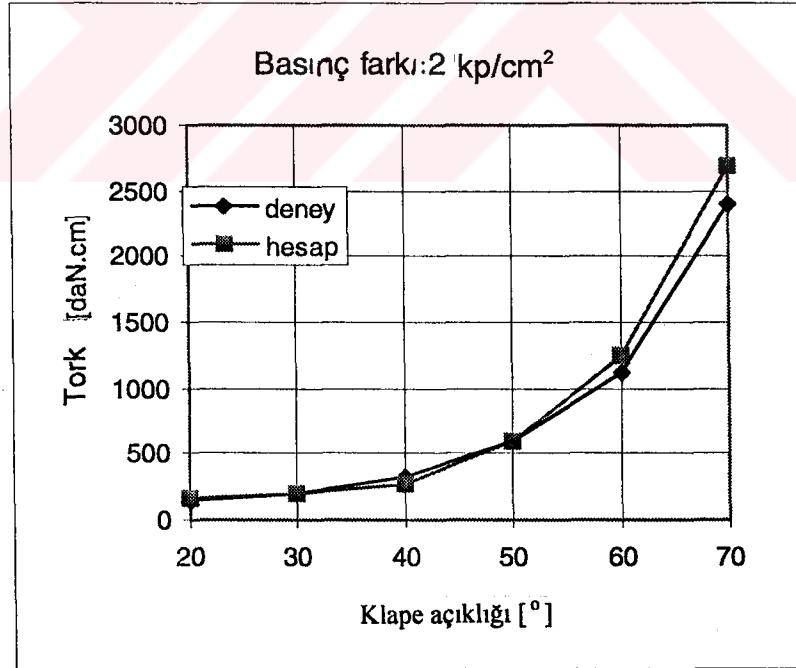
Şekil 6.5. 0.6 daN/cm^2 basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması



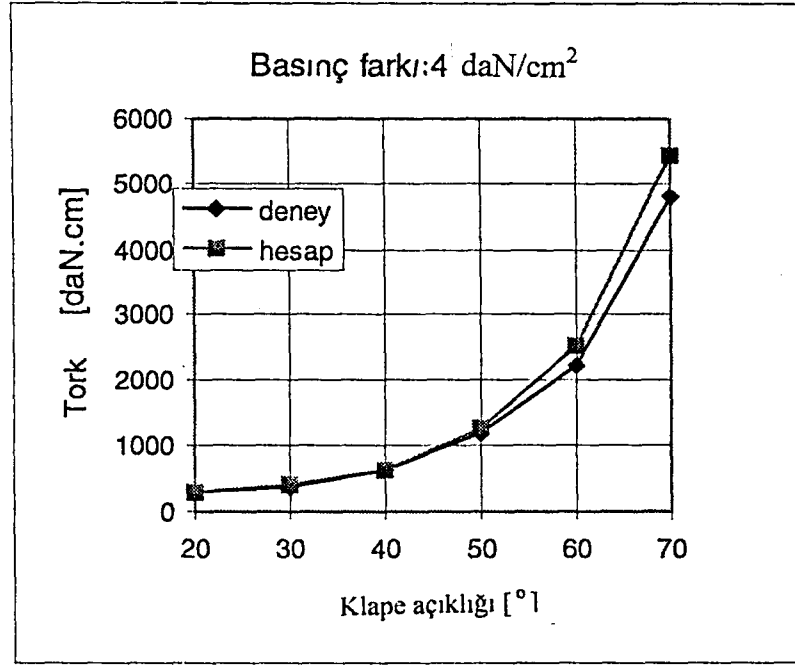
Şekil 6.6. 0.8 daN/cm^2 basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması



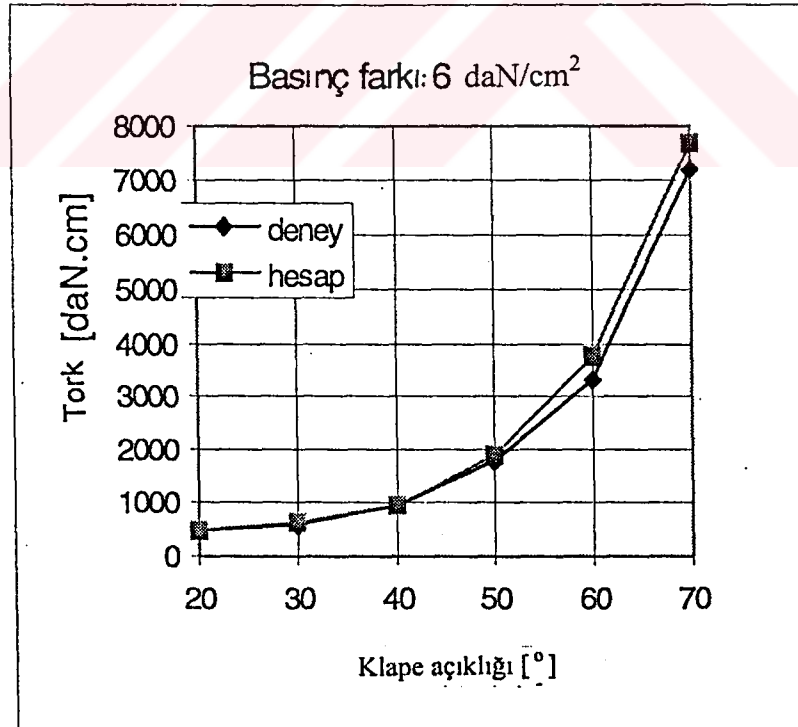
Şekil 6.7. 1 kp/cm^2 basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması



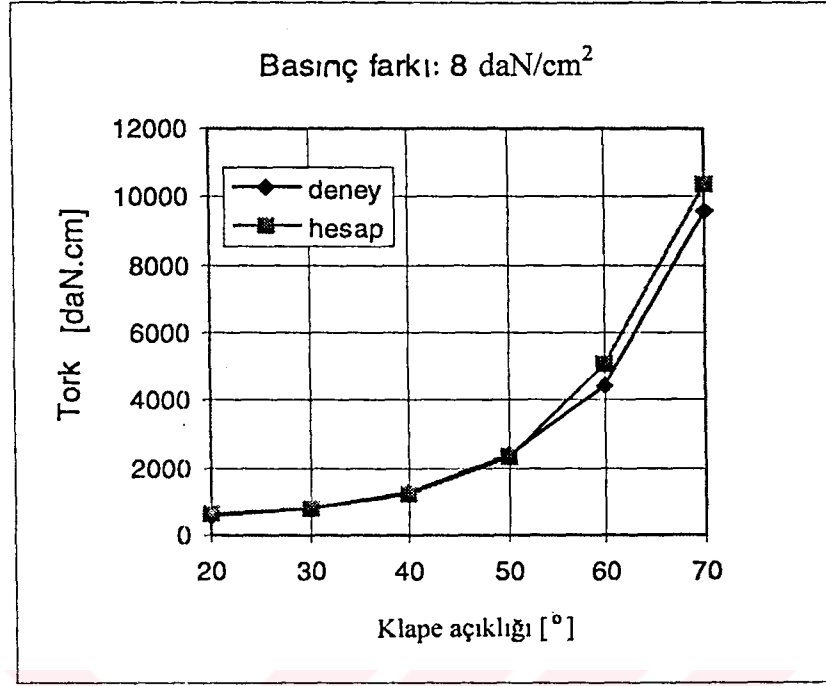
Şekil 6.8. 2 kp/cm^2 basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması



Şekil 6.9. 4daN/cm² basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması



Şekil 6.10. 6daN/cm² basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması



Şekil 6.11. 8daN/cm² basınç farkında deneyde elde edilen sonuçla boyutsuz sayıyla elde edilen değerlerin karşılaştırılması

KAYNAKLAR:

AKKURT, M., 1990, “**Makina Elemanları**”, Cilt I-II-III, İSTANBUL.

ANDERSON,B., HARLİN, S., 1987, “**From Butterfly Valves To Organ Keyboards**”
Mechanical Engineering, cilt 105, sayfa 50-52.

ANON, 1989, “**Getting Smaller And More Resistant to Corrosion**”, Proses
Engineering, cilt 70, sayfa 69.

ASTEKNİK VANA, “**Kelebek Vanalar**”, Katalog, İSTANBUL.

BAŞEŞME, H., 1979, “**Kelebek Vanalar**”, Hidrolik Santral Tesisleri, sayfa 60-67,
ANKARA

BERNARD S.A., “**Actuators**”, FRANCE.

BURÇELİK DÖKÜM-MAKİNA., “**Kelebek Vanalar**”, Katalog, sayfa 1-12, BURSA.

DİNÇER, A., 1992, “**Glob Vanalar**”, Metal-Makina, Dergi, Sayı: Kasım-Aralık 92,
sayfa 51, İSTANBUL.

EL-O-MATİK INTERNATIONAL “**Elektric Actuators**”, THE NETHERLANDS.

EL-O-MATİK INTERNATIONAL “**Valve Automation System**” THE
NETHERLANDS.

EOM, K., 1988, “**Performance of Butterfly Valves As A Flow Controller**”, Journal
of Engineering, cilt 110, sayfa 16-19, ONTARIO, CANADA.

ERSOY, Y., MERT, M., 1977, **“Boyut Analizi ve Fiziksel Ölçmeler”**, O.D.T.Ü., ANKARA.

KLINGER-YAKACIK VALF SAN., 1994, **“Vanalar”**, İSTANBUL.

HUSU, M., 1988, **“Variable Pressure Recovery: A Rotary Valve Advantage”**, Hydrocarbon Processing, sayı 70, sayfa 107-107, HELSİNKİ.

MORRIS, M.J., DUTTON, J.C., 1989, **“Compressible Flow Field Characteristics of Butterfly Valves”**, Journal of Fluids Engineering, cilt 111, sayfa 400-407, URBANA.

MORRIS, M.J., DUTTON, J.C., 1991, **“The Performance of Two Butterfly Valves Mounted in Series”**, Journal of Fluids Engineering, cilt 113, sayfa 419-423, URBANA.

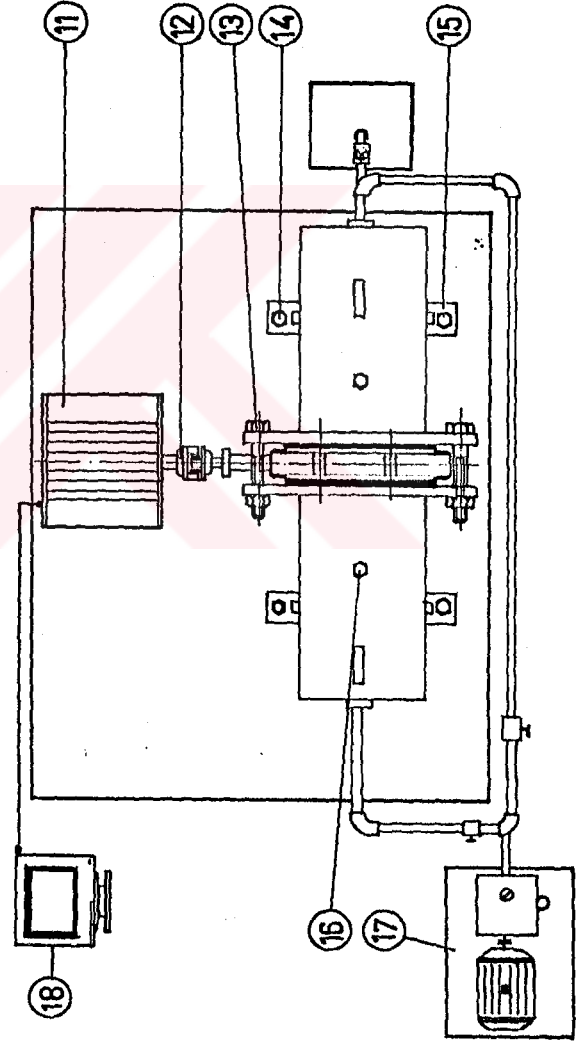
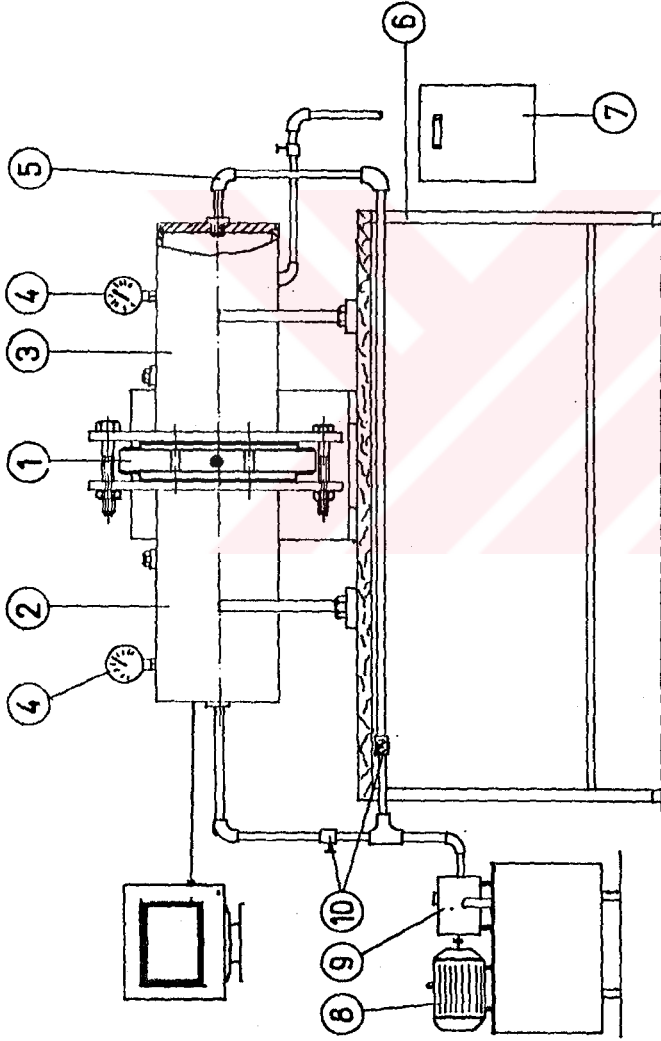
OKDAY, Ş., 1975, **“Makina Elemanları”**, cilt 2-3-4-5, İSTANBUL.

SCHWÖRER, H., 1989, **“Modular Actuators for Very Process Need”**, Energy and Automation, cilt 11, sayfa 14-16, KARLSRUHE.

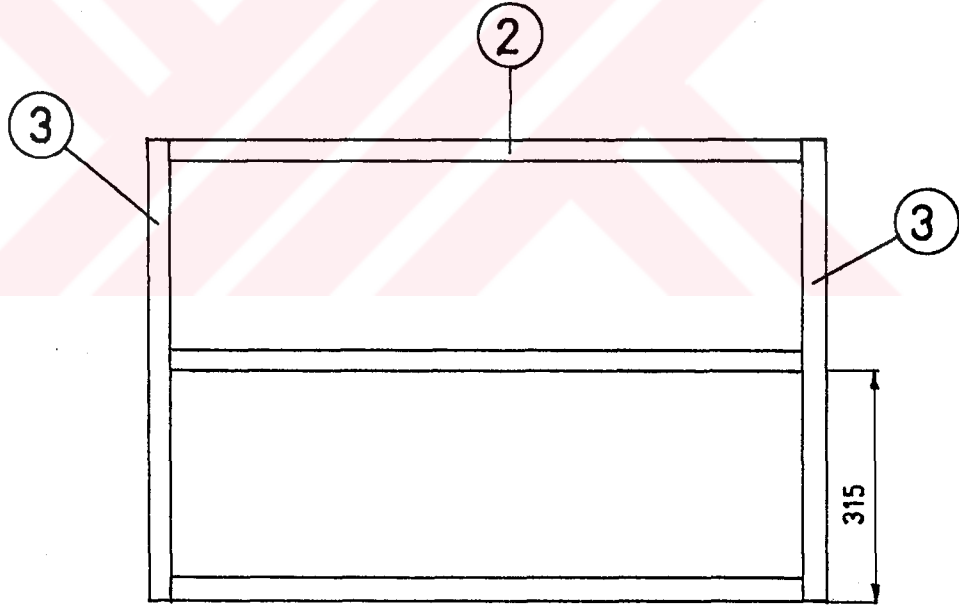
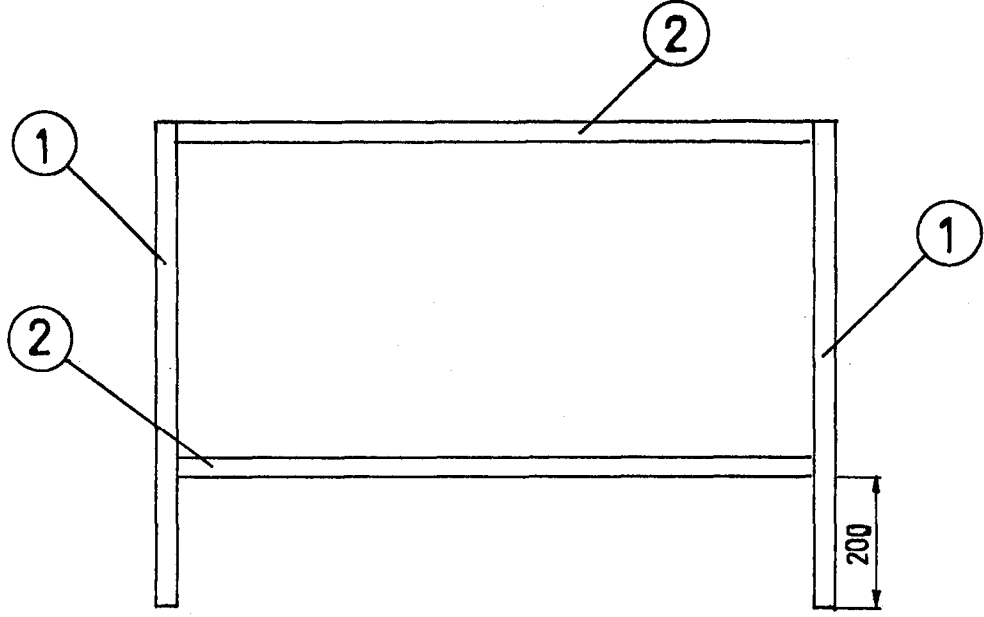
ÜNLÜ, C., 1990, **“Boru Armatürleri”**, Kızgın Su ve Buhar Tesisatı, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, sayfa 137-147, İSTANBUL.

YOSHIDA, K., YOKOTA, S., BANDO, K., SUHARA, M., 1995, **“Development of a Small-Size Proportional Valve Using Shape-Memory-Alloy Array Actuators”**, Proceedings Of The 2nd International Symposium On Fluid Power Transmission And Control, sayfa 127-130, sayfa 77-82, OSAKA- JAPAN.

ZHUXIN, L., JIANING, P., YI, S., JIANYONG, Y., 1995, **“Research On Automatic On-Off Valve For Oil Pipeline”**, Proceedings Of The 2nd International Symposium On Fluid Power Transmission And Control, sayfa 127-130, SHANGHA-CHINA.

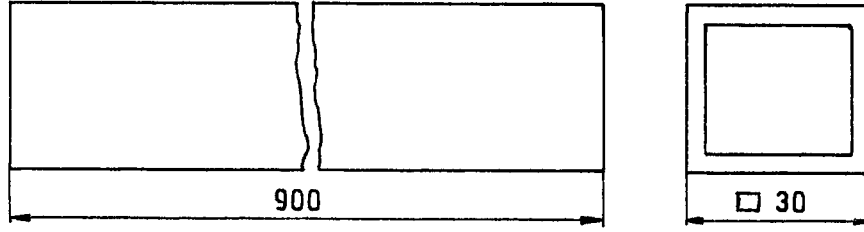


17	Yag tankı	1	
16	Civata	2	
15	Papuç	2	EK-01-04
14	Civata	4	
13	Civata	4	
12	Kgalln	1	
11	Elektrikli aktuatör	1	EK-01-04
10	Kısıtma vanaları	3	
9	Yag pompası	1	
8	Elektrik motoru	1	
7	Akışkan toplama kabı	1	
6	Deneç seti masası	1	EK-01-03
5	Deneç seti tesisi	1	
4	Manometre	2	Fiebig 12 bar
3	Çıkış borusu	1	EK-01-02
2	Giriş borusu	1	EK-01-02
1	Kelebek vana	1	EK-01-01
No	Parça Adı	Adet	Malzeme
Çizen	Erol KILIÇKAP		F.C.MÜH. Fak.
Kont.	Doç.Dr. Ali İNAN	MAK.	MÜH. BÖL.

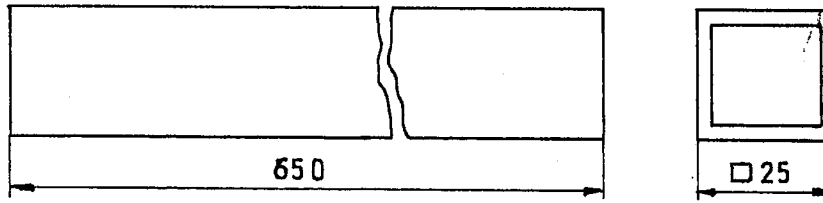


3	Lama		4	EK.01-03-03	Ç-1010
2	Lama		3	EK.01-03-02	Ç-1010
1	Ayak		4	EK.01-03-01	Ç-1010
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

EK 1.3

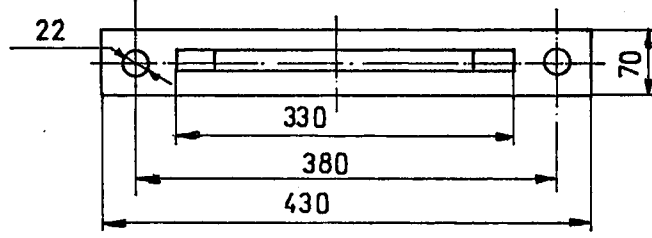
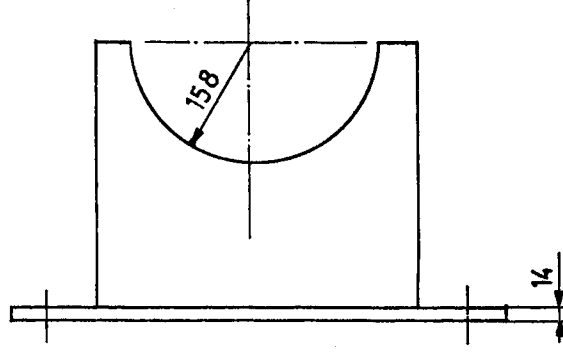


2	Lama		2	EK.01-03-02	Ç-1010
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

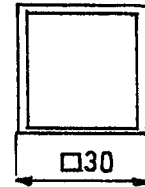
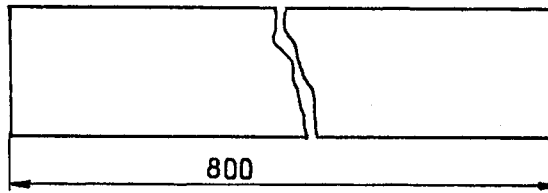


3	Lama		4	EK.01-03-03	Ç-1010
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

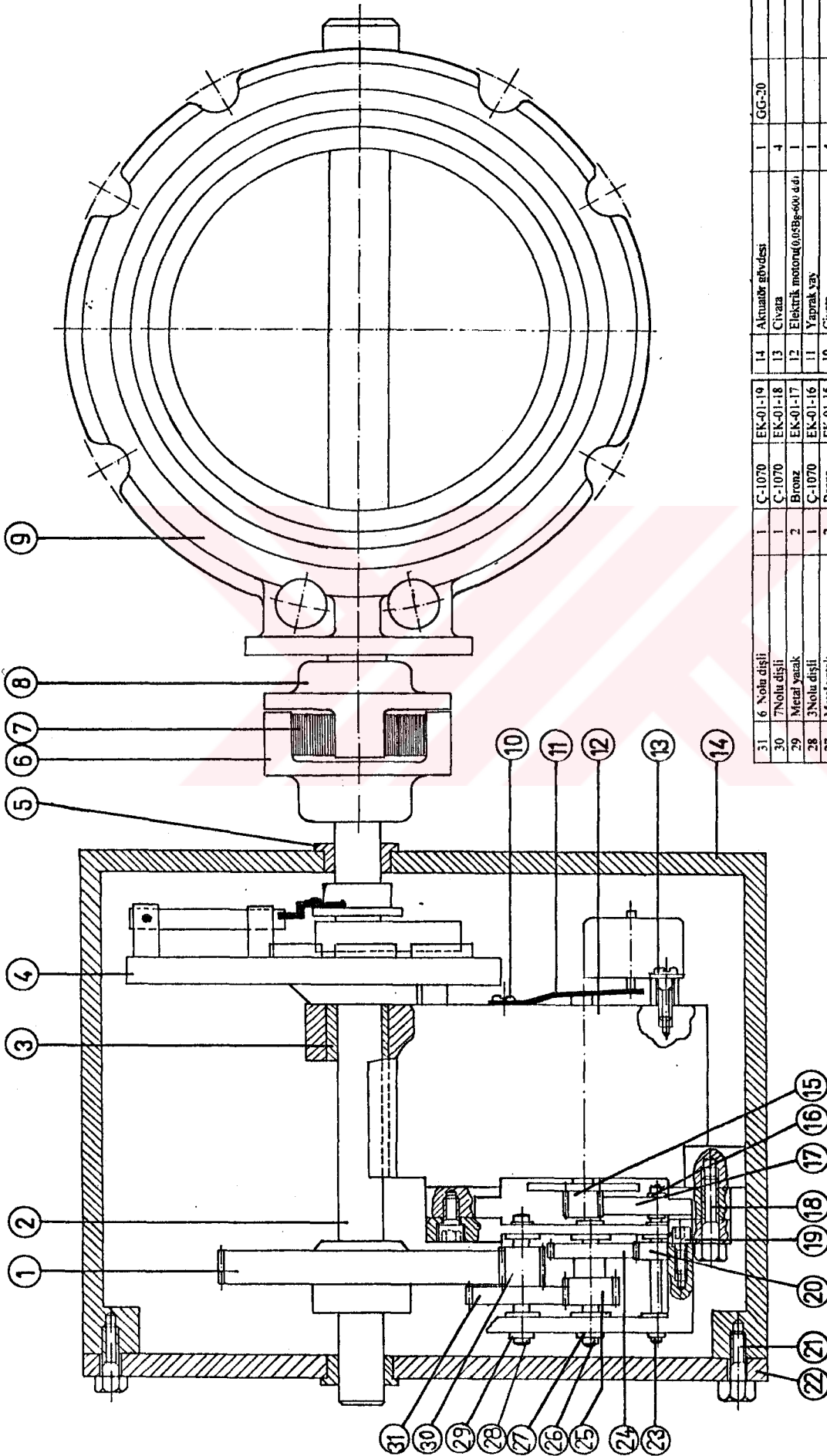
EK 1.4



4	Boru Tutacağı		2	EK.01-02-04	Ç-1010
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

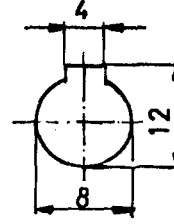
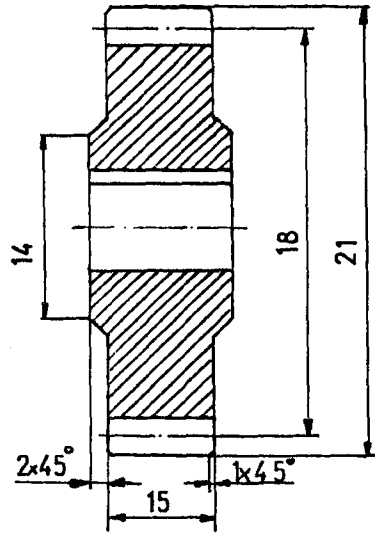


1	Ayak		4	EK.01-03-01	Ç-1010
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme



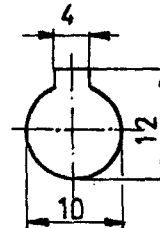
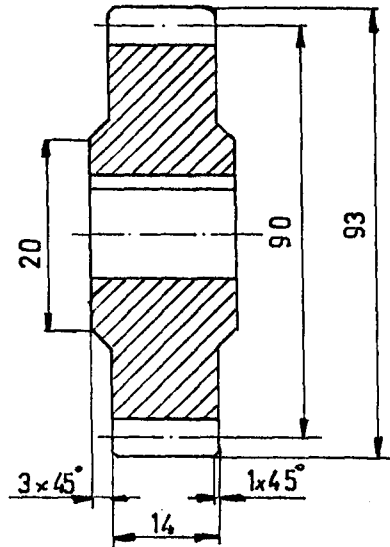
31	6 Nolu dişli	1	C-1070	EK-01-19	14	Aktüatör gövdesi	1	GG-20	
30	7 Nolu dişli	1	C-1070	EK-01-18	13	Civata	4		
29	Metal yataak	2	Bronz	EK-01-17	12	Elektrik motoru (0.05 Bp-600 ad.)	1		
28	3 Nolu dişli	1	C-1070	EK-01-16	11	Yaprak yay	1		
27	Metal yataak	2	Bronz	EK-01-15	10	Civata	4		
26	11 Nolu mil	1	C-1050	EK-01-14	9	Kalebek vana	1	Asternik	EK-01-06
25	5 Nolu dişli	1	C-1070	EK-01-13	8	Yıldız kaplin (60 lik)	1	GG-20	EK-01-05
24	4 Nolu dişli	1	C-1070	EK-01-12	7	Kaplin zinciri	1		
23	1 Nolu mil	1	C-1050	EK-01-11	6	Yıldız kaplin (60 lik)	1	GG-20	EK-01-05
22	Aktüatör gövdesi kapağı	1	GG-20		5	Metal yataak	2	Bronz	EK-01-04
21	Civata	4			4	Mekanik switch	1		
20	3 Nolu dişli	1	C-1070	EK-01-10	3	Metal yataak	1	Bronz	EK-01-03
19	Görme başı civata	4			2	Çıkış mili	1	C-1050	EK-01-02
18	Civata	4			1	8 Nolu dişli	1	C-1070	EF-01-01
17	2 Nolu dişli	1	C-1070	EK-01-09	No	Parça Adı		Adet	Malzeme
16	Metal yataak	2	Bronz	EK-01-08	Çizen	Erol KILÇAK		FÜ.	MÜH.
15	1 Nolu dişli	1	C-1070	EK-01-07	Kont.	Doğ.Dr. Ali İNAN		NAK.	MÜH.

Modül	M	1,5
Diş sayısı	Z	12



15	1 Nolu Dişli		1	EK.01-04-07	Ç -1070
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

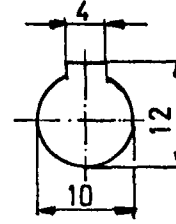
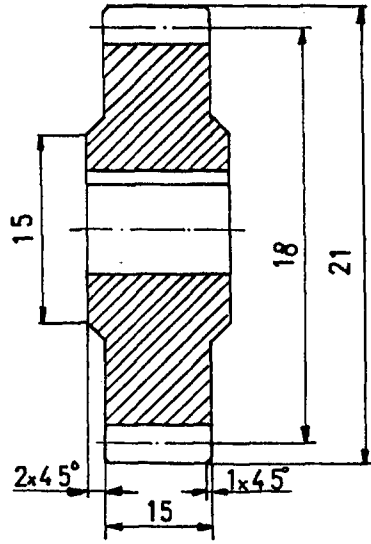
Modül	M	1,5
Diş sayısı	Z	60



17	2 Nolu Dişli		1	EK.01-04-09	C 1070
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

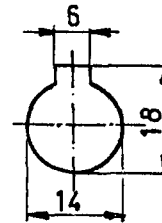
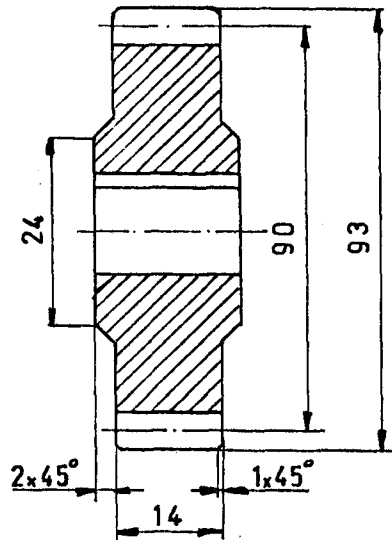
EK 1.7

Modül	M	15
Diş sayısı	Z	12



20	3 Nolu Dişli		1	EK.01-04-10	Ç-1070
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

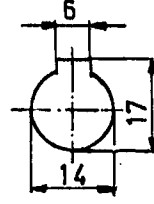
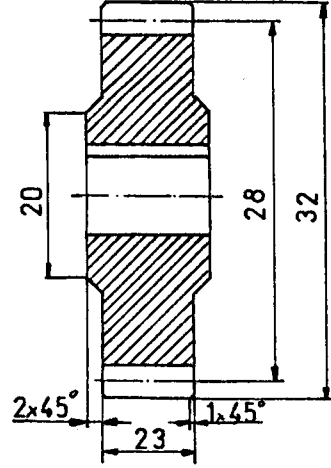
Modül	M	1,5
Diş sayısı	Z	60



24	4 Nolu Dişli		1	EK.01-04-12	Ç-1070
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

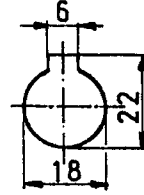
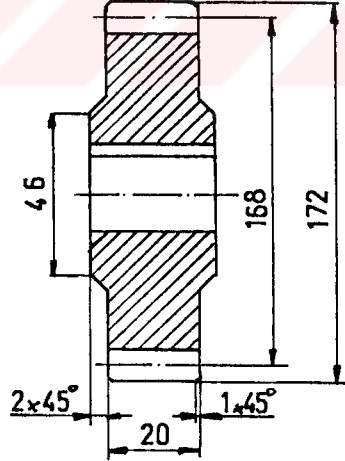
EK 1.8

Modül	M	2
Diş sayısı	Z	14



25	5 Nolu Dişli		1	EK.01.04.13	Ç.1070
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

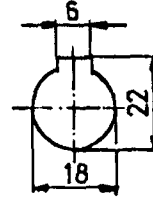
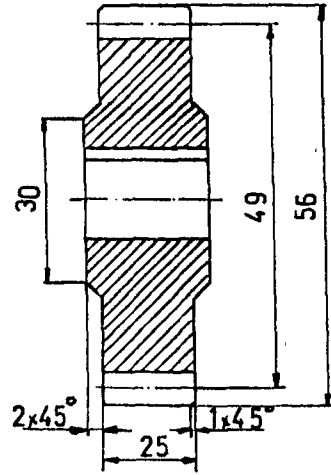
Modül	M	2
Diş sayısı	Z	84



31	6 Nolu Dişli		1	EK.01.04.19	Ç.1070
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

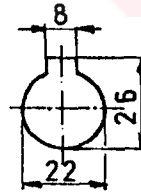
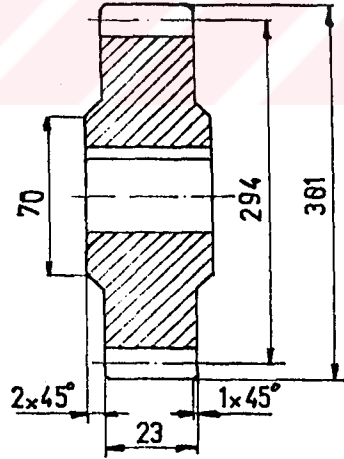
EK 1.9

Modül	M	3,5
Diş sayısı	Z	14



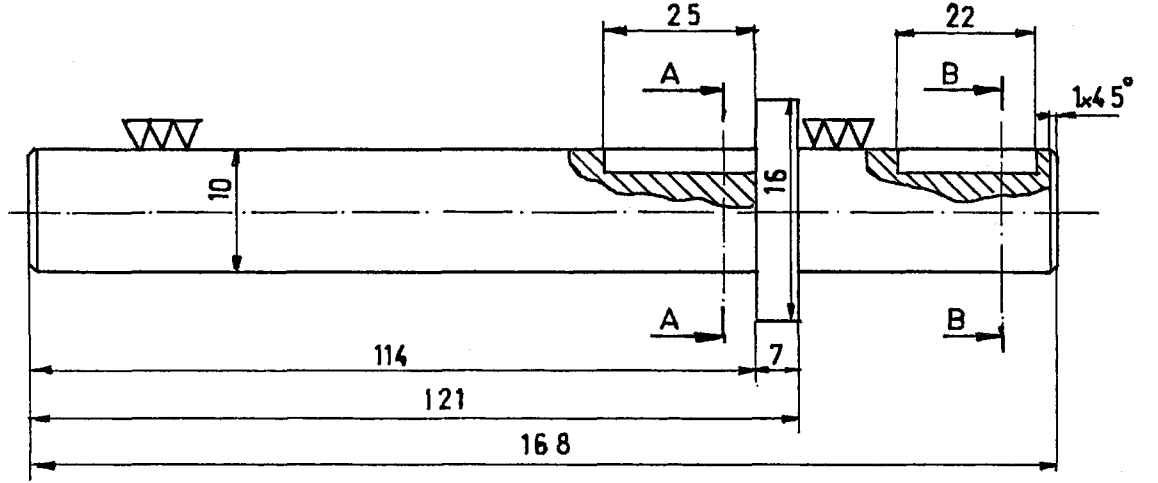
30	7 Nolu Dişli		1	EK.01.04.18	Ç-1070
Parça No.	Parça ismi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

Modül	M	3,5
Diş sayısı	Z	84

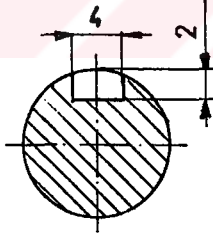


1	8 Nolu Dişli		1	EK.01.04.01	Ç-1070
Parça No.	Parça ismi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

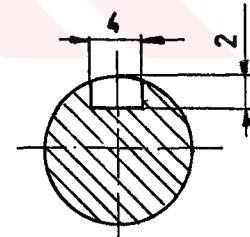
▽▽, (▽)



A-A Kesiti :

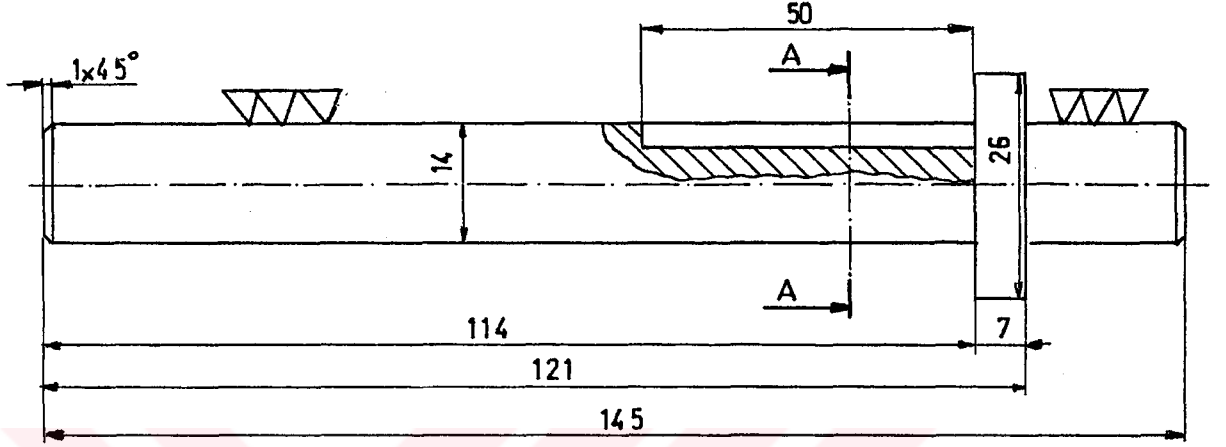


B-B Kesiti :

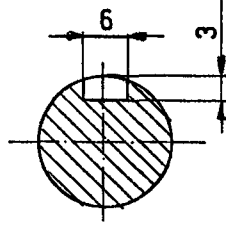


Sertlik : 40-50Hrc,

23	İ Nolu Mil		1	EK-01-04-11	Ç-1050
Parça No	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malz eme



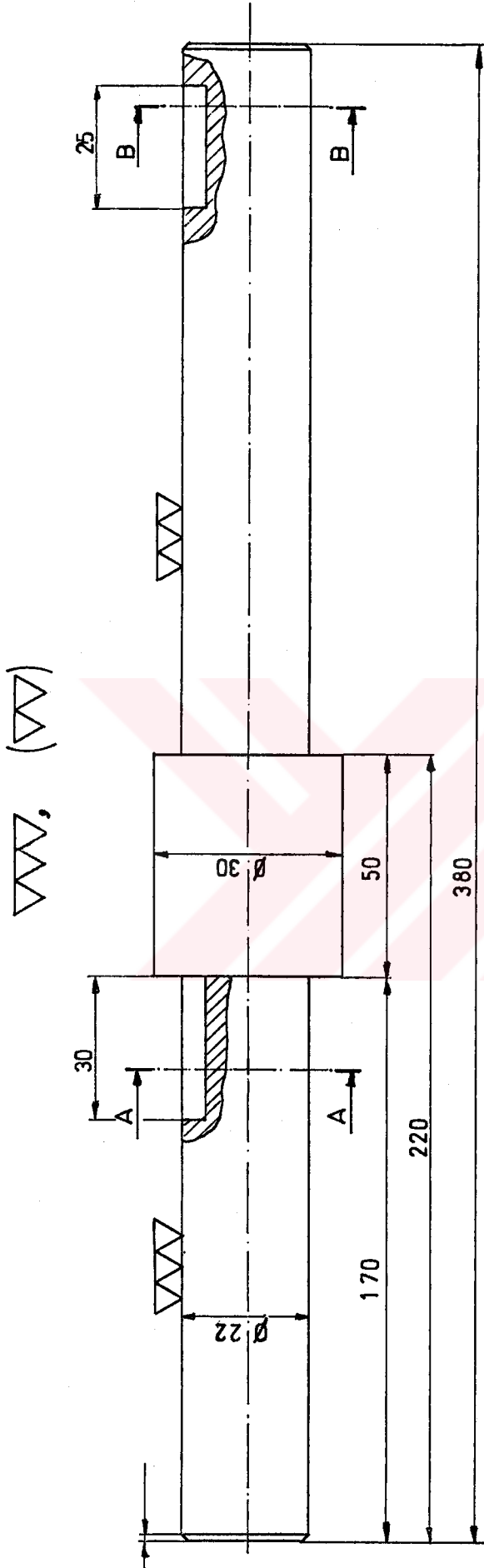
A-A. Kesiti:



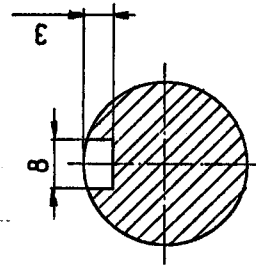
Sertlik: 40-50Hrc

Sertlik

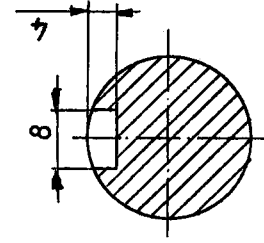
26	II Nolu Mil		1	EK-01-04-14	Ç.1050
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme



A-A Kesiti :

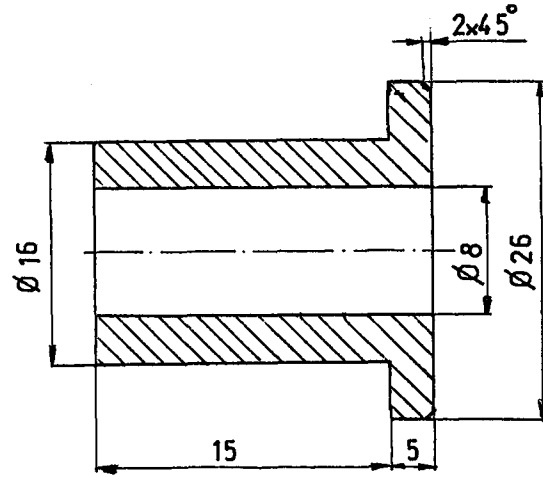


B-B Kesiti :

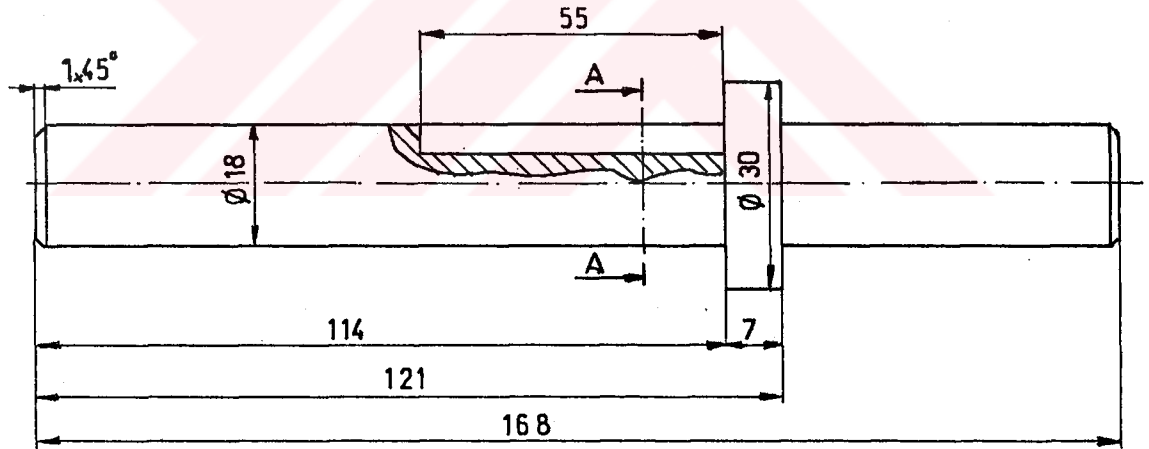


Sertlik: 40-50 HRC

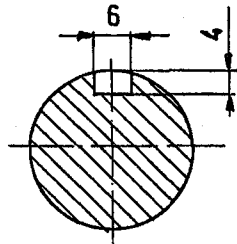
2	Çıkış Mili	1	EK-01-04-02	Ç-1050
Parça No.	Parça İsmi	Adet	Resim No.	Malzeme



16	Metal Yatak		1	EK 01 04 16	Bronz
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

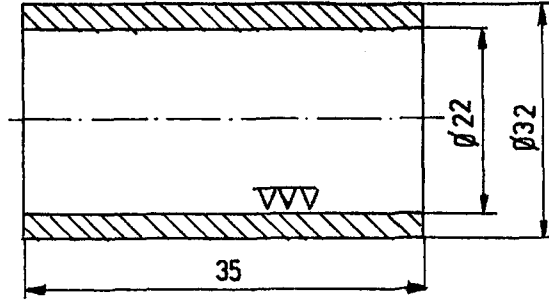


A-A. Kesiti :



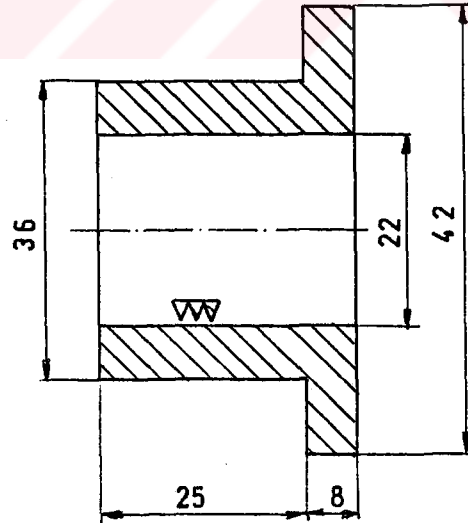
28	III Nolu Mil		1	EK-01-04-16	Ç-1050
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

(VV) V

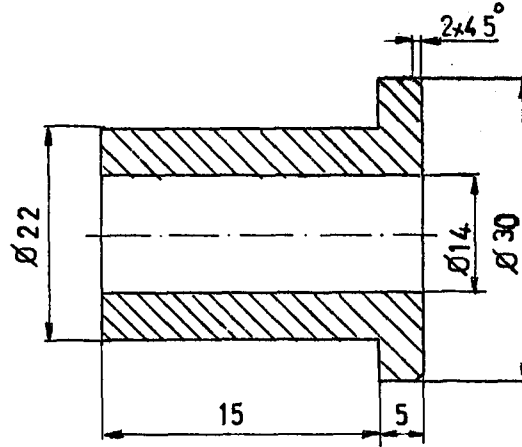


3	Metal Yatak		1	EK.01-04-03	Bronz
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

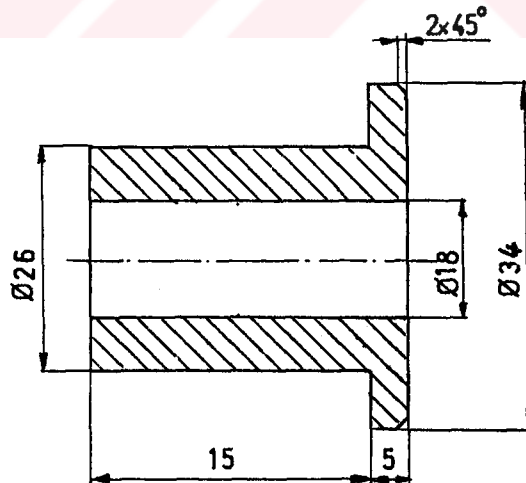
(VV) V



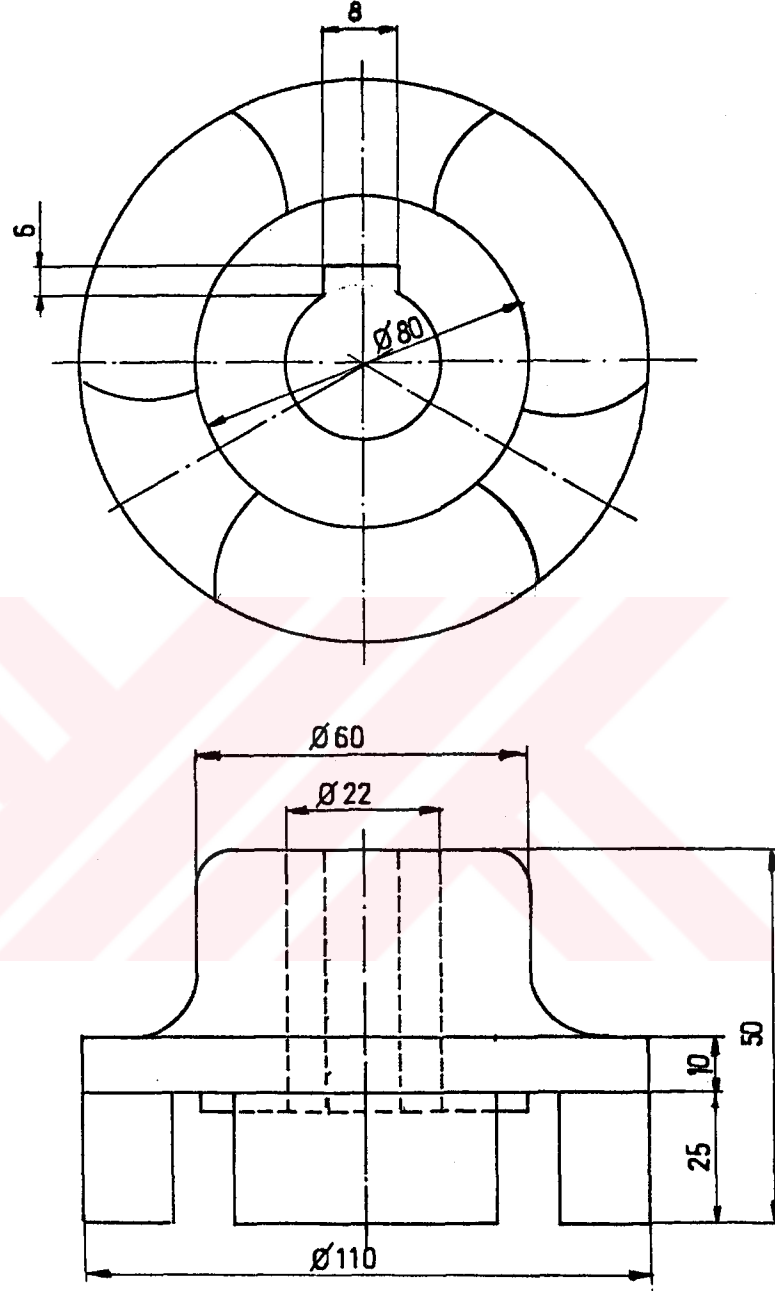
5	Metal Yatak		2	EK.01-04-04	Bronz
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme



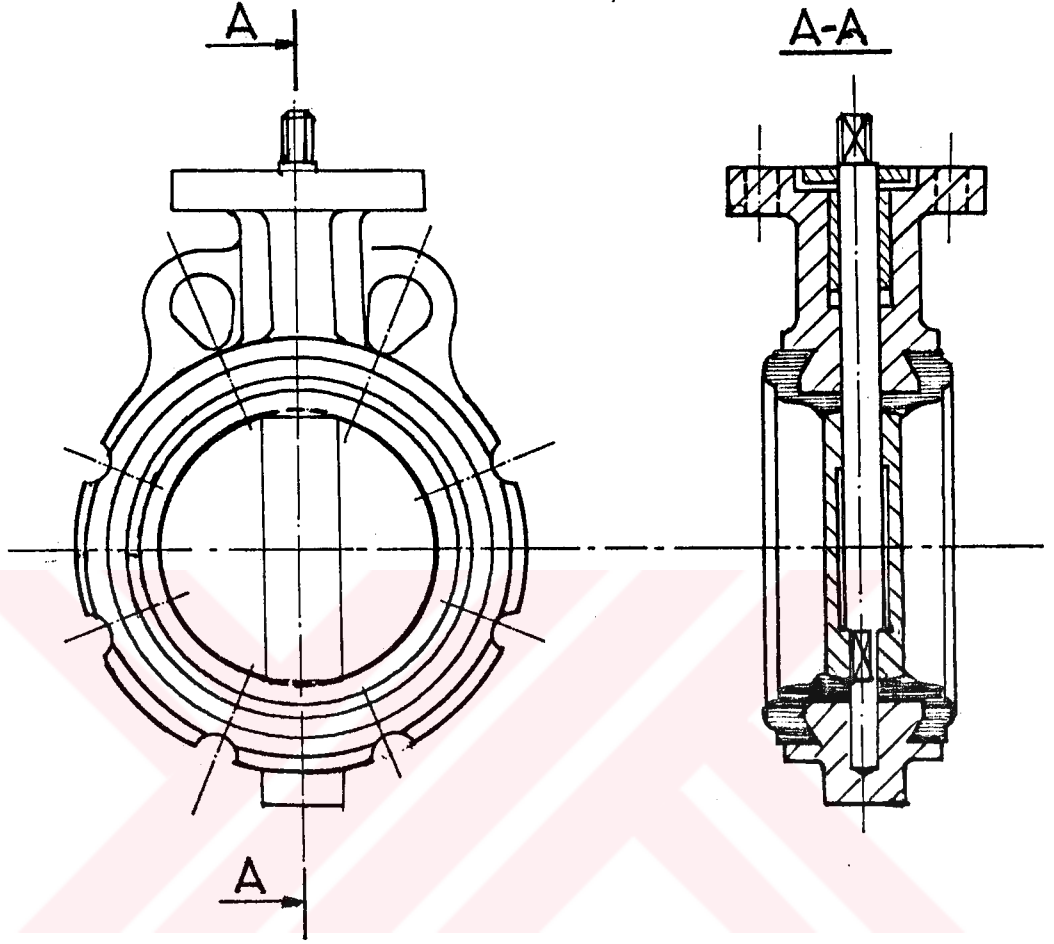
27	Metal Yatak		2	EK01-04-15	Bronz
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme



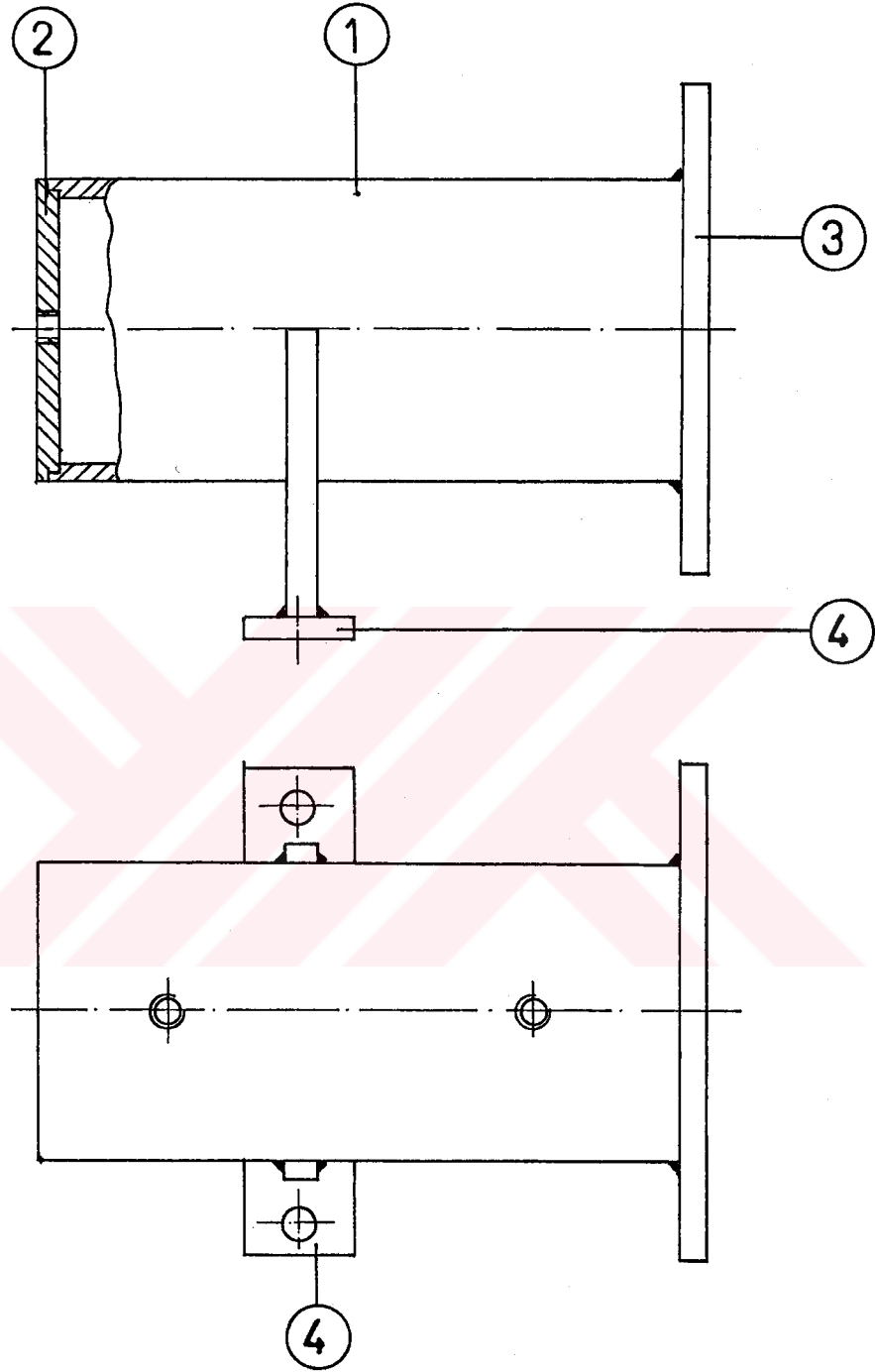
29	Metal Yatak		2	EK-01-04-17	Bronz
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme



6-8	60 mm'lik Yıldız Kaplın		2	EK01-04-05	GG-20
Parça No	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

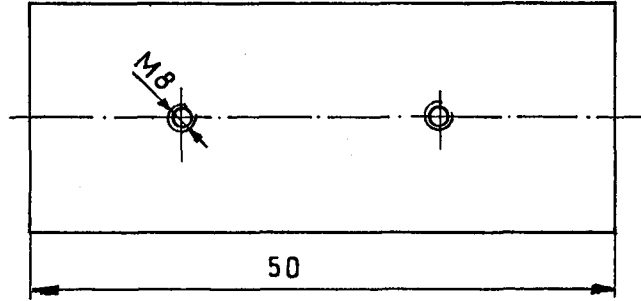
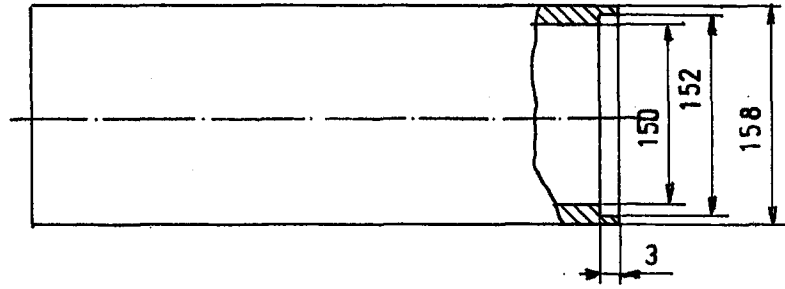


1	Kelebek Vana		1	EK-01-01	
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlık	Adet	Resim No.	Malzeme

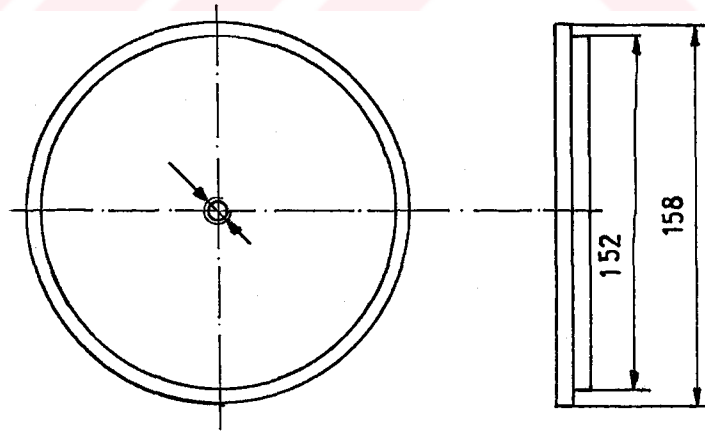


4	Tutacak		2	EK.01-02-04	Ç-1020
3	Flanş		2	EK.01-02-03	Ç-1020
2	Kapak		2	EK.01-02-02	Ç-1020
1	Giriş ve Çıkış Borusu		2	EK.0102-01	Ç-1020
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme

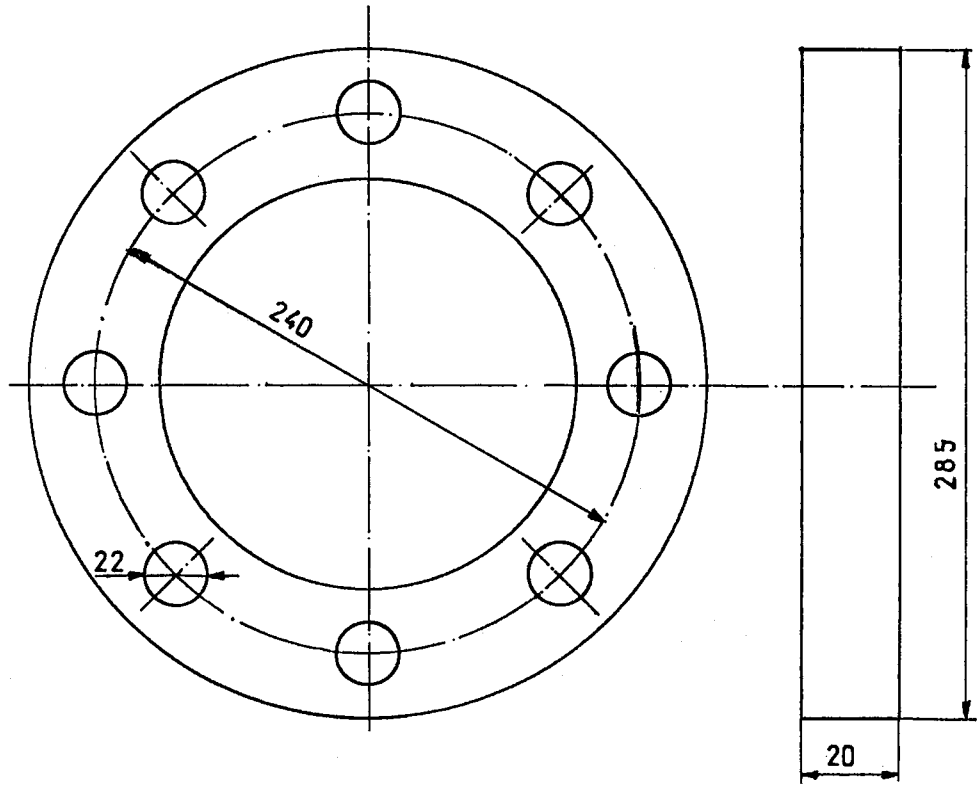
EK 1.19



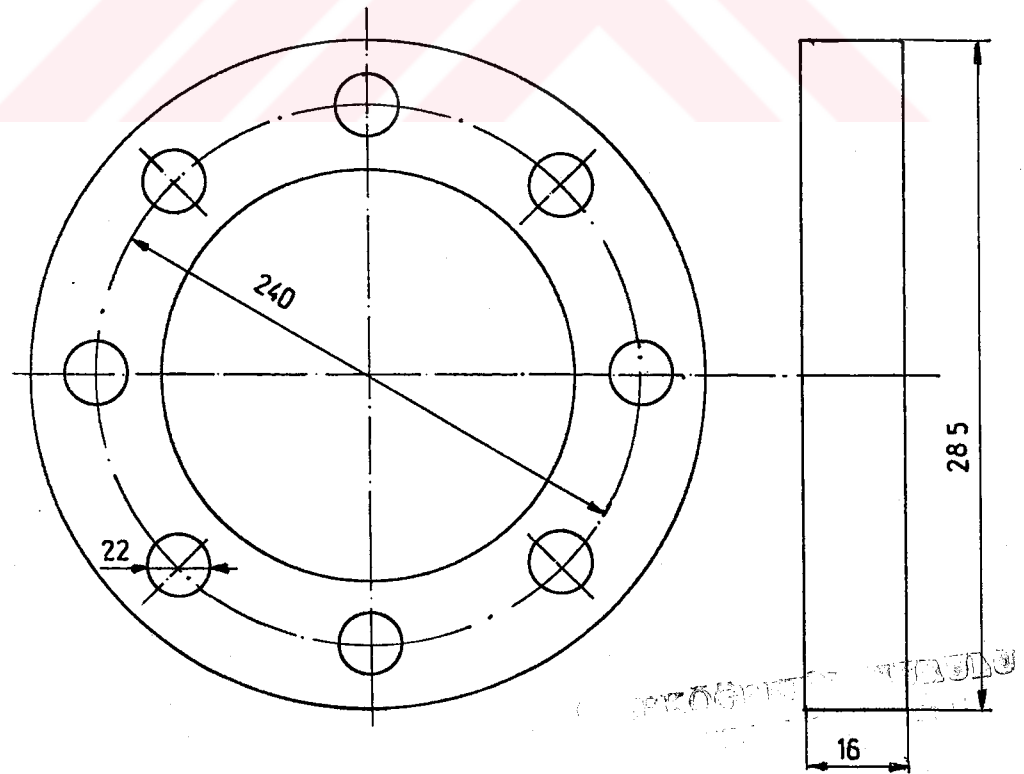
1	Giriş ve Çıkış Borusu		2	EK.01-02-01	Ç-1020
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme



2	Giriş Borusu Kapağı		2	EK.01-02-02	Ç-1020
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme



3	Flanş		1	EK.01-02-03	Ç - 1020
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme



3	Flanş		1	EK.01-02-03	Ç - 1020
Parça No.	Parça İsmi	Ağırlığı	Adet	Resim No.	Malzeme