

HİDROLİK KONTROL VALFLERİNDE ÇALIŞMA KUVVETLERİ

DOKTORA TEZİ

Y. Müh. Mustafa İNAL

Tezin Fen Bilimleri Ens. Verildiği Tarih : 17. 8. 1984

Tezin Savunulduğu Tarih : 25. 1. 1985

Doktorayı Yöneten Öğretim Üyesi : Prof. Dr. Mustafa GEDİKTAŞ

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. M. Nimet ÖZDAŞ

Prof. Dr. H. Fehmi YAZICI

T. C.
Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi

HAVA HARP OKULU MATBAASI

NİSAN - 1985

İÇİNDEKİLER

SAYFA

Ö Z E T	III
SUMMARY	V
SEMBOLLER	X
BÖLÜM 1 - G İ R İ Ş	1
BÖLÜM 2 - HİDROLİK KONTROL VALFLERİNDE ÇALIŞMA KUVVETLERİ İLE İLGİLİ YAPILMIŞ OLAN ARAŞTIRMALAR	3
BÖLÜM 3 - YAPILAN ARAŞTIRMANIN TANITILMASI	11
3.1. Araştırmanın Gayesi	11
3.2. Deney Tesisatı	12
3.3. Ölçmeler ve Ölçme Hassasiyetleri	24
3.3.1. Debi Ölçme ve Hassasiyeti	24
3.3.2. Basınç Ölçme ve Hassasiyeti	28
3.3.3. Kuvvet Ölçme ve Hassasiyeti	28
3.3.4. Yerdeğişimi Ölçme ve Hassasiyeti ..	30
3.3.5. Devir Sayısı Ölçme ve Hassasiyeti :	30
BÖLÜM 4 - KONTROL VALFİNİN AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİ	33
4.1. Giriş	33
4.2. Kontrol Valfinin Denklemleri	33
4.3. Kontrol Valfinin Akış Karakteristiklerinin Tespiti	36
4.3.1. Akış Kazancı	36
4.3.2. Sızıntı Deneyi	40
4.3.3. Basınç Kazancı	40
4.3.4. Basınç Akış Diyagramı	40
4.3.5. Boşaltma Katsayısının Tespiti	43

BÖLÜM 5 - KONTROL VALFİNİN SÜRTÜNME KUVVETLERİ	47
5.1. Giriş	47
5.2. Teorik İnceleme	48
5.3. Deneysel Çalışma	51
5.4. Sonuç	63
BÖLÜM 6 - KONTROL VALFİNİN ÇALIŞMA KUVVETLERİ	66
6.1. Giriş	66
6.2. Kontrol Valfinin Akış Kuvvetlerinin Analizi	67
6.3. Daimi Akış Kuvvetlerinin Deneysel Ölçümü	71
6.4. Kontrol Valfinin Dinamik Çalışma Kuvvetleri	75
6.5. Çalışma Kuvvetleri ve Besleme Basıncının Frekansa Göre Değişiminin İncelenmesi	84
GENEL SONUÇLAR	100
KAYNAKLAR	103
ÖZGEÇMİŞ	107

Ö Z E T

Bu araştırma, kontrol valf pistonlarına çeşitli çalışma şartları altında gelen kuvvetlerin incelenmesi amacıyla yapılmıştır. Çalışmada, nominal çapı 15 mm. olan kritik merkezli, kapalı merkezli ve açık merkezli üç değişik tipte hidrolik kontrol valfi esas alınarak, bu valfler dar toleranslarda imal edilmiştir. Bu valflerin pistonlarında meydana gelecek olan çalışma kuvvetlerini incelemek için çok amaçlı özel bir deney tesisatı geliştirilmiş ve deneyler gerek statik, gerekse dinamik çalışma şartlarında gerçekleştirilmiştir.

Kontrol valflerinde meydana gelen akış kuvvetlerinin doğru olarak incelenmesi için, önce valflerin aynı şartlardaki akış karakteristikleri deneysel olarak tespit edilmiştir. Yapılan deneyler sonunda, valflerin ± 500 μm lik bir piston yerdeğişimi bölgesinde lineer bir debi karakteristiğine sahip olduğu görüldüğünden, çalışmaların büyük bir kısmı bu bölge içinde yapılmıştır. Ayrıca valf boşaltma katsayılarının çalışılan bölgede sabit olmadığı anlaşıldığından, 40 ve 60 bar besleme basınçlarında boşaltma katsayılarının piston yerdeğişimi ve Reynolds sayısına göre değişimleri elde edilmiştir.

Gerek basıncsız, gerekse 20, 40 ve 60 bar besleme basınçlarında valflerde meydana gelen dinamik ve statik sürtünme kuvvetleri incelenmiştir. Yapılan çalışmalar esnasında valf pistonlarında radyal kuvvetlerin meydana geldiği, bunun da valflerdeki sürtünme kuvvetlerinin artmasına sebep olduğu görülmüştür. Valf pistonlarının hareketsiz olduğu anlarda sürtünme kuvvetlerinin daha da büyük mertebelere ulaştığı anlaşıldığından; valf pistonlarındaki statik kopma kuvvetleri geniş olarak incelenmiştir. Yapılan deneyler sonunda valflerdeki statik kopma kuvvetlerinin, kopmanın gerçekleşmesinden sonra ulaşılan, Coulomb sürtünme kuvvetlerine oranı kapalı merkezli valfde takriben (3,5), kritik ve açık merkezli valflerde ise (4) olarak tespit edilmiştir.

Valflerde meydana gelen daimi akış kuvvetleri ölçülmüş ve bu kuvvetlerin, piston yerdeğişimine de bağlı olarak, teorik değerlerden daima bir miktar büyük olduğu görülmüştür. Bunun, gerçek valflerdeki sukhe köşelerinin ideal keskinlikte olmamasından ötürü, meydana gelen jet akış açısının teoriden bir miktar daha küçük olmasından kaynaklandığı anlaşılmıştır.

Valf pistonlarının sinüsoidal dinamik tahriki esnasında meydana gelen çalışma kuvvetleri kapsamlı olarak incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonunda, çeşitli frekanslarda ölçülmüş olan çalışma kuvvetlerinin boyutsuzlaştırılması ile, her bir piston açılma genliği için 20, 40 ve 60 bar besleme basınçlarında elde edilen deney sonuçları arasında iyi bir korelasyon bulunduğu gösterilmiştir. Ayrıca her bir valfin 250, 500 ve 750 µm piston açılma genliklerinde elde edilmiş olan deney sonuçları arasında da çalışma frekansına bağlı olarak bir korelasyon olduğu görülmüştür. Böylece, yapılan çalışmalar sonunda, her üç tip valfde elde edilen deney sonuçlarının, boyutsuz çalışma kuvveti olarak tanımlanan

$$F_2 = \frac{F_{A3}}{P_s W X_0} \left[\frac{X_0}{X_{maks}} \right]^{0.4}$$

ile iyi bir korelasyon sağladığı tespit edilmiştir.

S U M M A R Y

OPERATING FORCES IN HYDRAULIC CONTROL VALVES

Submitted to
the Institute of Science
Technical University of Istanbul
for
the Degree of Doctor
by
Mustafa INAL

In designing a hydraulic control valve for servo systems, it is important to know about the necessary forces to operate the piston. We can classify forces appearing on the spool such as inertia, flow and friction under the dynamic conditions. Although flow forces constitute the main part of the operating forces in hydraulic control valve effectively, it is shown that the friction forces can take the considerable values when the spool is subjected to static conditions, and especially the valve spool and sleeve are not in the ideal cylindrical form or in case where contaminant particles in the oil is larger than the radial clearance. For the reasons stated above, the forces on the spool must be determined and investigated under various conditions.

The aim of this work is the study of forces on control valve spools appearing under various operating conditions. Three types of valves were used, critically centered, open centered and closed centered types, each with a nominal diameter of 15 mm, built to narrow tolerances. A multi-function special purpose experimental set up was prepared to study the operating forces on the spools of these valves and the experiments were carried out under both static and dynamic conditions.

The manufactured valves were simulated with a digital computer all of the possibly significant physical characteristics in the FWM West German firm. According to simulation results obtained, each of the three type valves have a stable structure and valves reach their final stable conditions in about 20 ms. after displacing the valve from its central position and then releasing it mathematically.

Prior to force measurements, the flow characteristics of valves were measured and it was determined that they had linear flow characteristics within a spool displacement of $\pm 500 \mu\text{m}$. A large proportion of the experiments was done within this region. It was noticed, in addition, that valve discharge coefficients were not constant within this region, therefore, discharge coefficients were found as a function of spool displacement and Reynolds number, at 40 and 60 bar supply pressures.

The three types of produced valves stated previously were tested to obtain their pressure sensitivity. Depending upon the results of the test, the following remarkable con-

clusions were obtained. The pressure gain of critically centered valve was very high whereas for open and closed centered valves, gains were low due to underlap and overlap conditions.

During the leakage tests of the critically centered valve, we observed that the relationship between center leakage flow and supply pressure was not linear. The non-linearity arises from port edges which do not have the ideal sharpness. We can say that the loss of sharpness is caused by dirt of oil and production errors.

Dynamic and static friction forces were studied in unpressurized conditions and at 20, 40 and 60 bar supply pressures. As a result of these studies, it was noticed that radial forces appeared because of the oval shape of spool lands which was due to production errors, and also because of port effects, both of which were not studied by other researchers before. As a result of these effects, it was determined that Coulomb type friction forces were being created during the dynamic operation, and that these forces were becoming larger when the spool was at rest.

This way, the static break-out forces in all three valves were determined while the spools were being pulled 1 μ m per minute by a special mechanism developed for this purpose. It was found that the ratio of the static break-out forces to the Coulomb friction forces at the end of the break-out was about (3,5) for closed-centered valves, and (4) for critically and open centered valves. Furthermore, it

was determined that both the static break-out and dynamic friction forces were proportional to the supply pressure.

Steady-state flow forces in valves were also measured and it was seen that, also depending on the spool displacement, these forces were always a certain amount larger than the theoretically predicted values. It was understood that this was due to the fact that the Jet flow angle is smaller than its theoretical value, because the orifice edges do not have the ideal sharpness.

A detailed study was done to determine the operating forces created during sinusoidal excitation of the spools. First, the spool forces under dynamic conditions were modelled mathematically as

$$F_T = m_T \frac{d^2 X_V}{dt^2} + (1 + a X_V) F_C \operatorname{Sgn} \frac{dX_V}{dt} + K_f X_V$$

The experimental results indicated an agreement with this model in the low frequency region, but at higher frequencies, particularly with closed and critically centered valves, a decrease in forces was observed, in addition, the experiments showed that this decrease in operating forces is proportional to the supply pressure and to the spool displacement amplitudes.

The F_1 dimensionless operating force, obtained by non-dimensioning the operating forces, was plotted against the

operating frequency, and a good correlation was observed for the three types of valves. In this correlation, the spool amplitudes were taken as a running parameter and taken the values of 250, 500, 750 μm . To generalize the correlation, the dimensionless operating force

$$F_2 = \frac{F_{AS}}{P_s W X_0} \left[\frac{X_0}{X_{maks}} \right]^{0.4}$$

was defined and a good correlation was obtained which includes the spool amplitudes. Furthermore, as a result of the study of these correlation curves, it was observed that these curves can be closely approximated by the frequency response equation of a time constant element with a break frequency of 40 Hz,

$$F_2 = 0,43 \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{40}\right)^2}}$$

S E M B O L L E R

A_c	mm^2	Sukbenin daralmış kesit alanı
A_h	mm^2	Hat kesit alanı
A_o	mm^2	Sukbenin kesit alanı
A_v	mm^2	Kontrol hacminin kesit alanı
A_1, A_2, A_3, A_4	mm^2	Valf sukbe alanları
B_v	$\frac{Ns}{m}$	Viskoz sürtünme katsayısı
C_c		Daralma katsayısı
C_d		Boşaltma katsayısı
C_r	μm	Radyal boşluk
C_v		Hız katsayısı
D	mm	Gömlek çapı
d	mm	Piston çapı
F_{AK}	N	Akış kuvveti
F_{AS}	N	Akış ve sürtünme kuvvetleri
F_C	N	Coulomb sürtünme kuvveti
F_K	N	Kütlesel atalet kuvvetleri
F_S	N	Sürtünme kuvvetleri
F_{SK}	N	Statik kopma kuvveti
F_T	N	Toplam çalışma kuvveti
F_1, F_2		Boyutsuz çalışma kuvvetleri
K_f	N/m	Akış kuvvet katsayısı
L_A	mm	Gömlek ağız genişliği
L_{AA}	mm	Gömlek ağız açıklığı
L_B	mm	Piston başı genişliği
L_{HA}	mm	Piston başı açıklığı
L_h	mm	Hat uzunluğu
L_1, L_2	mm	Valf iç kanal uzunlukları
m_p	kg	Piston ve bağlantılarının toplam kütlesi
P_L	bar	Yük basıncı
P_r	bar	Dönüş basıncı
P_S	bar	Besleme basıncı

P_1, P_2	bar	Yükün iki tarafındaki basınçlar
Q_L	lt/dak	Yük debisi
Q_1	lt/dak	Sızıntı debisi
Q_T	lt/dak	Toplam debi
U	μm	Merkezi pozisyondaki valf açıklığı
V	μm	Merkezi pozisyondaki valf örtmesi
V	m/sn	Akışkanın hızı
∇	cm^3	Kontrol hacmi
W	mm	Valf ağız genişliği
X	μm	Piston açılma genliği
X_o	μm	Alternatif piston açılma genlikleri
X_{maks}	μm	Maksimum piston açılma genliği
X_v	μm	Piston yerdeğişimi
ρ	kg/m^3	Akışkan yoğunluğu
δ_f	cm	Dinamometre halkasında sehim
ϵ		Birim uzama
θ	$^\circ$	Jet akış açısı
ν	Cst	Kinematik viskozite
μ	Po	Dinamik viskozite
ξ		Boru yük kayıp katsayısı

BÖLÜM I

G İ R İ Ş

Valf kontrollü hidrolik servo sistemlerdeki kontrol valflerini dizayn etmek için valf pistonu üzerine gelen kuvvetlerin tam olarak bilinmesi ve tayin edilmesi çok önemlidir. Valf pistonunun çeşitli çalışma durumlarında ortaya çıkan ve çalışma kuvvetleri olarak isimlendirilebileceğimiz bu kuvvetler, çeşitli kaynaklı ve değişik özelliktedirler. Kontrol valf pistonlarının maruz kaldıkları kuvvetleri hareket doğrultularına göre radyal ve aksel olmak üzere ikiye ayırabiliriz. Radyal kuvvetler pistonu gömlek cidarlarına bastıracaklarından, valflerdeki sürtünme ve dolayısıyla aksel kuvvetlerin büyümesine neden olurlar. Aksel kuvvetler valf pistonunun çalıştırılması ve istenilen konuma getirilmesi esnasında, tahrik mekanizması tarafından yenilmesi gereken kuvvetlerdir. Aksel kuvvetler sürtünme kuvvetleri, daimi ve daimi olmayan akış kuvvetleriyle kütleli atalet kuvveti bileşenlerinden oluşmaktadır.

Hidrolik kontrol valflerinde çalışma kuvvetleri ile ilgili olarak önemli ve kapsamlı çalışmalar 1950'li yıllarda J.F. BLACKBURN, S.Y. LEE, J.L. SHEARER ve arkadaşları tarafından M. I.T.'de yürütülmüştür [1]. Yapılan geniş literatür taraması neticesine göre BLACKBURN ve arkadaşları tarafından yürütülen bu temel çalışmalardan sonra konuyla ilgili araştırmaların ağırlık merkezinin daha ziyade bu valfleri imal eden firmalara kaydığı, kontrol valflerinde çalışma kuvvetleriyle ilgili araştırmaların azaldığı, çalışmaların daha ziyade sistem performansları ve kararlılık üzerinde yoğunlaştığı anlaşılmaktadır.

Valflerdeki sürtünme kuvveti analizleri için literatürde genellikle basitleştirilmiş piston-silindir modellerinden hareket edilmektedir. Oysa bu basit modellerden daha farklı bir yapıya sahip olan gerçek kontrol valflerindeki gerek statik, ge-

rekse dinamik sürtünme kuvvetleri, valf konstrüksiyonuna ve imalat hatalarına geniş şekilde bağlı olduğundan; bu kuvvetler tam olarak ancak deneysel çalışmalar sonunda tespit edilebilir.

Teorik analizlerde, genellikle valf besleme basıncı ve boşaltma katsayısının sabit kabul edilmesi ancak daimi akış şartlarının geçerli olabileceği düşük frekanslı çalışmalarda ve belirli bir piston yerdeğişimi bölgesinde makul olabilir. Buna karşılık yüksek frekanslı çalışmalarda ve geniş bir piston yerdeğişimi bölgesinde bu katsayıların değişkenliğinin de dikkate alınması gerekir. Bu katsayıların değişmesi tabii olarak çalışma kuvvetlerinin de değişimine sebep olacaktır.

Çeşitli valf tiplerinde ve değişik çalışma şartları altında, valf pistonlarının hareket ettirilmesi için gerekli çalışma kuvvetlerinin araştırılması, bu tezin gayesini teşkil etmektedir. Bu amaçla, üç değişik tipte (açık merkezli, kapalı merkezli ve kritik merkezli) hidrolik kontrol valfi projelendirilip, üçüncü bölümde belirtilen dar toleranslarda imal edilmiştir. Valf pistonuna gerek belirli statik yerdeğişimlerinin verilmesi, gerekse valf pistonunun çok yavaş ve sürekli bir hareketi ile sinüsoidal dinamik hareketi esnasındaki çalışma kuvvetlerinin incelenmesi için uygun tahrik mekanizmalarını ihtiva eden çok amaçlı bir deney tesisatı geliştirilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmaları üç grup halinde toparlamak mümkündür. Birinci grupta mikrometrelili hareket mekanizması ile her üç tip valfin bir seri akış deneyi gerçekleştirilmiştir. İkinci grupta çok yavaş hareket mekanizması ile yine üç tip valfin statik kopma kuvveti deneyleri yapılmıştır. Üçüncü grup deneysel çalışmalarda ise dinamik tahrik mekanizması yardımıyla valflerin dinamik sürtünme kuvvetleri, dinamik çalışma kuvvetleri ve besleme basıncının dinamik çalışma esnasındaki değişimi incelenmiştir.

BÖLÜM 2

HİDROLİK KONTROL VALFLERİNDE ÇALIŞMA KUVVETLERİ İLE İLGİLİ YAPILMIŞ OLAN ARAŞTIRMALAR

Hidrolik servo sistemler için dizayn edilecek bir hidrolik kontrol valfinden pistonun istenilen şekilde tahriki için çalışma kuvvetlerinin tam olarak bilinmesi gerekmektedir. Bu kuvvetlerin en önemli bileşeni olan hidrolik akış kuvvetlerinin anlaşılmasına katkısı olacak ilk temel çalışmayı Von MİSES yapmıştır. Von Mises piston valf konstrüksiyonuna çok benzer silindirik tüp modelleri olarak, bu silindirik tüplerin tabanlarında çevresel olarak meydana getirilecek çeşitli oransal açılmalar (x/D) halinde, tüp içersindeki basınçlı akışkanın atmosfere jet akışı şeklinde boşalmasını teorik olarak incelemiştir. Von Mises incelemelerinde akışı daimi ve iki boyutlu, akışkanı ise sürtünmesiz ve sıkıştırılamaz olarak ele almıştır. Bu kabuller altında silindirik tübün tabanında meydana getirilmiş olan dikdörtgen ağızlı sukbeden geçen akışın geometrisini Laplace denkleminin bir çözümü olarak elde ederek, çeşitli oransal açılmalar için, şekil-6.1'de görülen, Jet akış açısı θ 'yı tespit etmiştir. Bu modelin küçük açılma bölgeleri, radyal boşluksuz piston valfleri yakın olarak temsil etmektedir. Von Mises bu bölgede akış açısını $\theta = 69^\circ$ olarak tespit etmiştir [2].

Hidrolik kontrol valfleri konusunda en değerli ve temel katkılar, askeri ihtiyaçlar nedeniyle, servo mekanizmaların performanslarının yükseltilmesi için M.I.T.de oluşturulan araştırma gruplarının sağlanmıştır. Daha sonra bu grupların araştırmaları seri olarak yayınlanmıştır. Bunlardan BLACKBURN ve LEE ilk olarak hidrolik kontrol valflerinde meydana gelen daimi akış kuvvetlerini incelemişlerdir. Araştırmacılar teorilerini kritik merkezli ve 4 yollu bir hidrolik kontrol valfi üzerine kurmuşlardır. Bu valfin pistonuna eksenine doğrultusunda bir yerdeğişimi verildiği takdirde 2 adet seri sukbe devreye girmektedir. Bu sukbe boyunca hidrolik akışkanın akışı esnasında meydana ge-

ler. momentum farklarından dolayı, piston başları yan yüzlerinde, valf pistonunu merkezleyecek yönde daimi akış kuvvetleri meydana gelmektedir. Araştırmacılar modellerini önce ideal geometride düşünerek, Von Mises'in modeline benzetip, Jet akış açısı için onun bulduğu değeri kabul etmişlerdir. Fakat yapılan deneysel çalışmalar sonunda, bilhassa küçük piston yerdeğişimlerine sahip bölgelerde, radyal boşluktan ötürü akış açısının, Von Mises'in bulduğu değerden büyük oranda saptığı görülmüştür [3].

Aynı araştırmacılar, ayrıca hidrolik kontrol valflerin sukbelereinden geçen akışkanın, herhangi bir sebeple ivmelendirilmesi neticesinde piston üzerinde oluşan daimi akış kuvvetlerine ilave olarak, daimi olmayan akış kuvvetlerinin meydana gelmesi üzerinde durarak; bunları da incelemişlerdir. Bu kuvvetlerin yönü, akışın yönüne ve debinin değişim oranının işareti-
tine bağlı olarak valf pistonunu merkezleyen veya merkezden kaçırarak yönde olabilmektedir. Bu sebeple, araştırmacılar daimi olmayan akış kuvvetlerinin büyüklüğünden ziyade, bu kuvvet nedeniyle valfde meydana gelebilecek kararsızlık üzerinde durarak, kontrol valflerinin kararlı bir çalışma karakteristiğine sahip olabilmesi için gerekli konstrüktif tedbirleri incelemişlerdir [4].

CLARK hidrolik kontrol valflerinde daimi akış kuvvetlerinin azaltılması için çalışmalar yapmıştır. Araştırmacı özel olarak geliştirdiği kontrol valflerinde, akışkanın kontrol edildiği tek sukbe yerine, bunu gömlek çevresine spiral yörünge boyunca bir seri küçük delik halinde yerleştirmiştir. Böylece sukbe Jet akış açısının değerini 69° den 90° ye çıkartarak, momentum farkı ile meydana gelen daimi akış kuvvetlerinin eksenel bileşeninin etkisini yok etmeye çalışmıştır [5].

BLACKBURN piston tip valflerde radyal kuvvetler üzerine de araştırmalarını sürdürmüştür. Bu kuvvetlerin ana kaynağı olarak, piston veya gömleğin imalat toleransları nedeniyle

ideal silindirik formda yapılamamalarından ötürü, piston başları boyunca meydana gelen simetrik olmayan basınç dağılımlarını göstermiştir. Ayrıca kalitatif olarak, çeşitli imalat hataları sebebiyle, meydana gelebilecek simetrik olmayan basınç dağılımlarını açıklamıştır [6].

MANHAJM ve SWEENEY, ideal silindirik form içersine yerleştirilmiş, daralan ve genişleyen konikliğe sahip pistonlar üzerinde oluşan basınç dağılımları için Reynolds denkleminden hareketle bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Daha sonra aynı özelliklere sahip pistonlarla yapılan deneysel çalışmalarda, teoriye de uygun olarak akış istikametinde daralan konikliğe sahip pistonlarda, pistonu silindir cidarına bastırarak yönde radyal kuvvetler meydana gelirken, akış istikametinde genişleyen konikliğe sahip pistonlarda, onu merkezleyici kuvvetlerin meydana geldiği görülmüştür [7].

HARRISON ise pistonların hareketsiz oldukları anlarda, pistonların gömlek cidarlarına yapışmalarından ötürü meydana gelen kilitlenme üzerinde durmuştur. Araştırmacı bu olayı, hidrolik ve kir kilitlenmesi olarak açıklamakta ve valflerde meydana gelen kilitlenmenin azaltılması için bir seri tedbir önermektedir [8].

MUDHAR servo valflerin performansları üzerine, çalışmalar esnasında aşınmalar ile yağa karışan partiküller sonucu, kirlenmiş yağların etkilerini incelemiştir. Ayrıca, kirlerin büyüklüğünün, servo valfin radyal boşluğundan daha büyük olması halinde, valfin çalıştırılması esnasındaki sürtünme kuvvetlerinin tespiti için bir teori geliştirilmiştir. Fakat deneysel çalışmalar neticesinde elde edilen sürtünme kuvvetlerinin, teorik olarak hesap edilen değerden oldukça büyük çıktığı görülmüştür [9].

DRANSFIELD, BRUCE ve WADSWORTH eksenel simetrik olmayan basınç düşümleri sebebiyle; pistonlarda meydana gelecek radyal kuvvetler için Reynolds denkleminden hareketle bir boyutlu ge-

nel bir formül çıkarmışlardır. Bilhassa tek parça pistonların silindir içersinde eğimli durması halinde, meydana gelecek olan radyal kuvvetleri incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışmalarda, bir kopma değerine kadar basınç farkıyla orantılı radyal kuvvetler meydana gelirken, daha büyük basınç farklarında ise radyal kuvvetler gittikçe azalarak nihai olarak tamamen yok olduğu görülmüştür [10, 11].

TSAI ve UKRAINETZ piyasada bulunan iki kademe elektro hidrolik bir servo valfi alarak, bu valfin gerek meme-levha kademesinde, gerekse ana piston valf kısmındaki viskoz sürtünme katsayılarını değişik bir metotla ölçmüşlerdir [12].

LORENZ ve STRINGER solenoid kontrollu valflerin açılma ve kapanma sürelerinin tespiti için valf pistonuna gelen kuvvetler üzerine deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneyler neticesinde, valf iç kanallarında yağın akışı esnasında sürtünmelerden dolayı önemli bir basınç düşümünün meydana geldiği, bunun da aksenal kuvvetlerin hesaplanmasında dikkate alınması gerektiği görülmüştür [13].

ROSE ve WATSON bir yorulma deney tesisatındaki basınç ayar valfinin pistonuna gelen kuvvetler üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneyler neticesinde ölçülen daimi akış kuvvetlerinin teorik olarak hesaplanan değerden daha büyük olduğu görülmüştür [14].

SMEL'NITSKII, KALASHINIKOV ve MIDRIN türbin kontrol sistemlerinde kullanılan hidrolik kontrol valfinin çalıştırılması için gerekli kuvvetleri incelemişler ve bu kuvvetlerin % 90'ının akış kuvvetlerinden meydana geldiğini görmüşlerdir. Bu kuvvetlerin tespiti için, piston başlarının yan yüzlerinde, spiral bir yörünge üzerine 40 adet basınç prizi yerleştirerek, bu yüzlerdeki basınç dağılımlarının tespiti yoluyla akış kuvvetlerini incelemişlerdir [15, 16].

Üç yollu açık merkezli valfler bilhassa düşük maliyetleri nedeniyle büyük avantajlara sahiptir. TAFT ve TWILL bu tür valflerdeki akış kuvvetleri ve valfi pozisyonda tutma için gerekli kuvvetler üzerinde teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Araştırmacılar ayrıca 4 yollu valflerden farklı olarak bu tür valflerdeki akış kuvvetlerinin valf performansına etkilerini ve kararlılık problemlerini incelemişlerdir [17, 18].

ROYLE kütleli yüklü bir hidrolik kontrol sisteminde, valf pistonunun sinüsoidal olarak çalıştırılması ile, valf ve sistemin performansındaki değişimleri incelemiştir. Ayrıca valfin dinamik çalıştırılması esnasında, gerçek besleme basıncının sabit kalacağına kısaca değinmiştir [19].

NOTON ve TURNBUL aynı tipteki bir hidrolik kontrol sisteminde, valf pistonunun maksimum açıklıktan ani olarak serbest bırakılması halinde valf dinamiğini inceleyerek, kütleli yükün sebep olabileceği valf kararsızlığı üzerinde teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Valf pistonunun dinamik çalıştırılması neticesinde, kütleli yükün sebep olduğu dinamik reaksiyon kuvvetleri, statik reaksiyon kuvvetlerinden oldukça farklı şekilde ortaya çıkmıştır [20].

WILLIAMS daha önce LEE ve BLACKBURN'ün incelediği, daimi olmayan akış kuvvetlerinin sebep olduğu kararsızlığın haricinde, daimi akış kuvvetlerinin de özel şartlar altında valfin sönüm faktörünü azaltacak şekilde bir geri besleme yaratmasından ötürü, valf kararsızlığına sebep olabileceğini açıklamaktadır [21].

Mc CLOY ise WILLIAMS'ın analizine devam ederek, onun ihmal ettiği kütleli yük üzerindeki viskoz sönümleme etkilerini ve iş silindiri üzerindeki sızıntıları da dikkate almak suretiyle akış kuvvetlerinin valf kararlılığına olan tesirini hem analog kompüterle hem de deneysel olarak incelemiştir [22].

YANG daimi akış kuvvetlerinin azaltılması için yapılan kompanzasyon tekniklerinin, bilhassa büyük güçlü valflerde, meydana getirdiği kararsızlığı incelemiştir. Bu valflerde, kompanzasyon sebebiyle meydana gelen lineer olmayan akış kuvvetlerinin yok edilmesi için alınması gerekli konstrüktif tedbirler üzerinde durmuştur [23].

DAILY, HANKEY ve OLIVE daimi akış halinde sukbeler için tespit edilmiş olan akış direnç katsayılarının, akışın pozitif ve negatif ivmelendirilmesi esnasında, geçerli olup olmadığını incelemiştir. Akışın pozitif ivmelendirilmesi esnasında bu katsayının daimi akış halinden bir miktar daha küçük, negatif ivmelendirilmesi esnasında ise bir miktar daha büyük olduğunu göstermişlerdir [24].

ZAKHAROV, BARANOV ve SHOMLO piston valflerdeki daimi akış kuvvetleri ve boşaltma katsayılarının tespiti için teorik ve çapları aritmetik dizi halinde değişen piston valflerle deneysel çalışmalar sürdürmüşlerdir. Çalışmalarında dikkati çeken nokta valf denklemlerini dizayn parametrelerine bağlı olarak, boyutsuzlaştırmak suretiyle, incelemiş olmalarıdır [25].

Mc CLOY iki tür dinamik davranışın valf performanslarına etkisini incelemiştir. Birinci halde sabit bir basınç farkında, fakat valf pistonunun sinüsoidal dinamik çalışması, ikinci halde ise sabit bir valf açılımında, fakat basıncın pülzasyonlu olduğu durumdaki valf performanslarını incelemiştir. Birinci halde frekansla ortalama debi azalırken ikinci halde artmıştır [26].

ALPAY çalışmalarında sukbelerdeki boşaltma katsayıları üzerine, dinamik davranışların etkilerini incelemiştir. Alpay'ın deneylerine göre valf pistonu 4-42 Hz. arasında bir frekansta çalıştırılırsa, boşaltma katsayısı Hz başına % 0.35 kadar azalmaktadır [27].

Alpay'ın neticelerine Mc Cloy itiraz ederek, aynı türde kendi yaptığı çalışmalarda girişin 0-30 Hz'lik bir bölgesinde boşaltma katsayısının önemli şekilde değişmediğini belirtmiştir. BURROWS ve MARTIN bu farklı durumun dinamik çalışmalarda debinin hassas şekilde ölçülememesinden kaynaklandığını belirterek, dinamik debinin hassas şekilde ölçümü için bir metot geliştirmişlerdir. Araştırmacıların neticelerine göre girişte ani bir basamak değişmesi olması halinde, debinin daimi rejime ulaşma süresi 20 msn. den daha evvel olamamaktadır. Bu ise Mc Cloy'un neticelerinin daha makul olduğunu göstermektedir [28].

NIKIFORUK, UKRAINETZ ve TSAI iki kademeli elektrohidrolik bir servo valfin detaylı olarak analizini yapmışlardır. Analizde birinci kademeye elektromagnetik kuvvetleri, levhanın kütesini, akış ve viskoz sönüm kuvvetlerini; ikinci kademeye ise pistonun kütesi ile akış ve viskoz sönüm kuvvetlerini dahil etmişlerdir. Analize dahil edilen bu parametreler ile valfin transfer fonksiyonu dördüncü dereceden çıkmış ve deneysel neticelerin kurulan modelle uyum içersinde olduğu görülmüştür [29].

MARTIN ve BURROWS benzer bir analiz yapmışlardır. Ancak farklı olarak birincisi simülasyonda üç tip valf modelini kullanmışlar, ikincisi ise valflerin deneysel frekans cevaplarını elde ederken çıkış büyüklüğü olan debiyi, daha önce gerçekleştirdikleri [28] hassas bir metodla ölçmüşlerdir. Yapılan çalışmalar esnasında, daimi akış şartlarına dayanan model 35 Hz'e kadar deney sonuçlarıyla iyi bir uyum içersinde görülmüştür [30].

SHEARER ilk çalışmasında, daha önceki birçok analizde kullanılan lineerize edilmiş modellerden farklı olarak açık merkezli, radyal boşluk ile köşe yuvarlatmalarına sahip dört yollu bir valfi matematiksel olarak modellemiş ve digital bir kompüterle bu valfin akış karakteristiklerini elde etmiştir [31].

Araştırmacı ikinci çalışmasında ise bu kez daha önce modellediği elektro-hidrolik servo valfle kontrol edilen Coulomb sönümlü bir servo sistemin dinamik simülasyonunu elde etmiştir. Shearer bu analizinde sabit basınç kaynağı ile servo valf arasındaki besleme hattının dinamiğini dağılmış parametrelili modelle ele almış ve gerekli zaman gecikmesini boyutsuz olarak formüle etmiştir. Ayrıca besleme basıncının ayarlandığı değerde kalması için valfin önüne küçük bir hidrolik akümülatör yerleştirmiş bunun dinamiğini de sisteme ilave etmiştir. Ancak araştırmacı analizinde hidrolik akümülatörü ideal bir akışkan kapasitansı olarak ele almıştır [32].

Yukarıda verilen kaynakların incelenmesi neticesinde, görülmektedir ki konuyla ilgili ilk çalışmalar hidrolik kontrol valflerin çalıştırılması esnasında ortaya çıkan kuvvetlerin temel denklemleri üzerinedir [1-11]. Daha sonraki çalışmalarda, değişik sistemlerdeki valflerde meydana gelen çalışma kuvvetleri incelenmiştir [12-18]. Valflerin dinamik çalıştırılması esnasında ise meydana gelen kuvvetlerin analizinden ziyade bu kuvvetlerin sebep olabileceği kararsızlıklar üzerinde durulmuştur [19-23]. Oysa dinamik çalışmalar esnasında, sabit kabul edilen bazı parametreler değişebilmektedir. Örneğin, bazı araştırmacılar daimi akış şartlarında tayin edilen akış katsayılarının dinamik haldeki değişimleri üzerinde çalışmışlardır [24-28]. Fakat, yapılan literatür taramasında, dinamik halde değişen bu ve diğer parametreler nedeniyle valfin çalışma kuvvetlerinde meydana gelebilecek değişmeler üzerinde durulmadığı görülmüştür.

BÖLÜM 3

YAPILAN ARAŞTIRMANIN TANITILMASI

3.1. ARAŞTIRMANIN GAYESİ

Kontrol valflerini **dizayn** etmek için valf pistonuna gelen kuvvetlerin tam olarak **bilinmesi** gereklidir. Değişik **tip**lerde ve çeşitli çalışma **şartları** altında bulunan kontrol valflerinin çalıştırılması **esnasında** ortaya çıkan kuvvetlerin gerek büyüklüğünün, gerekse özelliklerinin araştırılması bu tezin gayesini teşkil etmektedir. **Bu** amaçla, 15 mm. nominal çapında, üç değişik tipte hidrolik **kontrol** valfi projelendirilip, hassas toleranslar dahilinde imal edilmiştir.

Imal edilen valflerin akış karakteristikleri, **ölçülecek** çalışma kuvvetlerinin **doğru** olarak incelenmesine ışık tutması amacıyla, deneysel olarak **tespit** edilmiştir.

Literatürün **incelenmesi** sonunda, radyal kuvvetler ile ilgili çalışmaların daha **ziyade** silindir-piston modelleri üzerine gerçekleştirilmiş **olduğu** görüldüğünden, gerçek 4 yollu valflerdeki radyal kuvvetler ve bu kuvvetlerin sebep **olduğu** sürtünme kuvvetleri **araştırılmıştır**. Bilhassa valf pistonlarını statik durumdan ilk harekete geçirmek için gerekli **eksenel** kuvvetlerin tespiti yapılan **araştırmanın** gayelerinden birini teşkil etmiştir. **Bu** amaçla, **her** üç tip valfin statik kopma **kuvveti** deneyleri imal edilmiş olan çok yavaş hareket mekanizması ile 20, 40 ve 60 bar besleme **basınçlarında** gerçekleştirilmiştir.

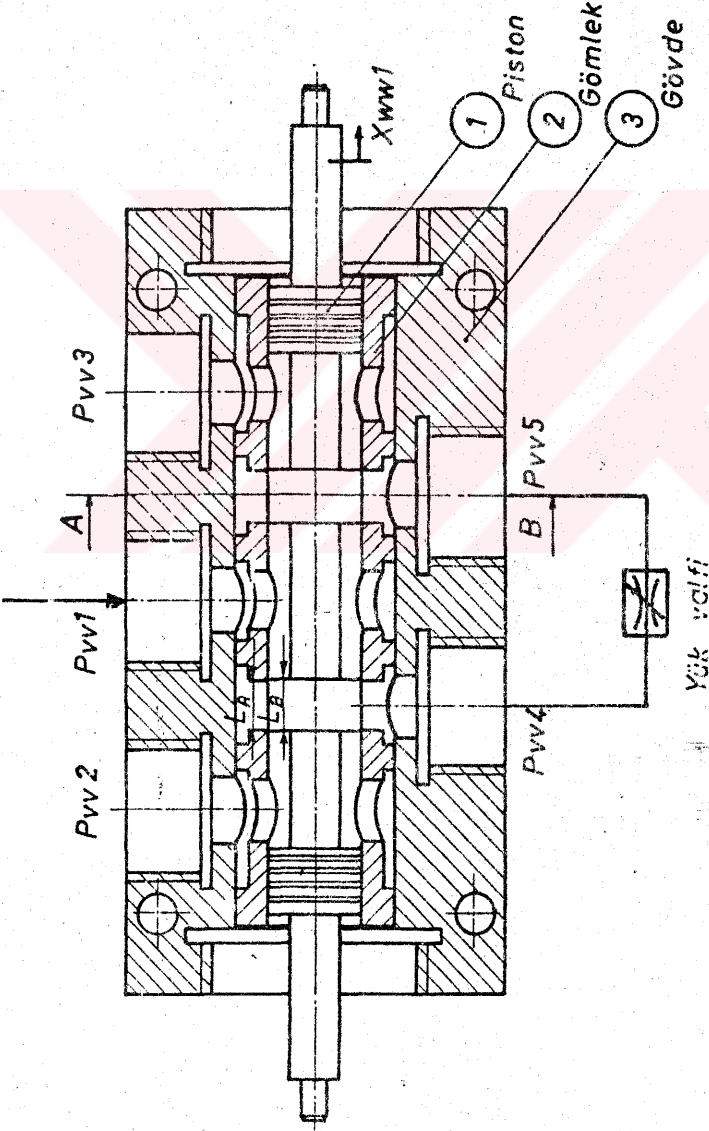
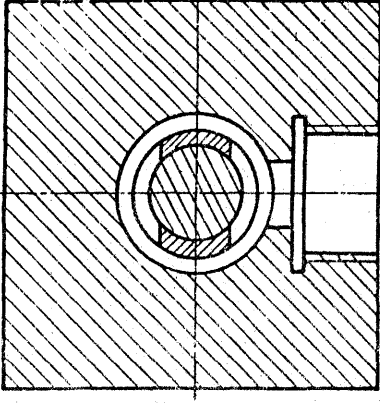
Daimi akış **şartlarında** sabit kabul edilen bazı **paramet**relerin, valflerin dinamik **şartlar** altında çalışmaları **esnasında** değişebileceği ve bu **durumun** akış kuvvetlerinin **değişimine**

de sebep olabileceği düşünülerek, dinamik hareket mekanizması yardımıyla, her üç tip valfin 4, 10, 20 ve 30 Hz frekanslı sinüsoidal dinamik çalıştırılması esnasındaki besleme basıncı ve çalışma kuvvetleri incelenmiştir.

3.2. DENEY TESİSATI

Çalışma kuvvetleri araştırılacak olan hidrolik kontrol valfi Şekil-3.1'den görüldüğü gibi konstrüktif olarak gömlek, gövde ve piston olmak üzere üç ana parçadan meydana gelmektedir. Gömlek ve piston malzemesi olarak yüzey sertleştirme ve hassas taşlama işlemlerine imkân vermesi için SAE 8620 semantasyon çeliği seçilmiştir. Önce gömlek imal edilip azot banyosunda, - 160 °C'de, soğutularak gövdeye sıkı-geçme takılmıştır. Yapılan ısıl işlemler sonunda Rockwell C-55 lik bir yüzey sertliği elde edilmiştir. Bilahare gömlek iç yüzeyi önce taşlama, sonra honlama işlemine tabi tutularak son şekli verilmiştir. Pistonların çapları ± 1 μ m.lik, aksenal boyutları ise ± 5 μ m.lik bir tolerans dahilinde gömlek boyutlarına uygun olarak imal edilmişlerdir, Tablo-3.1. İstenilen ölçülerdeki gömlek-piston çiftlerinin elde edilmesi için yaklaşık 20 adet kadar imal edilen gömlek ve pistonlar içersinden en uygun olanları seçilmiştir. Tablo-3.1. den görüleceği üzere aynı gömlek ve gövde çiftiyle üç değişik tipte valf elde edilmesi amacıyla; kritik merkezli valf için, 1. pistonun piston başı genişliği (L_B), toleranslar dahilinde gömleğin ağız genişliği (L_A)nin nominal ölçüsünde tutulmuştur. Kapalı merkezli valf için, 2. pistonun piston başı genişliği, 100 er μ m.lik örtmeyi sağlayacak şekilde gömlek ağız genişliğinin nominal ölçüsünden 200 μ m. daha büyük yapılmıştır. Açık merkezli valf için, 3. pistonun piston başı genişliği, 200 er μ m.lik açmayı sağlayacak şekilde gömleğin ağız genişliğinin nominal ölçüsünden 400 μ m. daha küçük yapılmıştır.

Kesit A-B



Sekil - 3.1 Valf bloğu

Tablo-3.1

	Çap D [mm]	Gömlek ağız genişliği L_A [mm] Piston başı genişliği L_B [mm]	Gömlek ağız açıklığı L_{AA} [mm] Piston başı açıklığı L_{BA} [mm]
Gömlek	15.052	7.994	39.963
Kritik merkezli Piston	15.034	8.002	39.972
Kapalı merkezli piston	15.035	8.202	40.180
Açık merkezli piston	15.036	7.574	39.539

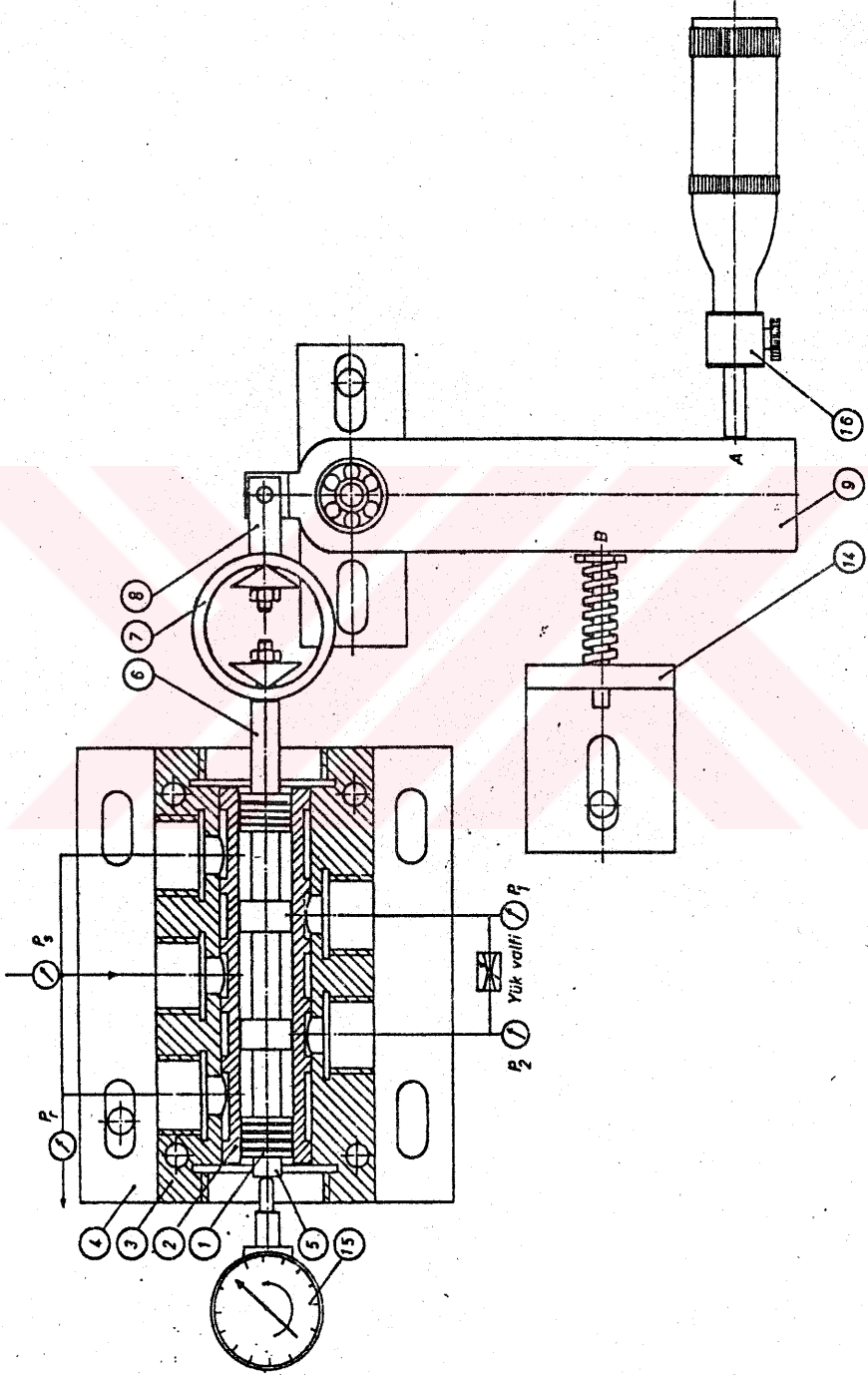
Tablo-3.1'den görüleceği üzere üç pistonun çapları 1 μ m. lik farkla imal edilebilmiştir. Böylece gömlek-piston çiftlerinde 8 + 9 μ m.lik bir radyal boşluk mevcuttur. Piston ve gömleğin çap ölçüleri, 0.5 μ m. hassasiyetindeki pnömatik mastarlarla, aksenal boyutları ise 1 μ m hassasiyetindeki komparatör ile ölçülmüştür. Ayrıca kullanılan üç tip piston ve gömleğin ovallikleri ile yüzey düzgünlüğü Taylor-Hobson cihazlarıyla tespit edilmiştir, Şekil-5.3 ve 5.4.

Şekil-3.2.b'den görüldüğü üzere rijit bir deney tesisatı yapılması amacıyla valf bloğu ve tahrik mekanizmaları çelik bir plaka üzerine monte edilmiştir. İmal edilen deney tesisatı, deneyler esnasında istenilen şartlarda hidrolik akışkanı sağlayan hidrolik santralin ön paneline bağlanmaktadır. Hidrolik santral, Şekil-3.3.b, 60 kW ve 1500 d/dak. lık bir trifaze elektrik motoruyla direkt tahrik edilen ve 120 lt/dak. debi kapasitesine sahip pistonlu, değişken deplasmanlı bir ana pompa ile gerekli yardımcı donanımlardan meydana gelmektedir. Santral, istenilen basınç ve sıcaklıklarda akışkanı sağlayacak şartlandırma devresine ve 10 μ m.lik özel filtrelere sahiptir. Ayrıca, üzerinde debi ölçmelerini gerçekleştirmek için elektronik saniyeli 40 litrelik bir ölçme kabı da mevcuttur.

Şekil-3.2.a'da görülen deney tesisatında piston yerdeğişimleri genellikle 5 nolu piston kolundan, statik ölçmelerde bir komparatör ile, dinamik ölçmelerde ise aynı noktaya monte edilen indüktif tip bir yerdeğişim transdüktörü vasıtasıyla ölçülmektedir. Valf pistonuna hareket ise 6 nolu piston kolu, 7 nolu dinamometre halkası ve 8 nolu ara parça ile 9 nolu hareket aktarma mekanizması tarafından verilmektedir. Şekilden de görüleceği üzere pistonu gelen kuvvetlerin ölçümü 6 ve 8 nolu parçalar arasına monte edilen 7 nolu dinamometre halkası vasıtasıyla sağlanmaktadır.

Pistonu istenilen hareketi aktarması için 9 nolu mekanizmaya verilecek statik yerdeğişimleri Şekil-3.2.a'dan görüleceği üzere, hareketli mili A noktasına temas edecek şekilde monte edilen bir mikrometre vasıtasıyla sağlanmaktadır. Hareket esnasında herhangi bir boşluğun olmaması için de B noktasından bir yay vasıtasıyla ters bir kuvvet uygulanmaktadır. Pistonu verilecek statik yerdeğişimleri için mikrometrenin 360 turu esnasında, piston yaklaşık olarak 100 µm.lik bir hareket yapabilmektedir.

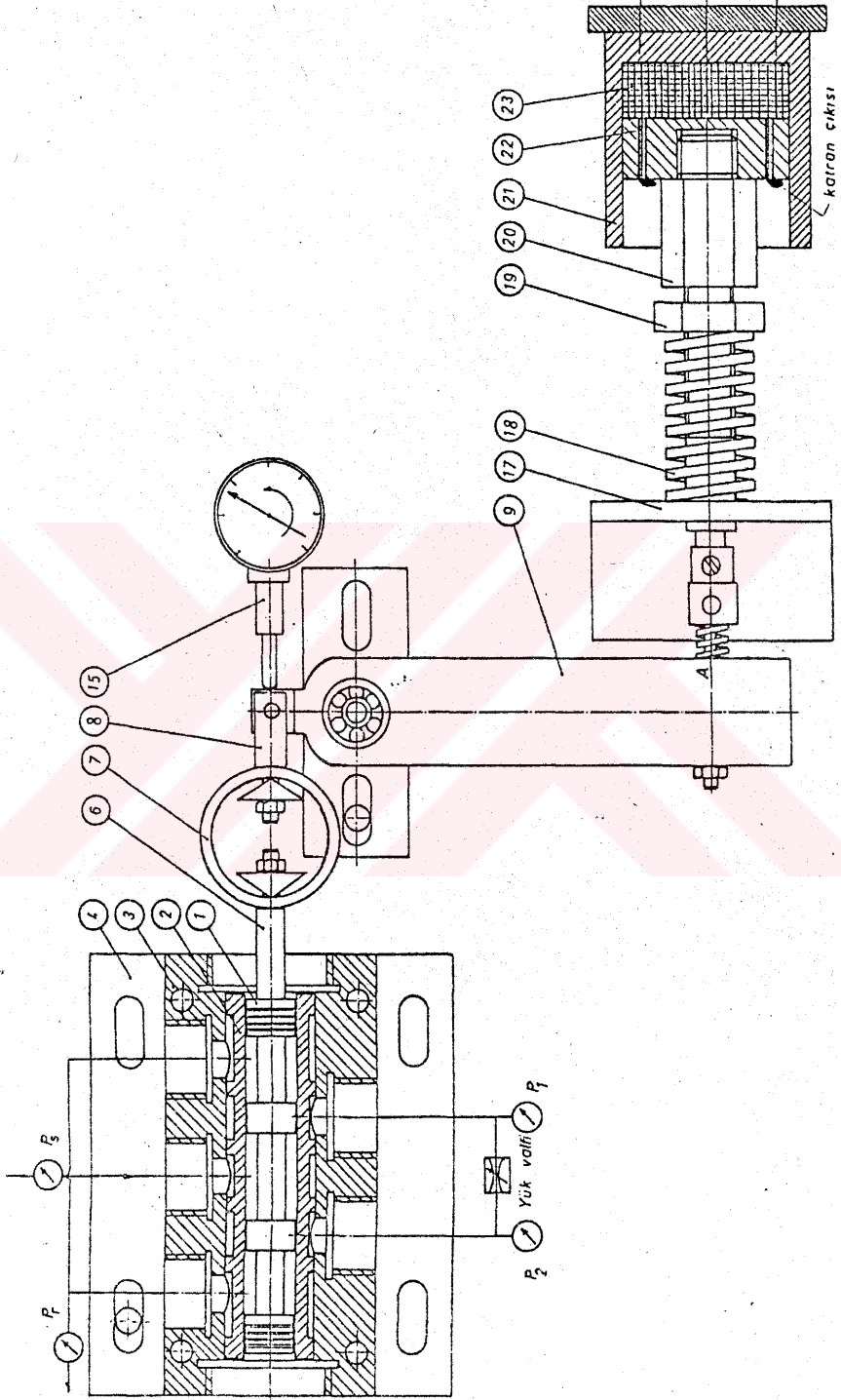
Statik kopma kuvveti deneyleri için pistonun çok daha yavaş ve sürekli bir hareketle tahrik edilmesi gerektiğinden, bu kez A noktasına Şekil-3.3.a'da görülen birçok yavaş hareket mekanizması monte edilmektedir. Bu mekanizma, içersi katranla doldurulmuş bir piston silindir çiftinden ibarettir. Piston üzerine 2 adet 4 mm. çaplı delik açılmıştır, Şekil-3.3.a No.22. Mekanizma deney tesisatına bağlandıktan sonra; piston önündeki 18 nolu yay, 19 nolu sıkma somunuyla sıkılarak, piston üzerinde oluşturulan yay kuvveti nedeniyle, piston silindir içindeki katrana bastırırken, No. 23, katran pistondaki her iki delik vasıtasıyla laminer bir akışla dışarıya doğru çıkmaktadır. Bunun neticesinde, piston da çok yavaş bir şekilde hareket edeceğinden, pistonun ucu 9 nolu mekanizmanın A noktasına bağlanması halinde mekanizmayı da çok yavaş ve sürekli bir hareketle



Sekil-3.2.a Mikromeire mekanizmalı deney tesisatı



Şekil-3.2.b



Şekil-3.3.a Çok yayas hareket mekanizmalı deney tesisatı



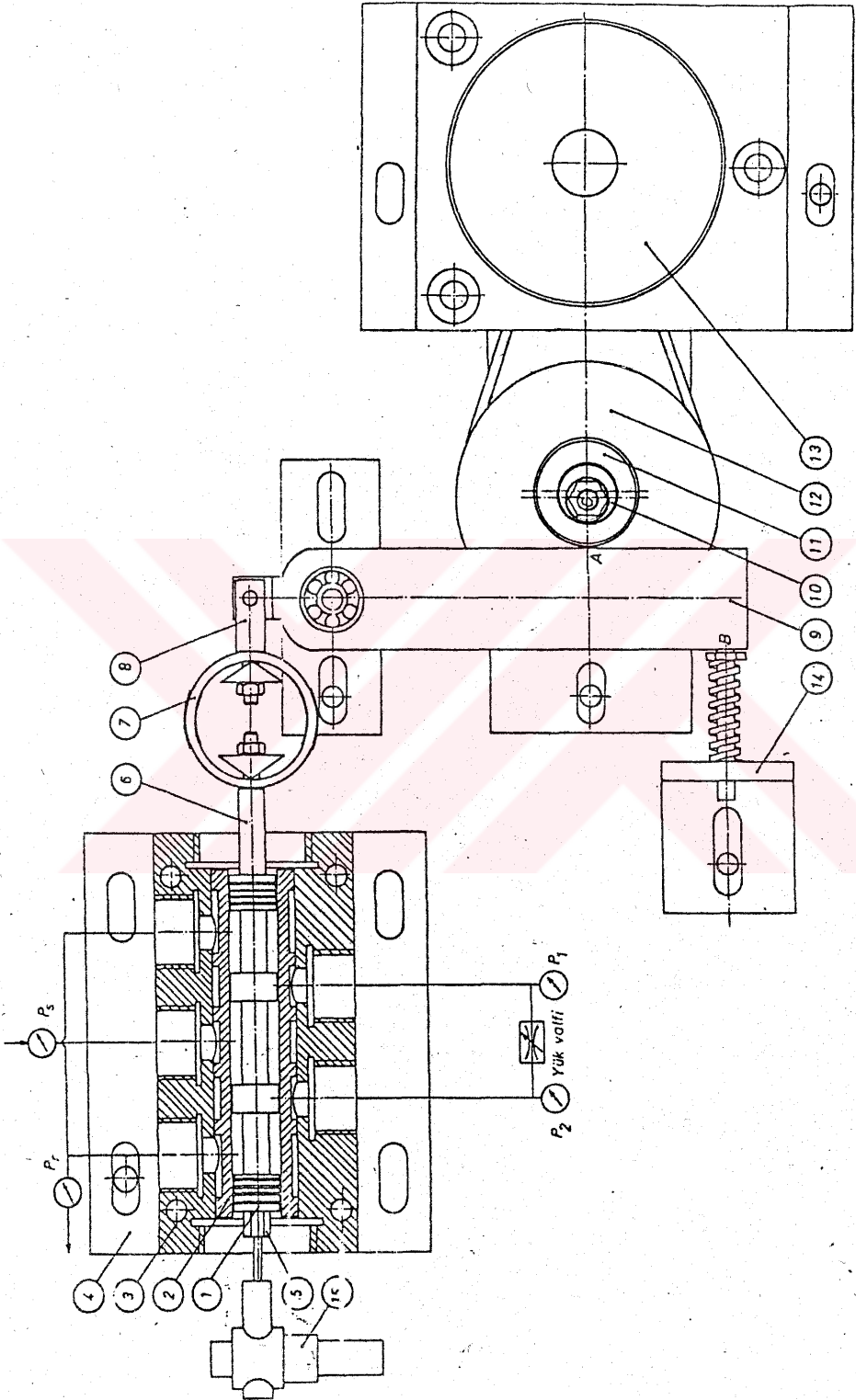
Şekil-3.3.b

çekecektir. Yapılan deneyler sırasında bu mekanizmayla valf pistonunun dakikada 1 μ m.lik sabit bir hızla hareket etmesi sağlanmıştır.

Valf pistonunun sinüsoidal dinamik tahriki için ise; bu kez A noktasına temas edecek konumda Şekil-3.4.a'da görülen dinamik tahrik mekanizmasının monte edilmesi gerekmektedir. Bu mekanizmanın hız kontrolü 10 nolu eksantriklere, kayış-kasnak mekanizması ile dönme hareketi veren 13 nolu 0.1 kW gücündeki küçük bir D.C. motorun besleme voltajının, D.C. güç kaynağındaki bir potansiyometre vasıtasıyla değiştirilmesi ile sağlanmaktadır. Valf pistonunun 250 μ m, 500 μ m, 750 μ m ve 1000 μ m lik genliklerde sinüsoidal hareketi için 4 değişik eksantrik imal edilmiştir. Eksantrik parçalar bir rulmanlı yatak içersine takıldıktan sonra 12 nolu kasnağın üzerine monte edilmektedir. Bu sayede 9 nolu mekanizmaya A noktasında temas ettirilen eksantrik parçalar, eksantrik hareketlerini en az sürtmeyle sinüsoidal harekete çevirmekte ve böylece valf pistonlarının istenilen genlikte sinüsoidal olarak hareketlendirilmesi sağlanmaktadır. Hareketin devir sayısı, C noktasına zaman zaman temas ettirilen bir takometreye ölçülmektedir.

Kontrol valfin debi ölçümleri, valf dönüş hattının, hidrolik santralin saniyeli ölçme kabına istenilen zamanlarda otomatik olarak bağlanması ile yapılmaktadır.

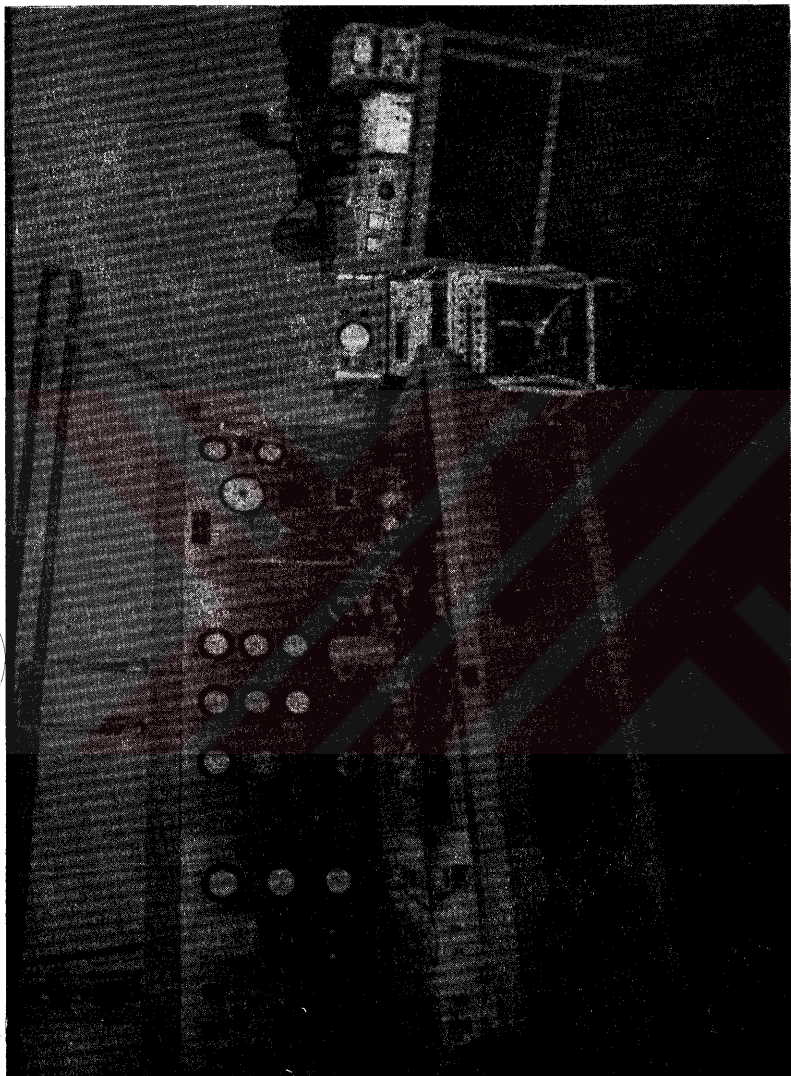
Şekil-3.4.a'da görülen valf üzerindeki 1,2,S ve r noktalarındaki basınçların ölçümü, statik çalışmalarda bu noktalara monte edilen manometrelerle, dinamik çalışmalarda ise aynı noktalara takılan basınç transdüktörleri vasıtasıyla sağlanmaktadır



Sekil-3.4. a Dinamik tahrik mekanizmalı deney tesisatı



Sekil-3.4.b



Şekil-3.4.c

Şekil-3.1'de görülen hidrolik kontrol valfinin Batı Alman FWM firmasının bilgisayar imkânları ile gerçekleştirilmiş olan dinamik simülasyonları Şekil-3.5'te verilmiştir. Şekil-3.1'de görülen istikamette valf pistonunun matematiksel olarak 1 mm. açılıp ani olarak serbest bırakılması halinde, Şekil-3.5'te pistonun kararlı bir titreşim hareketinden sonra sabitleştiği görüldüğü gibi; aynı süre içersinde debi, akış kuvveti ve valfin çeşitli noktalarındaki basınçlarının değişimleri de görülmektedir. Bu simülasyonlarda 1'den 5'e kadar numaralar Şekil-3.1'de aynı numaralı noktalardaki basınçları, 7 piston yerdeğişimini, 8 valfin 1 ila 5 köşeleri arasındaki debisini, 9 valfin aynı köşeleri arasındaki akış nedeniyle meydana gelen kuvveti, 10 ise pistonu gelen toplam kuvveti göstermektedir.

Bu simülasyon neticelerinden görüleceği üzere deneysel çalışmalarda kullandığımız valflerin her üçü de kararlı bir yapıya sahiptir ve valf pistonunun serbest bırakılmasından itibaren yaklaşık 20 msn. sonra valfler nihai kararlı hallerine ulaşmaktadırlar.

3.3. ÖLÇMELER VE ÖLÇME HASSASİYETLERİ

3.3.1. Debi Ölçme ve Hassasiyeti

Yapılan deneylerdeki debi ölçmeleri, çalıştığımız hidrolik santralin içersinde mevcut olan saniyeli ölçme kabı cihazıyla gerçekleştirilmiştir. Ölçme kabının hacmi 40 lt. dir. Ölçülen maksimum debi $P_g = 60$ bar'da 53 lt/dak olduğuna göre bu debinin kabı doldurma süresi:

$$t = \frac{40}{53} \times 60 \cong 45 \text{ sn.}$$

kronometreye basma hatamızı $\Delta t = 0.2$ sn. alırsak; debi ölçümünün maksimum zafi hatası:

$$\frac{0.2}{45} \cong \% 0.4 \text{ olacaktır.}$$

```

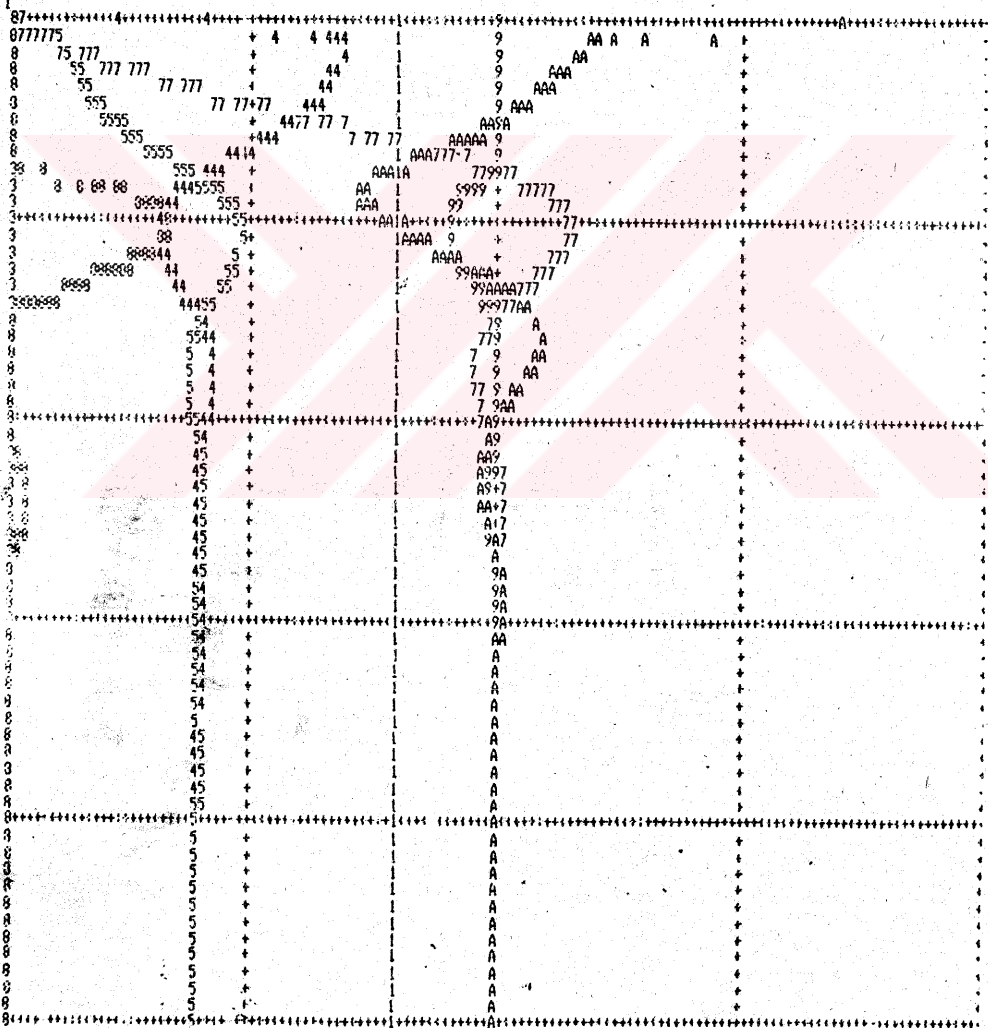
*****
SYSTEM : HIDROLIK SERVO VALF
INTERP. : M. INAL : TEST-SIMULATION (DYNAMIC)
DATEM : 03.11.1983
*****

```

PLOTT-AUSSAGE

MINIMAL- UND MAXIMALWERTE DER FUNKTIONEN

NR.	NAME	NETZ-MIN.	NETZ-MAX.	MIN-WERT.	MAX-WERT.
0	IX	0.000000E+00	0.500000E-01	0.000000E+00	0.499486E-01
1	PVW1	0.000000E+00	0.100000E+03	0.400000E+02	0.400000E+02
2	PVW2	0.000000E+00	0.100000E+03	0.000000E+00	0.341335E-05
3	PVW3	0.000000E+00	0.100000E+03	0.000000E+00	0.121790E-04
4	PVW4	0.000000E+00	0.100000E+03	0.000000E+00	0.343213E+02
5	PVW5	0.000000E+00	0.100000E+03	0.000000E+00	0.239090E+02
7	IMW1	-0.100000E+01	0.100000E+01	-0.100000E+01	0.152945E+00
8	BK:5	0.000000E+00	0.500000E+02	0.000000E+00	0.834239E+01
9	FS:5	-0.250000E+02	0.250000E+02	-0.247718E+01	0.000000E+00
10	FEES	-0.250000E+02	0.250000E+02	-0.700802E+01	0.275894E+02



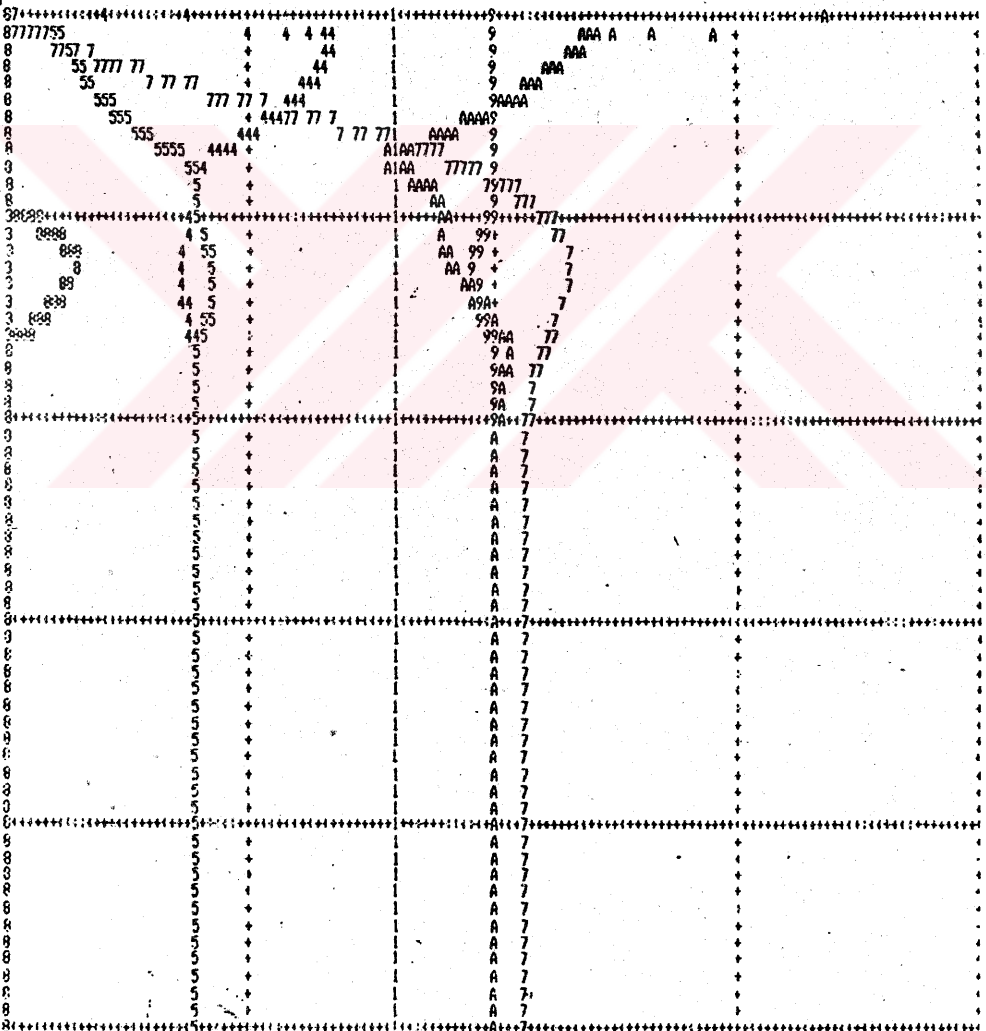
Şekil-3.5.a Kritik merkezli valfin dinamik simülasyonu

```
.....  
SYSTEM : HIDROLIK SERVO VALF  
UNTERG.: INNI=0.1 MM  
DATUM : 03.11.1983  
.....
```

PLOTT-AUSGABE

MINIMAL- UND MAXIMALWERTE DER FUNKTIONEN

NR.	NAME	NETZ-MIN.	NETZ-MAX.	MIN-WERT.	MAX-WERT.
0	TX	0.00000E+00	0.50000E-01	0.00000E+00	0.49948E-01
1	PW1	0.00000E+00	0.10000E+03	0.40000E+02	0.40000E+02
2	PW2	0.00000E+00	0.10000E+03	0.00000E+00	0.116874E-05
3	PW3	0.00000E+00	0.10000E+03	0.00000E+00	0.762724E-05
4	PW4	0.00000E+00	0.10000E+03	0.00000E+00	0.334150E+02
5	PW5	0.00000E+00	0.10000E+03	0.00000E+00	0.212860E+02
7	L41	-0.10000E+01	0.10000E+01	-0.10000E+01	0.159059E+00
8	DK15	0.00000E+00	0.50000E+02	0.00000E+00	0.346938E+01
9	FS15	-0.25000E+02	0.25000E+02	0.110874E+01	0.000000E+00
10	FGS	-0.25000E+02	0.25000E+02	-0.553959E+01	0.257935E+02



Sekil-3.5.b Kapalı merkezli valfin dinamik simülasyonu

```

*****
*          *
* SYSTEM : HIDROLIK SERVO VALF          *
*          *
* UNTERS : XMIN = -0.2 MM                *
*          *
* DATUM : 13.11.1983                    *
*          *
*****

```

FLOTT-AUSGABE

MINIMAL- UND MAXIMALWERTE DER FUNKTIONEN

NR, NAME, NETZ-MIN, NETZ-MAX, MIN-WERT, MAX-WERT

```

0 IX 0.000000E+00 0.500000E-01 0.000000E+00 0.499486E-01
1 PVA1 0.000000E+00 0.100000E+03 0.400000E+02 0.400000E+02
2 PVA2 0.000000E+00 0.100000E+03 0.000000E+00 0.445749E-04
3 PVA3 0.000000E+00 0.100000E+03 0.000000E+00 0.545381E-04
4 PVA4 0.000000E+00 0.100000E+03 0.000000E+00 0.356584E+02
5 PVA5 0.000000E+00 0.100000E+03 0.000000E+00 0.266541E+02
7 IMM1 -0.109900E+01 0.100000E+01 -0.100000E+01 0.145595E+00
8 WK15 0.000000E+00 0.500000E+02 0.000000E+00 0.172505E+02
9 FS15 -0.250000E+02 0.250000E+02 -0.499696E+01 0.000000E+00
10 FGCS 0.250000E+02 0.250000E+02 -0.877330E+01 0.304449E+02

```

NR	NAME	NETZ-MIN	NETZ-MAX	MIN-WERT	MAX-WERT
0	IX	0.000000E+00	0.500000E-01	0.000000E+00	0.499486E-01
1	PVA1	0.000000E+00	0.100000E+03	0.400000E+02	0.400000E+02
2	PVA2	0.000000E+00	0.100000E+03	0.000000E+00	0.445749E-04
3	PVA3	0.000000E+00	0.100000E+03	0.000000E+00	0.545381E-04
4	PVA4	0.000000E+00	0.100000E+03	0.000000E+00	0.356584E+02
5	PVA5	0.000000E+00	0.100000E+03	0.000000E+00	0.266541E+02
7	IMM1	-0.109900E+01	0.100000E+01	-0.100000E+01	0.145595E+00
8	WK15	0.000000E+00	0.500000E+02	0.000000E+00	0.172505E+02
9	FS15	-0.250000E+02	0.250000E+02	-0.499696E+01	0.000000E+00
10	FGCS	0.250000E+02	0.250000E+02	-0.877330E+01	0.304449E+02

3	8377752	+	4 444	1	9	AAA	A	A		
3	557777	+		44	1	9	AAA			
3	55 77 777 7	+		44	1	9	AAA			
3	55 77 77 7	+		44	1	9	AA			
3	55 7 77 7 7	-	44	1	9	AA				
3	555	+	7 77 7 7	1	9	AA				
3	55 444	+	7 77 7 7	1	9	AA				
3	8 855555558 8 8 444 444	A	AA	1	9	999	7797			
3	5545544 8+8 8 8 8 8	AAAA		999		7777				
3	44444 55555	88888	9			7777				
3	44 555	AAAA	19			+	77			
3	4 555 888	199 AAAA	+	777						
3	444 555 8888	199	AAAAA	7777						
3	444 555 + 8888	1 9	AA7AA							
3	44455 8888	1 9	77 AAA							
3	558888 +	1 9	777 A							
3	5 884 +	1 9	7 + A							
3	5 3 4 +	1 9	77 + AA							
3	5 884 +	1 9	77 + AA							
3	55 48 +	1 9	7 + AA							
3	55 4888 +	1 9	AA							
3	54 884 +	1 9	A7							
3	45 8	1 9	A 77							
3	45 8	1 9	AA7							
3	45 8	1 9	A17							
3	45 8	1 9	AA7							
3	45 8	1 9	A7							
3	45 08	1 9	A							
3	45 8+	1 9	A							
3	5 8+	1 9	A							
3	51 8+	1 9	A							
3	51 8+	1 9	A							
3	5 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 0+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							
3	3 8+	1 9	A							

XMIN = -0.2 MM

Şekil-3.5.c Açık merkezli valfin dinamik simülasyonu

3.3.2. Basınç Ölçme ve Hassasiyeti

Çalışmalar sırasında, çeşitli noktalarda yapılan statik basınç ölçmeleri için bourdon tipi 40 ve 60 bar.lık manometreler kullanılmış, aynı noktalardaki dinamik basınç ölçmeleri SE-42 indüktif tip basınç transdüktörü vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Her iki cihazda kullanılmadan önce Budenberg basınç kalibre cihazıyla kalibre edilmişlerdir. Basınç transdüktörünün kalibre eğrisi Şekil-3.6'da verilmiştir. Manometrelerin ölçme hassasiyetleri % 2'dir. SE-42 basınç transdüktörünün ölçme hassasiyeti $\leq \pm 0.25$ tir ve 160 Hz'e kadar geniş bir çalışma frekansı sahasına sahiptir. Dinamik basınç ölçmeleri için SE-42 indüktif tip basınç transdüktörü ile SE-429 taşıyıcı yükselteç beraber kullanılıp, çıkış Hewlet Packart tip 132A 2 kanallı osilaskop üzerinden elde edilmiştir. Osilaskop ekran genişliği 100mm. olduğundan, yarı ekran genişliğindeki bir sinyal için 50mm. alınır ve ekranda gözle farkedilebilecek en küçük sinyal farkı da 1mm. kabul edilirse; bu şartlar altında en büyük okuma hatası:

$$\frac{1}{50} \leq \% 2 \text{ olacaktır.}$$

3.3.3. Kuvvet Ölçme ve Hassasiyeti

Çeşitli çalışma şartları altında, piston üzerinde meydana gelen kuvvetlerin ölçülmesi, Şekil-3.4.a'daki deney düzeninden görüleceği gibi 7 nolu dinamometre halkası vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Bu amaçla dinamometre halkasının iç ve dış yüzlerine, halkanın yatay simetrisini ortalayacak şekilde 4 adet gerilme teli (strain-gages) yapıştırılmıştır. Kullanılan gerilme telleri 120 Ω luk ve HBM 3 LY 13 tipindedir. Halka malzemesi olarak 7075 duralüminyum seçilmiştir. Gerilme tellerinin hassasiyeti 10^{-6} e olduğundan, ölçülmek istenilen kuvvetlerin yeterli hassasiyet sınırında ölçülmesi maksadıyla halkanın boyutlandırılmasında 3.1 ve 3.2 formüllerinden yararlanılmıştır [33].

$$\epsilon_{90^{\circ}} = 1.09 \frac{Fr}{Ebt^2} \quad 3.1$$

$$\delta_f = 1.76 \frac{Fr^3}{Ebt^3} \quad 3.2$$

Burada E: malzemenin elastisite modülü

r: halka yarıçapı

b: halka genişliği

t: halka kalınlığı

F: halkaya tatbik edilen aksenal kuvvet

δ_f : halkada meydana gelen sehim

ϵ : halka yüzeylerinde meydana gelen birim uzamadır.

Dinamometre halkasının belirli ağırlıklar asılarak yapılan kalibrasyonunda ve statik kuvvet ölçmelerinde; dinamometre halkası, KWS/II-5 taşıyıcı yükselteç ve digital voltmetreden meydana gelen bir ölçme sistemi kullanılmıştır. Digital voltmetrenin okuma sınırı 1 mV olduğundan, böylece hassas bir okuma sağlanmıştır. Dinamik kuvvet ölçmelerinde ise dinamometre halkası, SE-429 taşıyıcı yükselteç ve Hewlet Packart tip 132 A osilaskopdan meydana gelen ölçme sistemi kullanılmıştır. Dinamik kuvvetler, osilaskop ekranından çekilen fotoğraflardan bulunmaktadır.

Dinamometre halkasına ağırlıklar asılarak yapılan kalibrasyon neticesinde, Şekil-3.7, 1×10^{-6} e 7×10^{-2} N tekabül ettiğinden ve gerçekleştirilen deneyler esnasında ölçülen en küçük kuvvetin 3.4 N olduğu görüldüğünden, yapılabilecek en büyük izafi hata:

$$\frac{7 \times 10^{-2}}{3.4} \approx \pm 2$$

mertebesinde olacaktır.

3.3.4. Yerdeğişimi Ölçme ve Hassasiyeti

Pistonun yerdeğişimleri, Şekil-3.2.a'daki deney tesisatının 5 nolu piston kolundan ölçülmüştür. Statik yerdeğişimleri için 2 µm hassasiyetindeki bir komparatör kullanılmıştır. Komparatör ile yapılan en küçük yerdeğişimi ölçümü 200 µm olduğundan yapılabilecek en büyük izafi hata:

$$\frac{2}{200} = \% 1$$

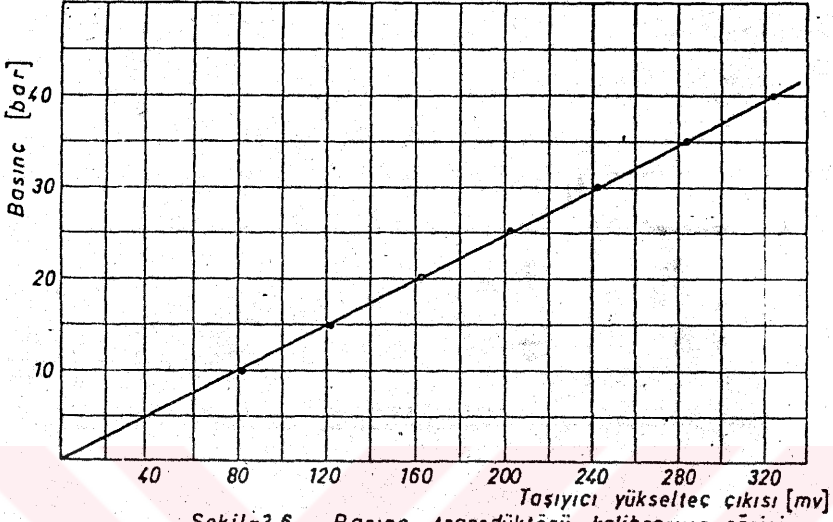
mertebesindedir. Daha küçük yerdeğişimi ölçmelerinde HBM W10 indüktif tip bir yerdeğişim transdüktörü, KWS/II-5 taşıyıcı yükselteç ve digital voltmetreden meydana gelen bir ölçme sistemi kullanılmıştır. Dinamik yerdeğişimi ölçmeleri ise HBM W10 indüktif tip yerdeğişim transdüktörü, KWS/II-5 taşıyıcı yükselteç ve Hewlet Packart tip 132 A osilaskoptan meydana gelen bir ölçme sistemiyle sağlanmıştır. Yerdeğişim transdüktörüne sabit yerdeğişimleri vermek suretiyle elde edilen kalibrasyon neticeleri Şekil-3.8'de gösterilmiştir. Yerdeğişim transdüktörünün ölçme hassasiyeti 1 µm'dir.

3.3.5. Devir Sayısı Ölçme ve Hassasiyeti

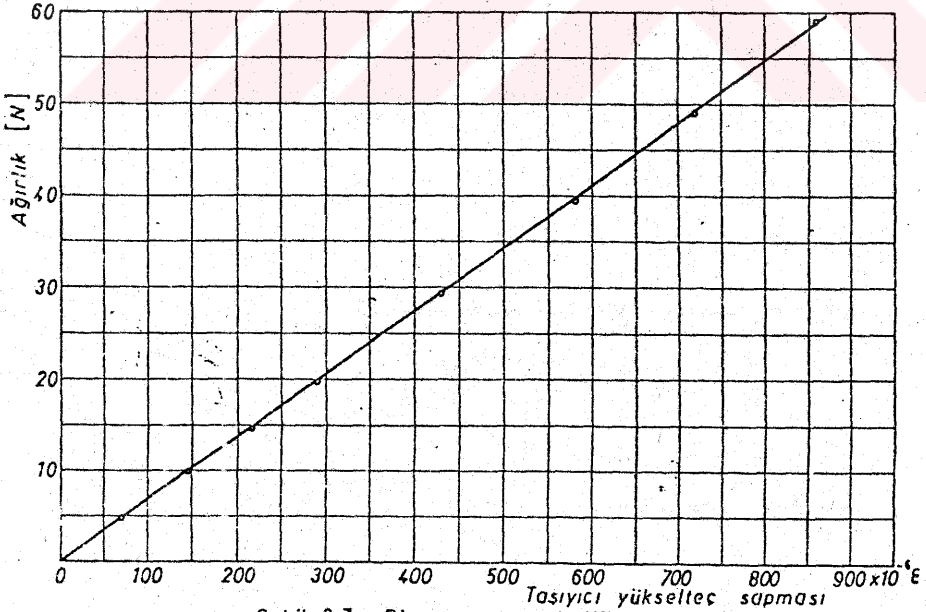
Pistonun sinüsoidal olarak dinamik çalıştırılması esnasındaki çalışma frekansının tespiti, Şekil-3.4.a'daki C noktasının devir sayısının bir hesler el takometresi ile ölçülmesiyle elde edilmiştir. Hesler el takometresinin ölçme hassasiyeti 2 devir/dak. ve ölçülen en düşük devir 240 devir/dak. olduğuna göre yapılabilecek en büyük izafi hata:

$$\frac{2}{240} = \% 0.8$$

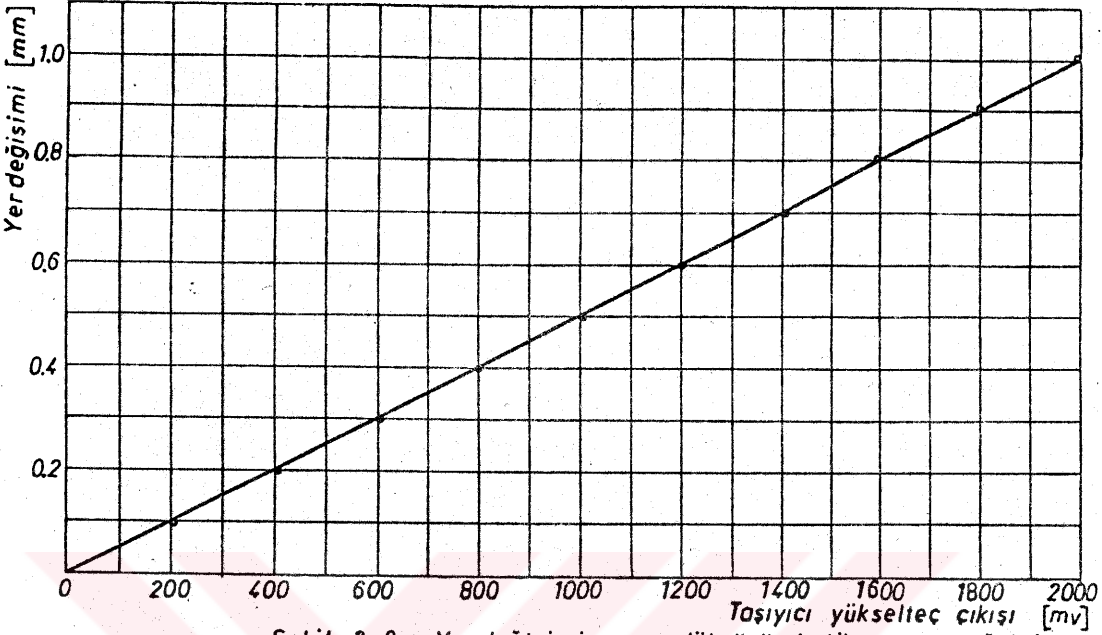
olacaktır.



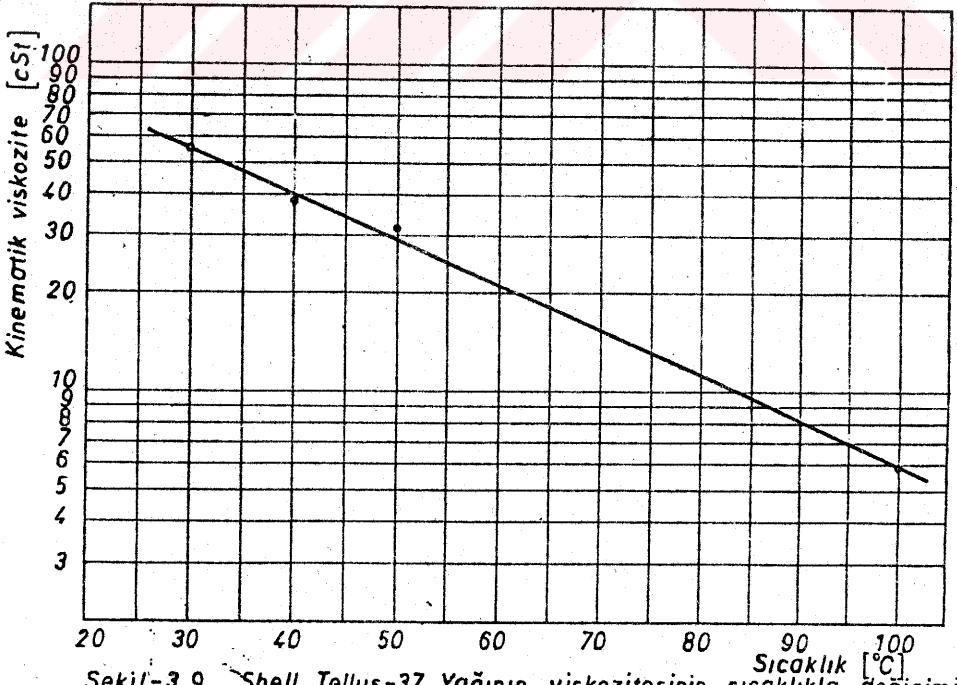
Şekil-3.6 Basınc transdüktörü kalibrasyon eğrisi



Şekil-3.7 Dinamometre kalibrasyon eğrisi



Sekil-3.8 Yerdeğişimi transdüktörü kalibrasyon eğrisi



Sekil-3.9 Shell Tellus-37 Yağının viskozitesinin sıcaklıkla değişimi

BÖLÜM 4

KONTROL VALFİNİN AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİ

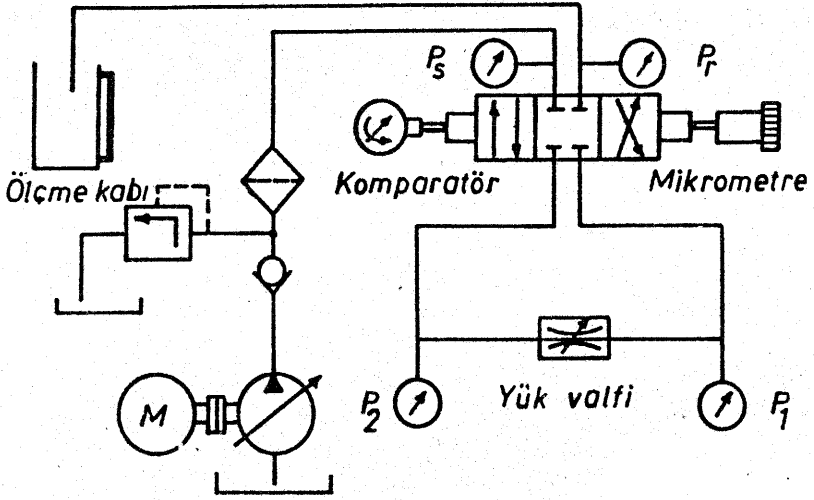
4.1. GİRİŞ

Kontrol valflerindeki akış kuvvetleri incelemelerini gerçekçi bir şekilde yapabilmek için, valfin akış karakteristiklerinin deneysel olarak tespiti gerekmektedir. Kontrol valflerine ait denklemler teşkil edilirken, buradaki birçok parametrenin sabit olduğu ve valfin ideal geometride bulunduğu kabulü yapılmaktadır. Oysa ideal şartlara yaklaşmak mümkünse de tam olarak gerçekleştirmek mümkün değildir. Bundan ötürü kontrol valflerinin akış karakteristiklerinin deneysel olarak çıkarılması, hem valfin imalat toleransları nedeniyle ideal karakteristikleri ne derece sağladığının tespiti, hem de çalışmalar esnasında sabit kabul edilen parametrelerin gerçek durumlarının bilinmesi yönünden faydalı olacaktır.

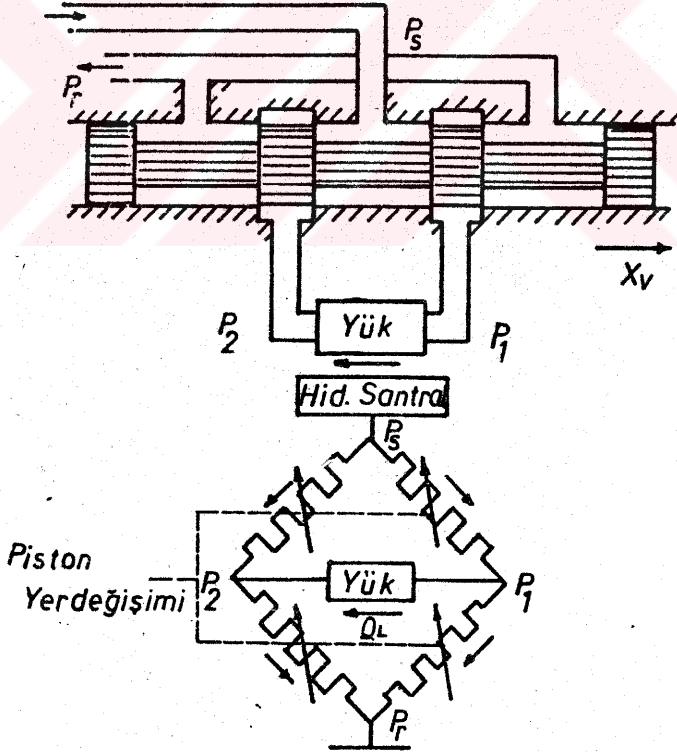
Kontrol valflerinin istenilen 5 ayrı akış karakteristiğini tespit etmek amacıyla Şekil-4.1'deki deney düzeni teşkil edilmiştir. Deneyler, üç tip valf ile $P_s = 20, 40$ ve 60 bar besleme basınçlarında ve $T_c = 40$ °C çalışma sıcaklığında gerçekleştirilmiştir.

4.2. KONTROL VALFİNİN DENKLEMLERİ

Şekil-4.2.'de görülen, genel haldeki 4 yollu açık merkezli bir kontrol valfin, açık merkez bölgesindeki çalışmasını, kolları valf sukubelerindeki hidrolik iletkenlik olan bir hidrolik wheatstone köprüsüne eş değer olarak çizmek mümkün olmaktadır. Bu en genel hal için valf denklemlerini teşkil edersek:



Sekil-4.1 Deney düzeni



Sekil-4.2 Valf ve eşdeğer devresi

$$Q_L = G (U + X_V) \sqrt{P_S - P_L} - G (U - X_V) \sqrt{P_S + P_L} \quad 4.1$$

Kritik merkezli valf için denklem daha basitleşerek:

$$Q_L = G X_V \sqrt{P_S - P_L} \quad 4.2$$

Kapalı merkezli valf için ise:

$$Q_L = G(X_V - V) \sqrt{P_S - P_L} \quad (X_V > V \text{ için}) \quad 4.3$$

haline gelecektir. Burada;

W = valf ağız genişliği

$P_L = P_1 - P_2$ yük basıncı

P_S = besleme basıncı

Q_L = yük debisi

U = merkezi pozisyondaki valf açıklığı

V = merkezi pozisyondaki valf örtmesi

$G = C_d W \sqrt{l/\rho}$ hidrolik iletkenlik

ρ = akışkanın yoğunluğudur.

$P_L = 0$ olduğu durumda, kritik merkezli valf için çıkarılmış olan 4.2 denklemini gözönüne alırsak; sabit bir besleme basıncı (P_S) ve sabit bir boşaltma katsayısı (C_d) şartlarında, debi piston yerdeğişimine lineer bağlıdır. Oysa sabit bir sukbe alanı için debi ile basınç arasındaki ilişki paraboliktir.

Yukarıda çıkartılmış olan denklemler, ancak şu kabuller altında geçerli olacaktır.

- Akışkan idealdir (sıkıştırılmaz ve viskoz değil)
- Besleme kaynağı idealdir.
- Valfin geometrisi idealdir.
- Daimi akış şartları hakimdir.

Bu kabullerin, gerek gerçek akışkanlarla çalışılması ve gerekse imalatın belli bir tolerans dahilinde yapılabilmesi nedeniyle, tam olarak gerçekleşmesi mümkün değildir. Fakat bunların ne kadar geçerli olabileceğini ancak deneysel çalışmalar sonunda söyleyebiliriz.

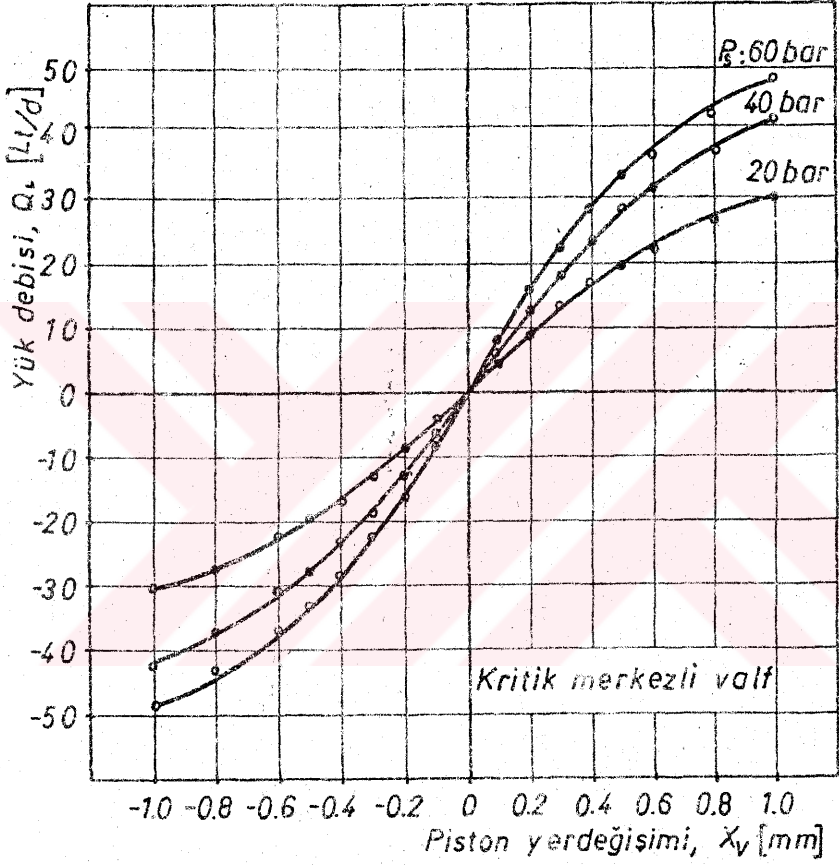
4.3. KONTROL VALFİNİN AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN TESPİTİ

4.3.1. Akış Kazancı

Üç tip valfin akış diyagramlarının çıkartılmasında Şekil-4.1'deki deney düzeninden yararlanılmıştır. Bu çalışmada, valf pistonuna belirli sabit yerdeğişimlerinin verilmesi halinde toplam (Q_T) debi dönüş hattından ölçülmüştür. Bu debi içersinde, valf pistonu çevresinde oluşan iç sızıntı debileri de mevcut olacağından, gerçek yük (Q_L) debisi aynı basınç ve piston yerdeğişimleri için, daha önce tespit edilmiş olan sızıntı (Q_1) debilerinin, toplam debiden çıkartılması sonucu elde edilir.

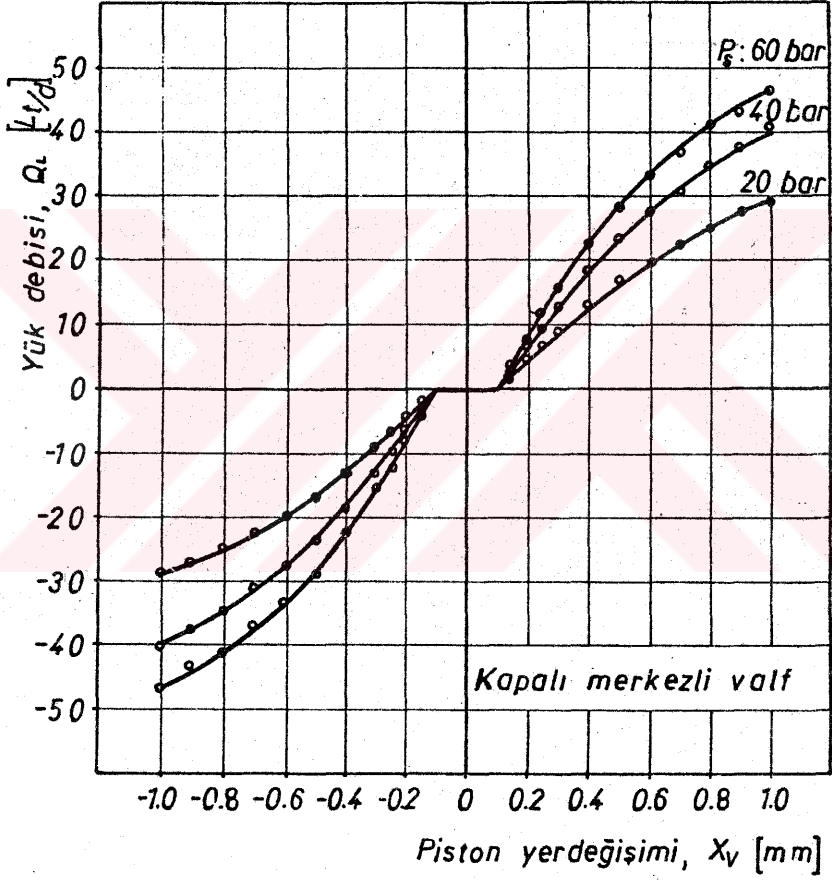
$$Q_L = Q_T - Q_1 \quad 4.4$$

Üç tip valf içinde elde edilen deney neticeleri Şekil-4.3'de gösterilmiştir. Bu diyagramların incelenmesi neticesinde valflerin $\pm 500 \mu\text{m}$. lik bir bölge içersinde oldukça lineer bir debi karakteristiği verdiği görülmektedir. Fakat daha büyük yerdeğişimlerinde, valf içersindeki kanallarda debinin artışıyla orantılı olarak önemli mertebede basınç düşümleri meydana geldiğinden, akış kazancının piston yerdeğişimi ile gittikçe azaldığı görülmektedir.

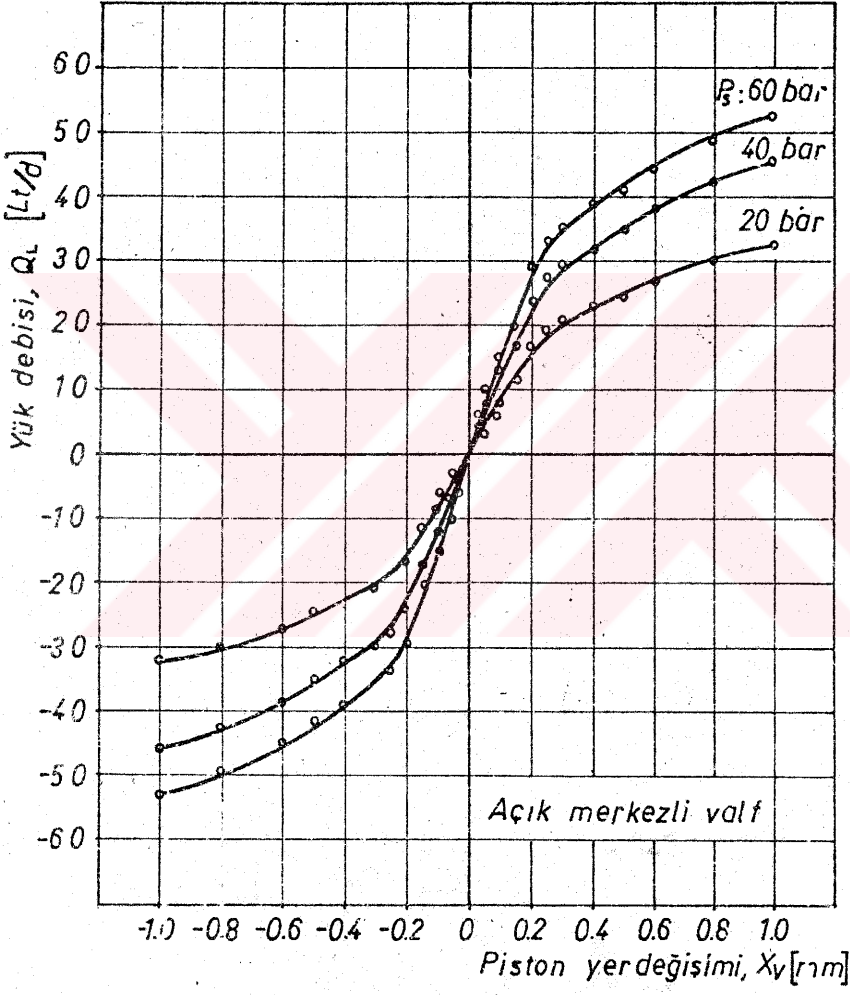


Kontrol valflerinin akış diyagramları

Şekil- 4.3.a



Şekil-4.3. b



Şekil - 4.3.C

4.3.2. Sızıntı Deneyi

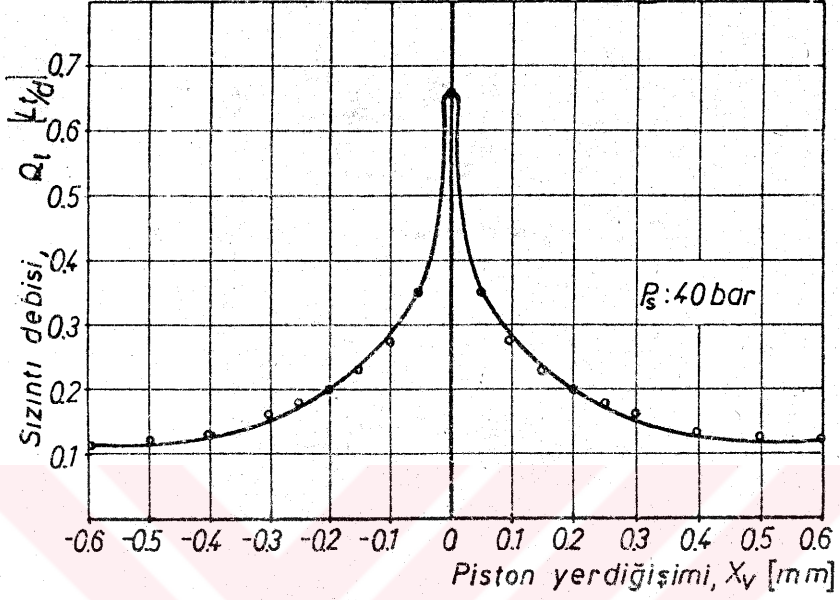
Valflerin gerek bir önceki deneyde belirtildiği gibi gerçek Q_L debilerinin elde edilmesinde, gerekse valfin ne derece ideal geometride yapıldığının tetkiki için sızıntı deneyleri yapılmıştır. Şekil-4.1'deki yük valfinin tam olarak kapatılması sonucu ($Q_L = 0$) kontrol valflerinin sızıntı debileri, Q_1 , değişik piston yerdeğişimlerinde valf dönüş hattından ölçülmüştür. Şekil-4.4.a'da kritik merkezli valfin sızıntı deneyi verilmiştir. Şekil-4.4.b'de ise aynı valfin merkezi konumdaki sızıntı debilerinin, değişen besleme basınçlarına karşı değişimi verilmektedir. Buradan görüleceği üzere valfin merkezi sızıntı debisi diyagramı, besleme basıncının artışıyla akışın laminerlikten uzaklaştığını göstermektedir.

4.3.3. Basınç Kazancı

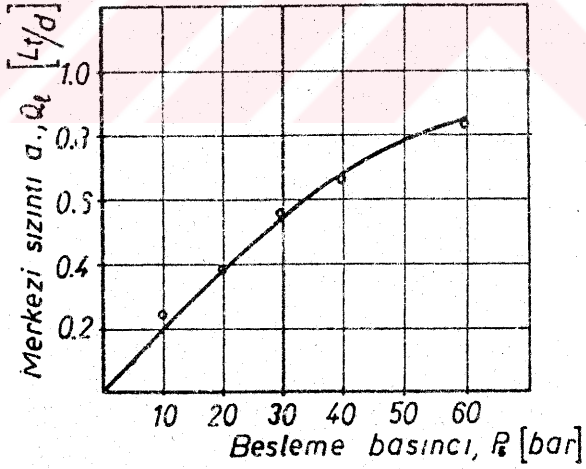
Şekil-4.1'deki deney düzeniyle ve yük valfinin tam kapalı olması halinde, valf pistonunun merkezi pozisyonundan her iki yöne doğru açılması esnasında, 1 ve 2 noktaları arasındaki $P_L = P_1 - P_2$ diferansiyel basıncın belirli piston yerdeğişimleri için ölçülmesiyle piston yerdeğişimi-basınç diyagramı elde edilir; Şekil-4.5 (şekildeki yük basıncının negatif değerleri, yük üzerinde meydana gelen ters yöndeki basıncı ifade etmektedir). Bu deneyler neticesinde, kritik merkezli valfin basınç kazancının oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Açık merkezli valfin merkezi pozisyonunda sahip olduğu sukbe açıklığının, kapalı merkezli valfin ise tam tersi sukbe örtmesinin, bu valflerin basınç kazancı açısından önemli mahzurlarını teşkil ettiği görülmektedir.

4.3.4. Basınç-Akış Diyagramı

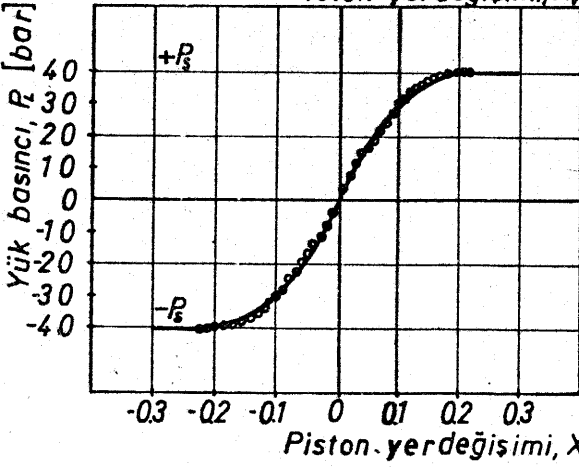
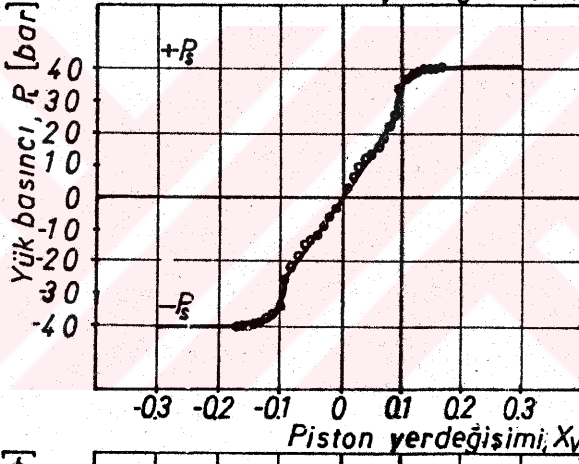
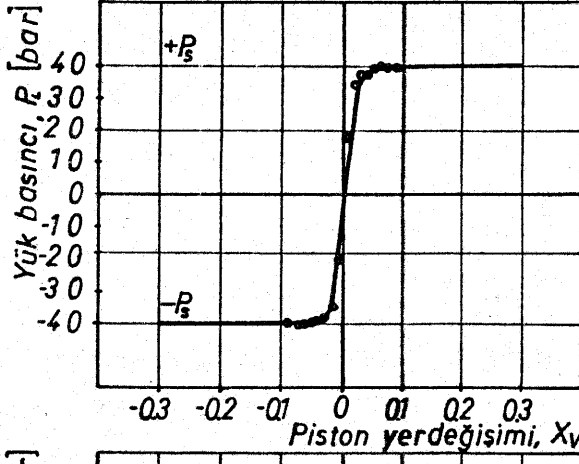
Valflerin bu tür karakteristik eğrilerinin elde edilmesi yine aynı deney düzeniyle gerçekleştirilmiştir. Fakat bu kez



Sekil- 4.4.a Sızıntı debisi



Sekil-4.4.b Merkezi sızıntı debisi



Şekil-7.5 Basınç diyagramları

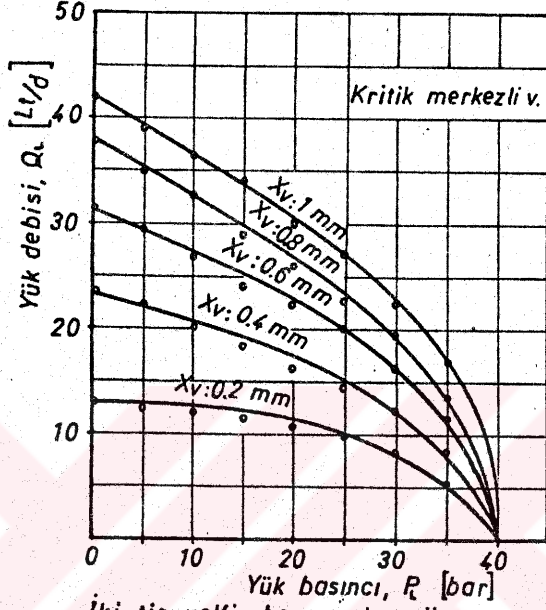
valf pistonunun belirli sabit yerdeğişimleri için, değiştirilen P_L diferansiyel yük basınçlarına karşı, Q_L yük debilerinin ölçülmesiyle elde edilir; Şekil-4.6. Bu eğrilerin incelenmesi sonucu, bilhassa $X_V = 0.8$ ve 1 mm.lik piston yerdeğişimlerinde valf iç kanallarındaki cidar sürtme kayıplarından ötürü, valflerdeki satürasyon açıkça görülmektedir.

4.3.5. Boşaltma Katsayısının Tespiti

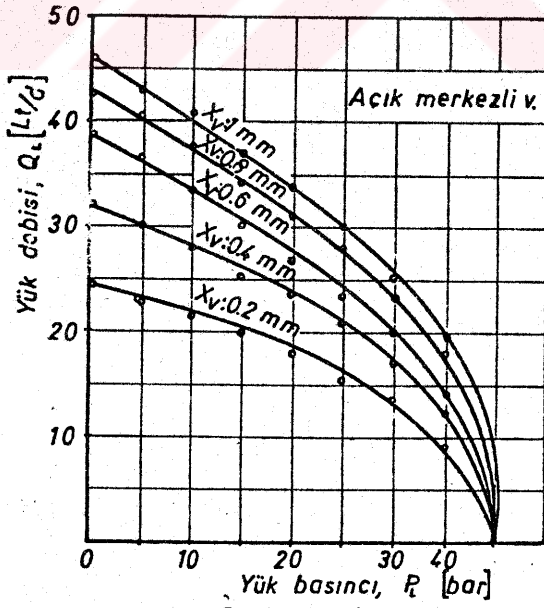
Gerek debi, gerekse akış kuvvetleri denklemlerinde bulunan boşaltma katsayısını sabit bir parametre olarak mütalaa etmek pek mümkün değildir. Bu katsayının çalışılan basınçlarda ve bilhassa piston yerdeğişimine bağlı olarak deneysel tespiti doğru bir yaklaşım olacaktır. Daha önce birçok araştırmacı, dairesel ve dikdörtgen ağızlı sukbelere boşaltma katsayılarını tetkik etmişlerdir. Fakat araştırmacıların çoğu bu boşaltma katsayılarını, sabit sukbe alanları için ve Reynolds sayısına bağlı olarak incelemişlerdir. Oysa kontrol valflerinde, piston yerdeğişimine bağlı olarak, sukbe alanları değişmektedir. Ayrıca valf konstrüksiyonundan dolayı sukbe boyuncaki akışın geometrisi, sabit sukbe analizlerindeki kadar biraz daha farklıdır. Bu sebeple, Şekil-4.1'deki deney düzeni yardımıyla hidrolik kontrol valfinin boşaltma katsayısı Reynolds sayısına ve piston yerdeğişimine göre deneysel olarak tespit edilmiştir.

Valf sukbelere geçen debiler için boşaltma katsayısını 4.5 denklemi ile piston yerdeğişimine bağlı olarak ifade edebiliriz.

$$C_d = \frac{Q}{W X_V \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}} \quad 4.5$$



İki tip valfin basınç-akış diyagramı
Şekil-4.6.a



Şekil-4.6.b

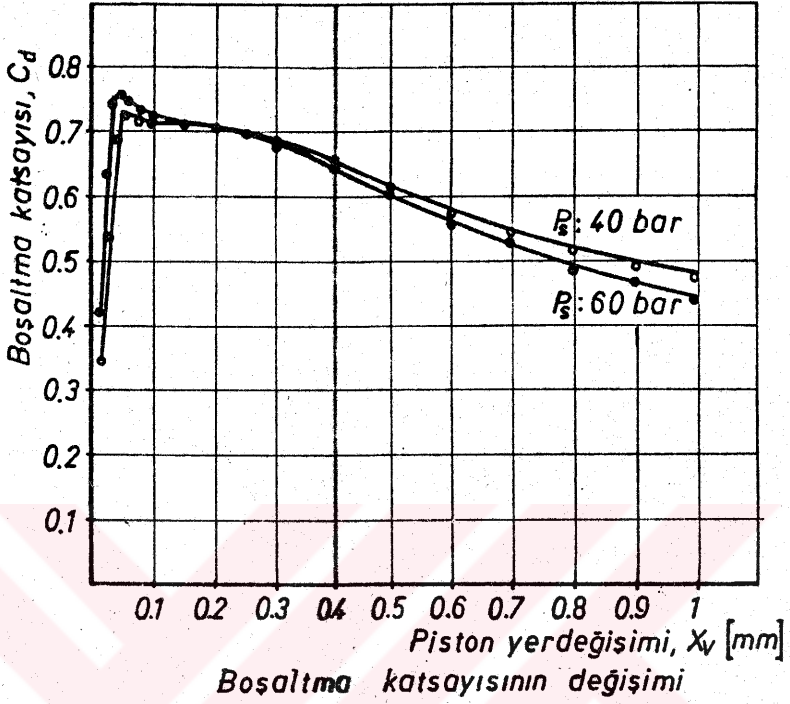
Bu denklemde, pistonun küçük yerdeğişimleri için denklemdeki X_v yerine $\sqrt{X_v^2 + C_r^2}$ almak gerekir. Deneylerde kullanılan Tel-lus-37 yağı için $\rho = 872 \text{ kg/m}^3$ olarak tespit edilmiştir. Piston yerdeğişimlerine bağlı olarak elde edilen boşaltma katsayısı diyagramı Şekil-4.7.a'da verilmiştir. Diyagramın incelenmesi neticesinde, pistonun küçük yerdeğişimlerinde boşaltma katsayısının hızlı bir tırmanmayla yaklaşık $X_v = 50 \text{ } \mu\text{m}$. civarında bir maksimuma ulaştığı görülmektedir. Bundan sonra kısa bir piston yerdeğişimi bölgesinde boşaltma katsayısı sabit bir değerde seyretmekte fakat daha sonraki bölgede ise hafif bir eğimle azalmaktadır.

Boşaltma katsayısının Reynolds sayısına göre değişimini elde etmek için Reynolds sayısının 4.6 denklemindeki ifadesi kullanılmıştır.

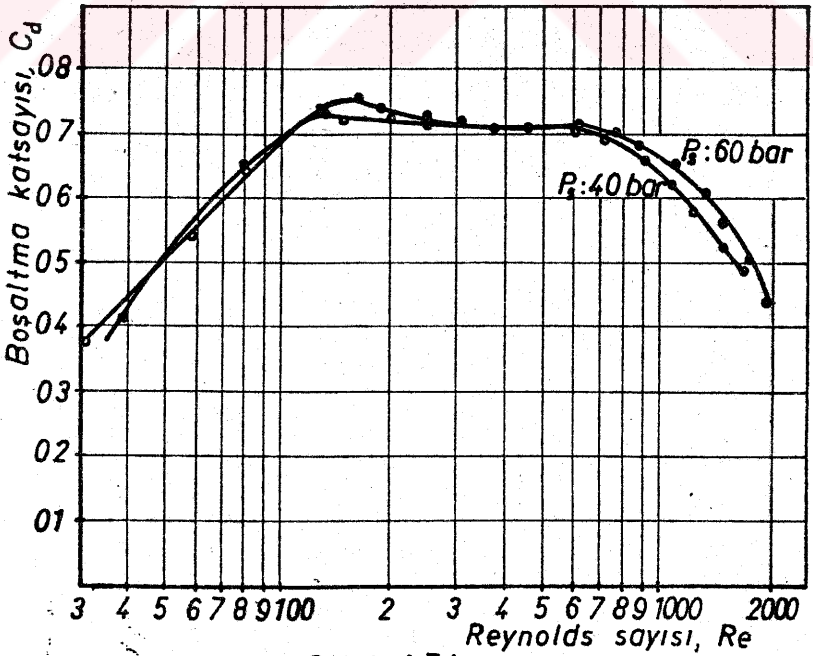
$$R_e = \frac{4Q}{vS_\zeta} \quad 4.6$$

$$S_\zeta = \text{Sukbe çevresi: } 2(W + X_v)$$

Boşaltma katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil-4.7.b'de verilmiştir. Buradan da görüleceği üzere boşaltma katsayısının, Reynolds sayısının bir değerinden sonra gittikçe küçülmesi, konstrüksiyon nedeniyle valf iç kanallarının istenildiği kadar büyük yapılamamasından ötürü meydana gelen sürtünme basınç kayıplarındandır. Bu sebeple, dizayn edilecek valfler ancak belirli bir bölgede kabul edilebilir karakteristiklere sahip olacaklardır.



Sekil- 4.7. a



Sekil- 4.7. b

KONTROL VALFİNİN SÖRTÖNME KUVVETLERİ

5.1. GİRİŞ

Hidrolik kontrol valflerinin çalışma kuvvetlerinin önemli bir bileşenini sürtünme kuvvetleri oluşturmaktadır. Bilhassa valf pistonunun ilk harekete başladığı anlarda, bu bileşen büyük mertebelere ulaşmaktadır. Bu sebeple, değişik tiplerdeki kontrol valflerinin gerek statik halden ilk harekete başlarken, gerekse dinamik çalışma esnasındaki sürtünme kuvvetlerinin tespiti, tam bir çalışma kuvvetleri incelemesi için gereklidir.

İdeal halde, valf pistonunun gömlek içersinde eş eksenli olarak çalıştığını düşünürsek, piston ile gömlek arasında radyal boşluk kalınlığındaki yağ filminden ötürü, valfde viskoz sürtünme kuvvetleri meydana gelecektir. Fakat herhangi bir nedenle oluşacak radyal kuvvet etkisinde, valf pistonu gömlek yüzeyine bastırarak olursa, piston ile gömlek arasındaki sürtünme viskoz sürtünmesinden Coulomb sürtünmesine doğru kayacaktır. Bu gibi radyal kuvvetler gerçekte gerek piston, gerekse gömleğin ideal silindirik formda işlenememesinden dolayı, piston çevresinde oluşan aksenel yöndeki akış (sızıntı)nın sebep olduğu, piston boyunca basınç dağılımının simetrik olarak oluşmamasından kaynaklanmaktadır.

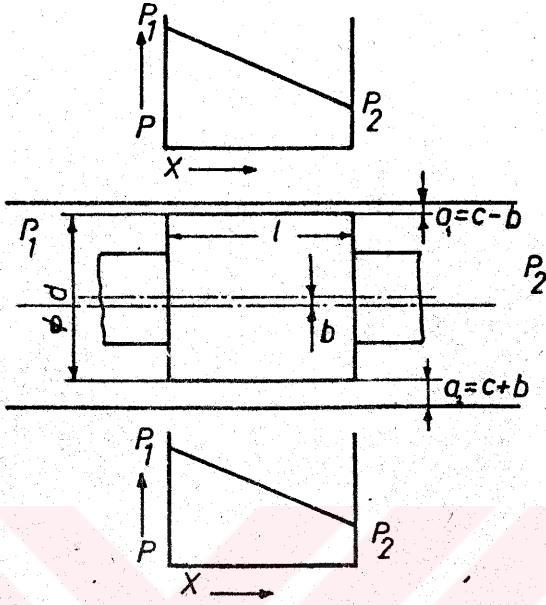
Literatürde, bu durumu açıklamak için yapılan radyal kuvvet analizleri, sadece özel şartlar ve basitleştirilmiş modeller için gerçekleştirilmiştir. Genellikle yapılan analizlerde ya silindir ideal formda, piston ise konik olarak alınmıştır [6] veya silindirik formdaki piston, silindir içersine eğimli olarak yerleştirilmiştir [10]. Gerçek bir kontrol valfi ise bu basitleştirilmiş modellerden daha farklı hatalara sahip olarak imal edilmiş olabilir.

Ayrıca, dört yollu bir kontrol valfinde genellikle 4 adet piston başı mevcuttur. Bilhassa kontrol başları çevresindeki akışların istikametine, baş ile aynı hizada bulunan gömlek ağızlarının ihmal edilemeyecek tesirleri bulunmaktadır. Bundan başka, yağın içindeki pislikleri de işin içine katarsak, bütün bu faktörleri teorik analize dahil ederek çözüme ulaşmak oldukça güç olacaktır. Buna karşılık, değişik imalat hataları ve gömlek ağızlarının sebep olabileceği radyal kuvvetler nedeniyle valfde meydana gelecek sürtünme kuvvetlerinin deneysel olarak tespiti mümkündür.

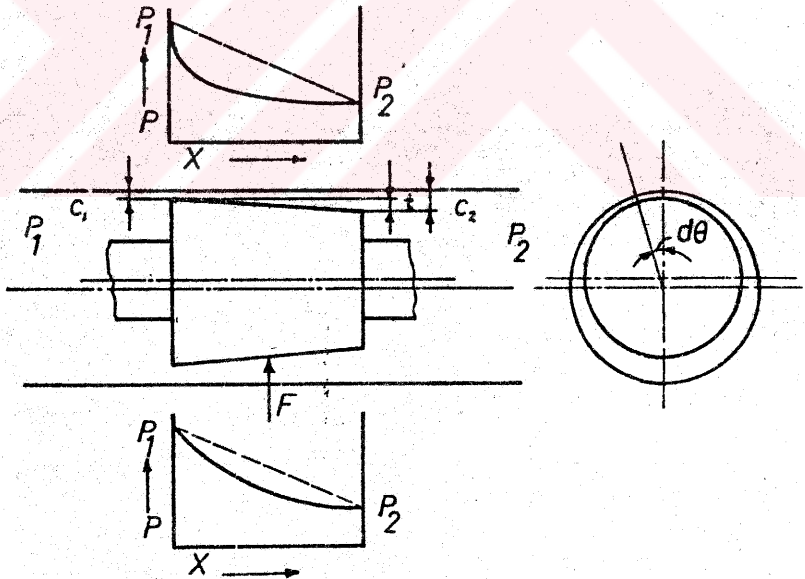
5.2. TEORİK İNCELEME

Valflerdeki statik kopma kuvvetleri veya radyal kuvvetlerin teorik incelemesi için basit bir model ele alalım. Bu modele göre silindir, ideal silindirik formda fakat piston tam silindirik olmasın. Gömlek ağızlarının piston üzerindeki tesirleri ihmal edilsin. Piston ve silindir arasında radyal boşluğun çok küçük olmasından dolayı, bu boşluğun meydana getirdiği halka kesitli kanalda, akışın sadece aksel doğrultuda olduğunu kabul edelim. Bu kabuller ışığında akış laminer ve iki boyutlu olacaktır. Önce Şekil-5.1'den görüldüğü gibi ideal silindirik formdaki bir pistonu silindir içersine eksenleri paralel fakat (b) kadar kaçık yerleştirelim. Bu durumda piston çevresindeki halka kesitli akış kanalı, piston eksen doğrultusunda sabit kalacağından piston boyunca basınç düşümü de çevresel açıya bağlı olmaksızın lineer olacak ve cidara bastıran bir kuvvet bileşeni olmayacaktır. Fakat Şekil-5.2'deki gibi piston eksen doğrultusunda konikliğe sahipse bu doğrultudaki akış kanalının kesit alanı da sabit olmayacaktır. Bu durumda piston üzerinde meydana gelecek basınç dağılımını inceleysek: Genişliği $dz = r \cdot d\theta$, uzunluğu dx ve yüksekliği a olan bir elementer akış kanalı için 5.1 denklemi çıkartılabilir [6].

Piston ile silindir eş eksenli olduğu zaman:



Sekil-5.1 Kaçık eksenli silindirik piston



Şekil-5.2 Kaçık eksenli konik piston

$$\frac{dP}{dx} = \frac{-12\mu}{a^3} \frac{dq}{dz} \quad 5.1$$

z: akış kanalının genişliği

μ : dinamik viskozite

a: radyal boşluk

q: akış kanalından geçen debi

Bu denklemi entegre eder,

$$x = 0 \quad , \quad a = C_1 \quad \text{ve} \quad P = P_1$$

$$x = l \quad , \quad a = C_1 + t. \quad \text{ve} \quad P = P_2 = P_1 - \Delta P$$

sınır şartlarını ilave edersek,

$$P = P_1 - \frac{\Delta P (C_1 + t)^2}{t (2C_1 + t)} \left[1 - \frac{C_1^2}{a^2} \right] \quad 5.2$$

elde edilir.

Bu denklemden görüleceği üzere basıncın a ile, dolayısıyla x ile değişimi parabolik olacaktır. Ayrıca piston silindir içersinde Şekil-5.2'deki gibi kaçık eksenli bulunuyorsa piston üzerinde meydana gelen basınç dağılımı simetrik olmayacağından, 5.2 denkleminde hareketle pistonu şekildeki gibi yukarıya doğru bastırarak radyal kuvvet 5.3 denklemi şeklinde elde edilebilir [6].

$$F = \frac{\pi l d t (P_1 - P_2)}{4b} \left[\frac{2C + t}{\sqrt{(2C+t)^2 - 4b^2}} - 1 \right] \quad 5.3$$

C: Eş ekserli konumda, pistonun geniş kenarındaki radyal boşluk

Buradan görüleceği üzere, pistonun ideal silindirik formdan farklı olması halinde pistonu etkileyen bir radyal kuvvet oluşur.

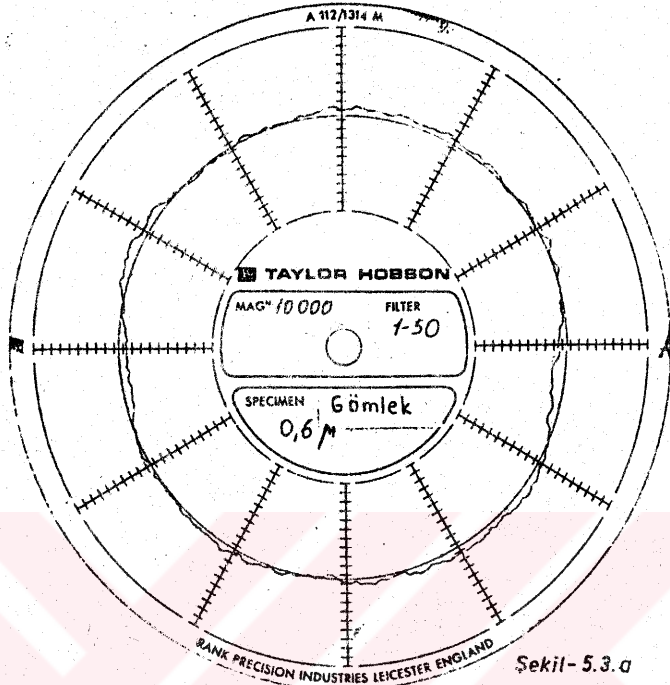
şacak ve bu kuvvet de, bu kuvvetin sürtünme katsayısı ile çarpılmasıyla sürtünme kuvveti elde olunacağından, sürtünme kuvvetinin gerek yapısını ve gerekse büyüklüğünü değiştirebilecektir.

5.3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Hidrolik kontrol valfinin sürtünme kuvvetlerinin deneysel olarak tayin edilmesi için, deneyler üç ayrı grupta yapılmıştır. Bunlardan ilk iki tanesi Şekil-3.4'deki deney düzeninden görüldüğü gibi dinamik hareket mekanizması ile, üçüncüsü ise Şekil-3.3'deki deney düzeninden görüldüğü gibi çok yavaş hareket mekanizması ile sağlanmıştır. Deneyler esnasında Shell Thellus-37 yağı kullanılmış ve ilk iki deney $T_c = 40$ °C sıcaklıkta ve üçüncü deney 50 °C sıcaklıkta gerçekleştirilmiştir. Kullanılan yağın viskozitesi 40 °C'de 38 Cst ve 50 °C'de 32 Cst olarak ölçülmüştür, şekil-3.9.

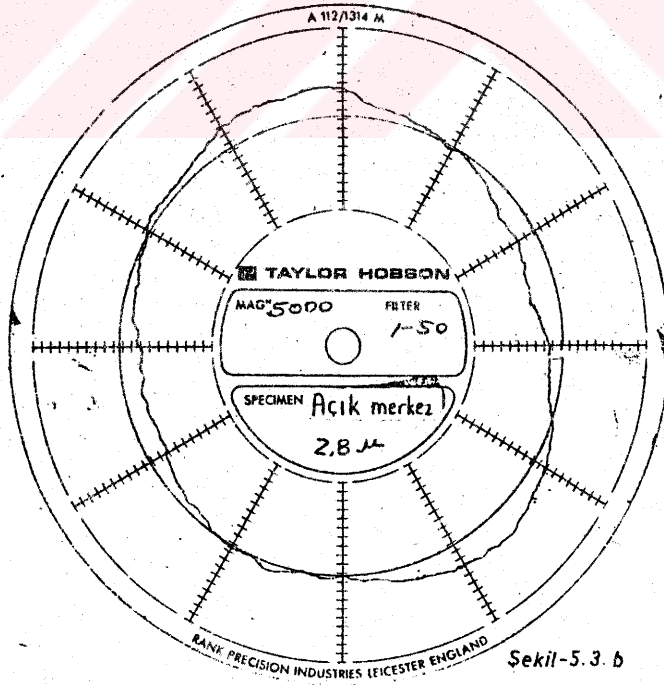
Valflerin gömlek ve pistonlarının nominal çapları 15 mm olup diğer geometrik boyutları Tablo-3.1'de verilmiştir. Valf gömlek ve pistonlarının Taylor-hobson Talyron d cihazıyla elde edilen ovallikleri Şekil-5.3'de verilmiştir. Buradan görüleceği üzere gömlek honlandığından dolayı şekil toleransı daha iyi olup ovalliği 0.6 µm'dir. Pistonlara ise taşlanma ile nihai şekil verildiğinden ovallikleri sırasıyla kapalı merkezlide 0.7 µm, kritik merkezlide 1,6 µm ve açık merkezlide 2,8 µm dir. Ayrıca, piston başlarının çeşitli noktalarında Taylor-hobson Talysurf cihazıyla yapılan ölçmelerde, ortalama yüzey pürüzlülükleri 0.24 + 0.30 µm. arasında tespit edilmekle beraber belirgin bir koniklik hatasına rastlanmamıştır; Şekil-5.4.

Birinci grup dinamik sürtünme kuvveti deneylerinde, besleme basıncı $P_S = 0$ bar'da tutulmuş yani valfe herhangi bir akış verilmemiştir. Bu durumda valf piston ve gömleği arasındaki yağ tabakasından ötürü Şekil-5.5'ten görüleceği üzere valfdeki dinamik sürtünme kuvvetleri hemen hemen viskoz sürtünme türündedir.

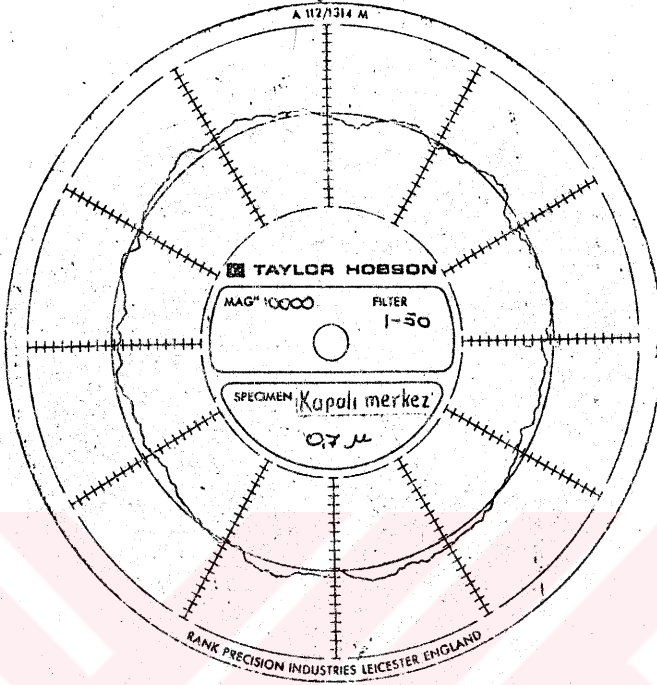


Sekil-5.3. a

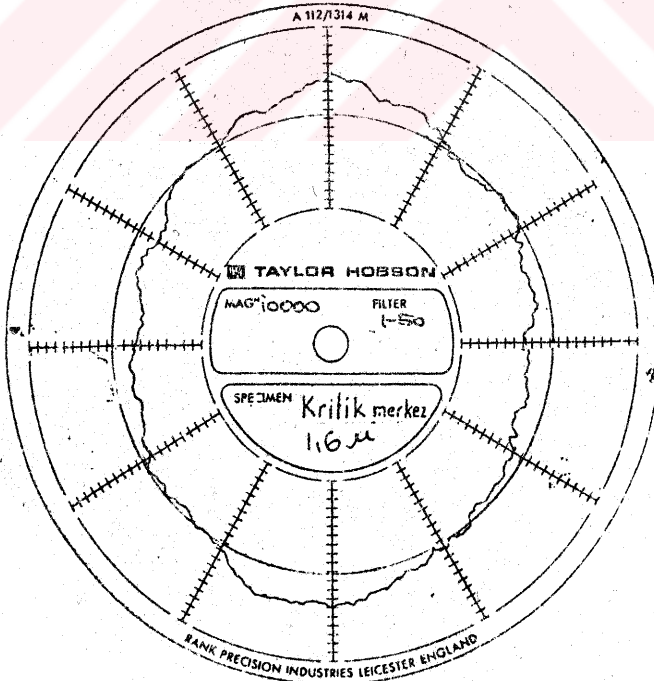
Valflerin gömlek ve pistonlarındaki ovallikler



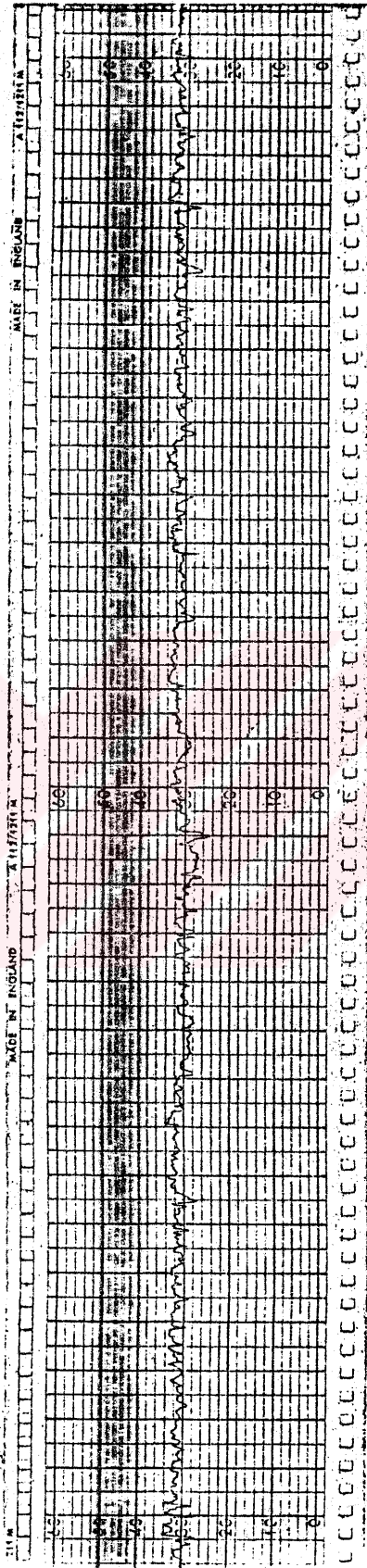
Sekil-5.3. b



Sekil - 5.3. c



Sekil - 5.3. d

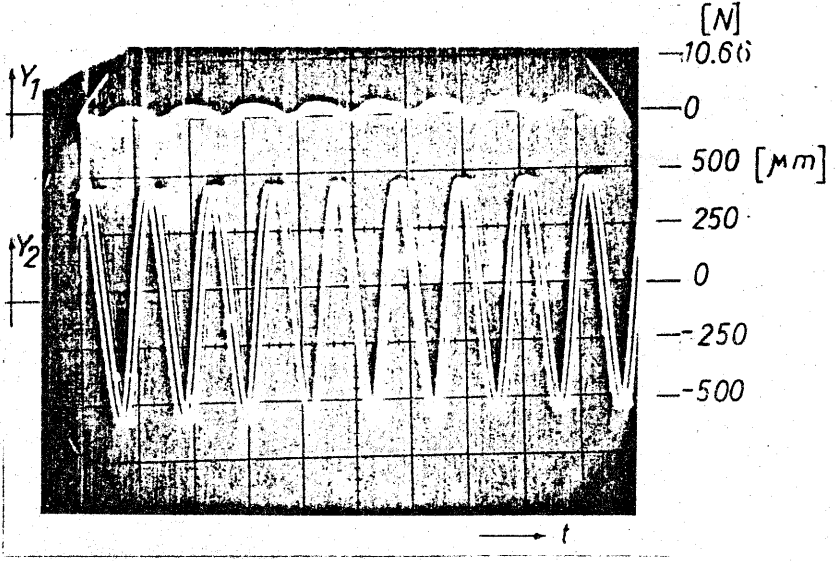


Vh, yatay büyütme : X·100

Ölçek :  10 mm.

Vv, düşey büyütme : 10.000

Şekil-5.4 Kritik merkezli pistonun yüzey düzgünlüğü



Y_1 : Kuvvet

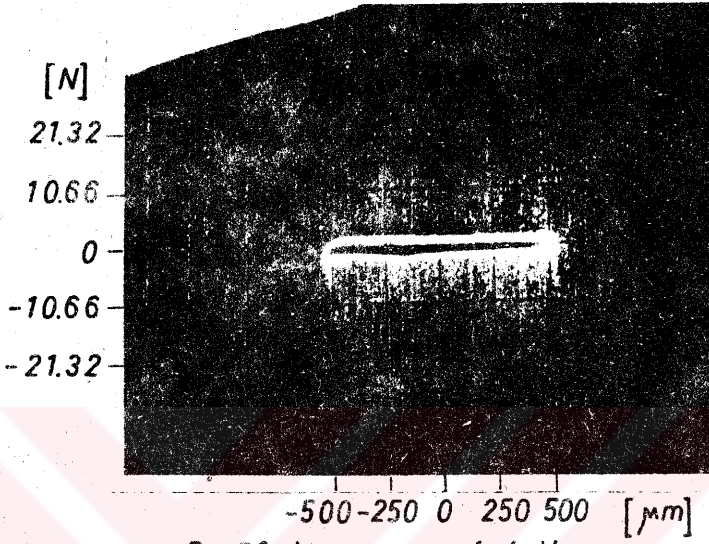
Y_2 : Piston yerdeğişimi

P_s : 0 bar

f : 10 Hz

Şekil-5.5 Basıncısız çalışma halinde valfdeki dinamik sürtünme kuvvetleri

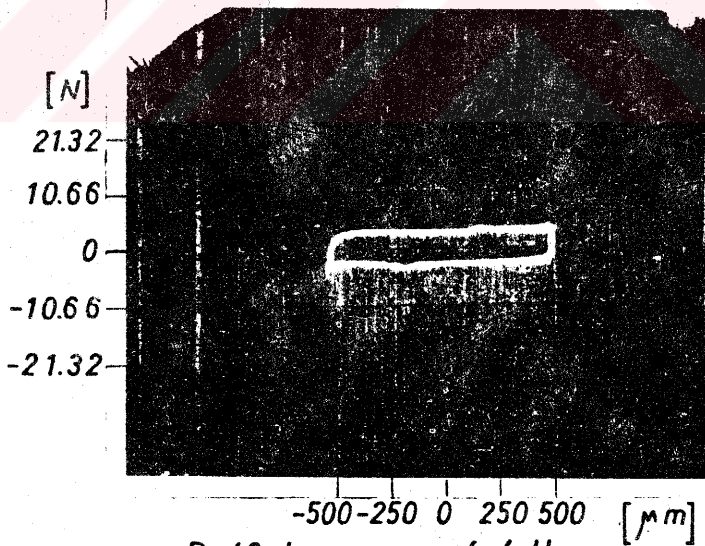
İkinci grup dinamik sürtünme kuvveti deneylerinde; besleme basıncı bu kez $P_s = 20, 40$ ve 60 bar olarak tespit edilmiştir. Fakat valf pistonunun, $X = 500 \mu m$ açılma genlikli, dinamik sinüsoidal tahriki esnasında valften herhangi bir yağ akışı olmaması ve dolayısıyla sadece sürtünme kuvvetlerinin ölçümü için Şekil-3.4.a'daki yük valfi tam kapalı pozisyonda tutulmuştur. Şekil-5.6'da aynı kapalı merkezli valfin değişik basınçlardaki dinamik sürtünme kuvveti ölçümleri görülmektedir. Buradan görüleceği üzere bu kez valfde meydana gelen sürtünme kuvvetleri gayet bariz bir şekilde Coulomb sürtünmesi türündedir. Şekil-5.6'daki fotoğraflarda, osilaskopun X eksenine yerdeğişimi, Y eksenine kuvvet transdüktörlerinden gelen sinyallerin tatbiki neticesinde elde edilen histeresis eğrileri görülmektedir. Bu eğrilerin Y eksen büyüklüklerinin yarısı, bize o çalışma basıncındaki sürtünme kuvvetini verecektir. Şekil-5.7'de ise kapalı merkezli valfin besleme basıncına bağlı olarak dinamik sürtünme kuvvetlerinin değişimi gösterilmiştir.



$P_s: 20 \text{ bar}$

$f: 4 \text{ Hz}$

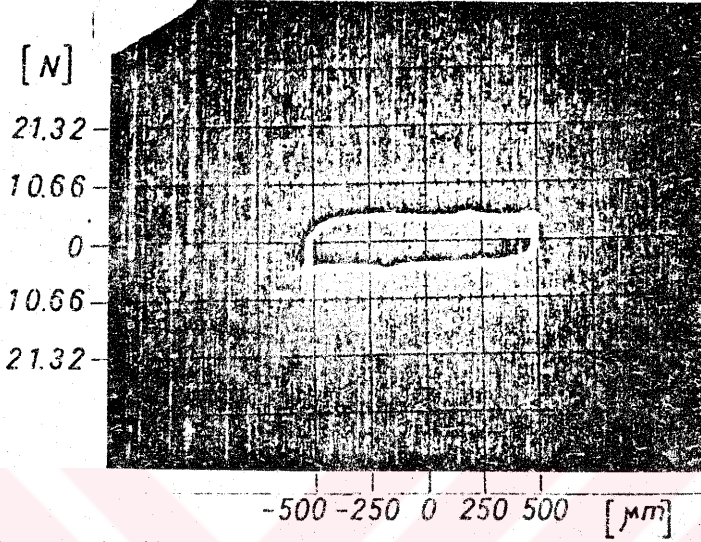
Şekil-5.6.a



$P_s: 40 \text{ bar}$

$f: 4 \text{ Hz}$

Şekil-5.6.b



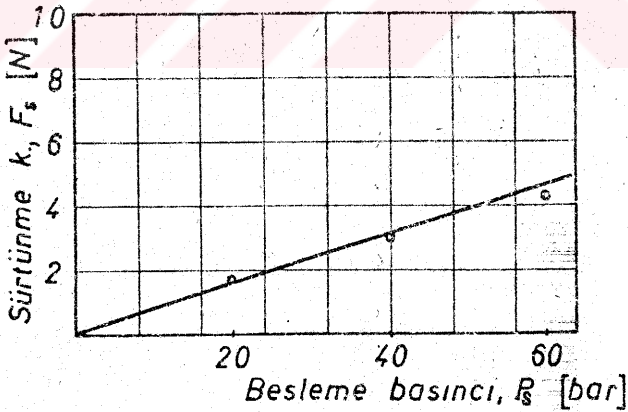
Y: Kuvvet

X: Piston yerdeğişimi

P_s : 60 bar

f : 4 Hz

Şekil-5.6.c Yük valfinin kapatılması halinde yafdeki dinamik sürtünme kuvvetleri

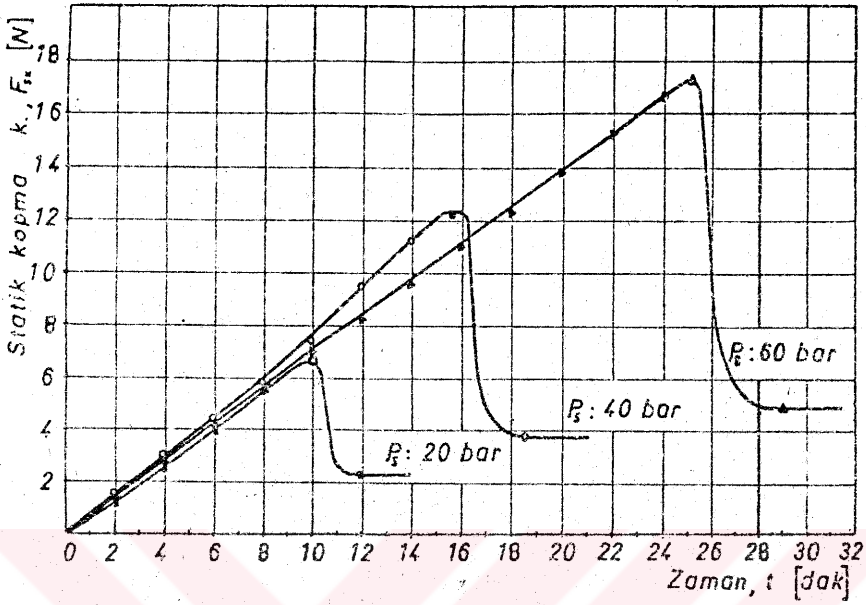


Şekil-5.7 Dinamik sürtünme kuvvetlerinin besleme basıncına göre değişimi

Bu çalışmalar sonunda; valfe besleme basıncının tatbik edilmesiyle piston başları çevresinde oluşan sızıntı akışlarından dolayı pistonlarda beklenenin aksine simetrik olmayan bir basınç dağılımının meydana geldiği ve bunun neticesinde oluşan radyal kuvvetlerin, valf pistonunu gömlek cidarlarına bastırmasıyla, sürtünme kuvvetinin yapısının değiştiği anlaşılmaktadır.

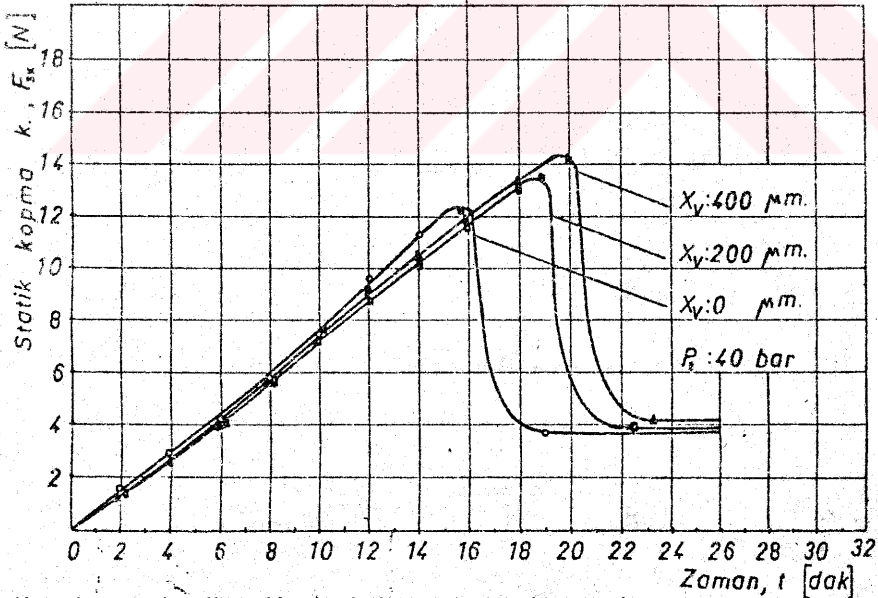
Üçüncü grup deneysel çalışmalar; üç tip valf ile Şekil-3.3'deki deney düzeninde gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar esnasında her üç tip valf 20, 40 ve 60 bar besleme basıncında önce pistonun tam merkezi konumunda (diğer bir deyişle sıfır yerdeğişimi konumunda) daha sonra ise sadece 40 bar besleme basıncında fakat pistonun belirli aksenal yerdeğişimlerinde statik sürtünme kuvveti deneylerine tabi tutulmuştur. Bu deneylerden amaç şudur. Daha önceki dinamik sürtünme kuvveti deneylerinde valf pistonlarında meydana gelen radyal kuvvetler nedeniyle Coulomb türünde sürtünme gözlenmişti. Oysa valf pistonu statik hale geldiğinde bu sürtünme kuvvetleri oldukça büyüme fakat hemen ilk hareketten sonra süratle azalarak sabit bir Coulomb sürtünme değerine ulaşmaktadır. İşte bu statik sürtünme kuvvetlerinin tepe (kopma) değerlerini tespit etmek amacıyla, Bölüm 3'te izah edildiği gibi, birçok yavaş hareket mekanizması imal edilmiştir. Bu mekanizma ile valf pistonunu dakikada 1 μ m. lik sabit bir hızla çekmek mümkün olmaktadır. Şekil-3.3'deki deney düzeniyle gerçekleştirilen valf pistonlarının statik kopma kuvveti deneylerinde, önce piston üzerinde tam bir hidrolik ve kir kilitlenmesi oluşması için pistonlar 10 dakika süreyle çalışma şartlarında sabit tutulmaktadırlar. Daha sonra çok yavaş hareket mekanizması ile pistonların çekilmesi esnasında meydana gelen statik kopma kuvvetleri Şekil-5.8, 5.9, 5.10'da görüldüğü gibi tespit edilmişlerdir.

Bu şekillerde görülen statik kopma kuvvetlerinin, dinamik halde kapalı merkezli valf için Şekil-5.7'de yapıldığı gibi, P_s , besleme basıncına göre değişimi tekrar Şekil-5.11'de çizilmiş-



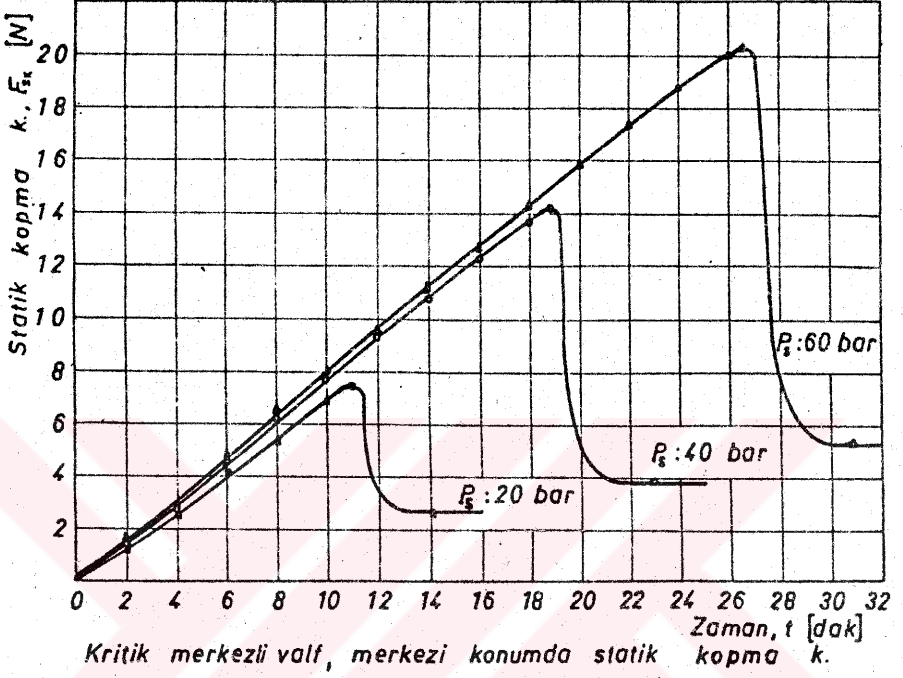
Kapalı merkezli valf, merkezi konumda statik kopma k.

Sekil - 5.8 .a

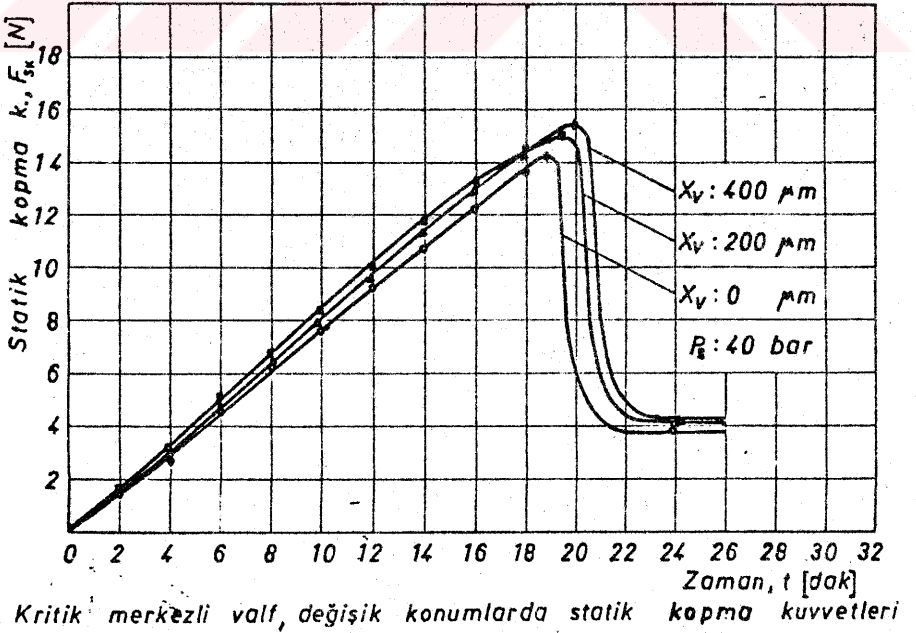


Kapalı merkezli valf, değişik konumlarda statik kopma kuvvetleri

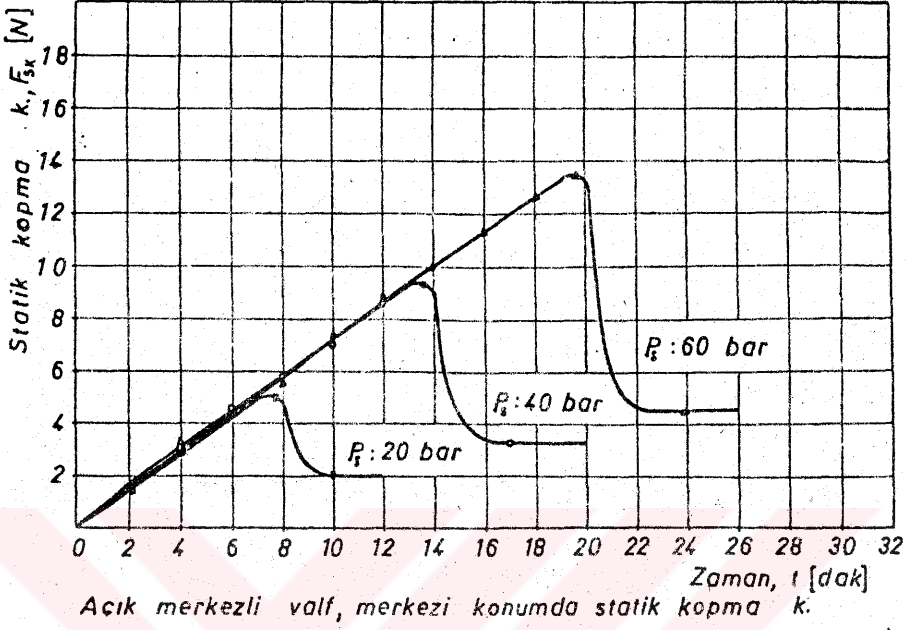
Sekil - 5.8 .b



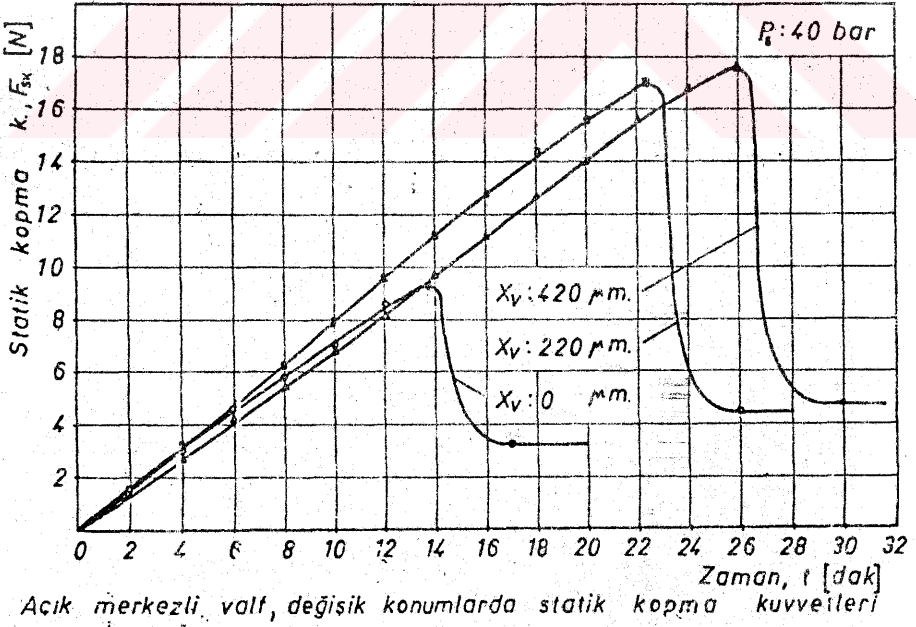
Şekil- 5.9. a



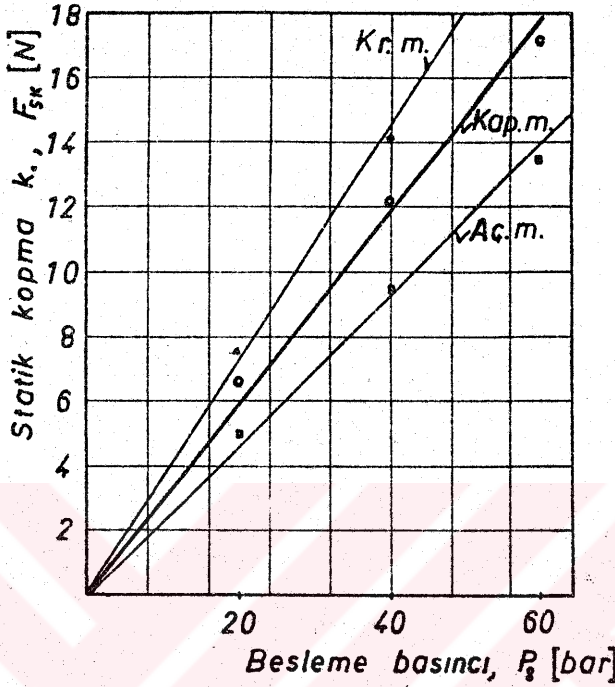
Şekil- 5.9. b



Sekil - 5.10.a



Sekil - 5.10.b



Şekil- 5.11 Statik kopma kuvvetlerinin besleme basıncına göre değişimi

tir. Şekil-5.11'den görüleceği üzere statik kopma kuvvetleri de besleme basıncıyla hemen hemen lineer artmaktadır. Ayrıca valf pistonlarına tam merkezi konumdan itibaren belirli sabit yerdeğişimlerinin verilmesi halinde bu kopma kuvvetlerinde çok az bir artma meydana gelmektedir. Bunun sebebi ise bu yerdeğişimlerde pistonun gömleğe temas yüzeylerinde küçük de olsa bir artma meydana gelmesindedir. Şekil-5.8 ile 5.9 karşılaştırıldığında valflerdeki statik kopma kuvvetlerinin büyüklüğüne imalat hatalarının etkili olduğu görülmektedir. Evvelce belirtildiği üzere kapalı merkezli piston başları minimum ovallikte ($0,7 \mu\text{m}$) imal edilmiş, buna karşılık kritik merkezli valf piston başları $1,6 \mu\text{m}$ ovallikde yapılabilmektedir, Şekil-5.3. Kritik merkezli valf statik kopma kuvvetlerinin, kapalı merkezliye göre bir miktar daha büyük değerde oluşu yukarıda bahsedilen imalat hatalarına bağlı olarak açıklanabilir, Şekil-5.8 ve Şekil-5.9.

Açık merkezli valfde ise bu olaylardan biraz daha farklı bir yapının meydana geldiği görülmektedir, Şekil-5.10. Bunun nedeni, açık merkezli valfin merkezi konumunda yük valfinin kapalı olmasına rağmen, gerçekte piston başlarının sağ ve solunda simetrik birer adet sukbenin mevcut oluşundan dolayı, birer jet akışının meydana gelmesi ve bu akışın pistonu bir titreşim kazandırarak statik kopma kuvvetlerini küçültmesidir. Piston negatif açıklığı örtecek şekilde bir yerdeğişimi yaptığında (220 μm ve 420 μm) statik kopma kuvvetinin süratle arttığı ve hatta diğer valflerin benzer konumlarına göre daha büyükçe değerlere eriştiği tespit edilmiştir, Şekil-5.10. Zira artık açık merkezli valfin tam merkezi konumundaki sukbe açıklığı akışları yoktur; diğer iki tip valfe benzer olarak tam statik durum şartları mevcuttur. 220 μm ve 420 μm piston yerdeğişimleri sonunda, diğer iki valfe göre daha yüksek statik kopma kuvveti ortaya çıkmasının sebebi ise, açık merkezli valf piston başının imalat sonunda 2,8 μm 'lik en büyük ovalliğe sahip olmasıyla açıklanabilir, Şekil-5.3. Ancak, bahsi geçen ovallik hataları, en büyüğü dahi 1/5000'den küçüktür, kabul edilebilir sınırlar içindedir.

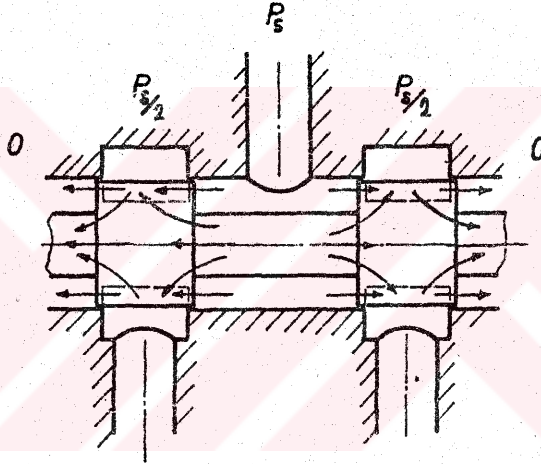
Ayrıca Şekil-5.8, 5.9 ve 5.10'un incelenmesiyle; ölçülen statik kopma kuvvetlerinin, kopmanın gerçekleşmesinden sonra ulaşılan, Coulomb sürtünme kuvvetlerine oranının kapalı merkezli valfde takriben (3,5), kritik ve açık merkezli valflerde ise (4) mertebesinde olduğu görülmektedir.

5.4. S O N U Ç

Bölüm 5.2'de akışın sadece piston eksenini doğrultusunda olduğu kabulüyle, Şekil-5.1'deki modelde bu doğrultuda radyal boşluğun sabit kalmasından ötürü piston üzerinde herhangi bir radyal kuvvet meydana gelmiyordu. Yapılan ölçümler sonunda gömlek ve pistonlarda 0,24 ila 0,30 μm arasında ortalama yüzey pürüzlülükleri görülmekle beraber, belirgin bir koniklik hatasının bulunmadığı fakat Şekil-5.3'den de görüleceği gibi ovallik

hatalarının mevcut olduğu tespit edilmiştir. Bu durumda ise aynı kabullerle, radyal boşluk çevre boyunca değişmesine rağmen piston eksenini doğrultusunda aynı seviyede kalacağından, pistonların Şekil-5.1'deki modele eşdeğer olduğunu söyleyebiliriz. Böylece 5.3 denklemine göre piston üzerinde herhangi bir radyal kuvvet oluşmaması gerekir.

Fakat gerçekte bu modeller valflerdeki gömlek ağızlarının tesirlerini dikkate almamaktadırlar. Oysa Şekil-5.12'de görüldüğü gibi bu ağızları da gözönüne alırsak, valf pistonu merkezi pozisyonda tutulduğunda, valf besleme



Şekil-5.12 Piston başları çevresindeki sızıntı akışları

odasında basınç P_s , gömlek ağızlarında $P_s/2$ ve piston sonlarında sıfır olacağından, artık çevresel boşluktaki sızıntı akışının piston eksenini doğrultusunda olduğunu söyleyemeyiz. Piston çevresindeki akışların Şekil-5.12'deki gibi yörüngeler takip etmeleri gerekir. Bu durumda ovallikleri de gözönüne aldığımızda akış doğrultusundaki radyal boşluklar artık sabit olmayacağından, bu da simetrik olmayan bir çevresel basınç dağılımına sebep olacaktır. Ayrıca 5.2 bölümünde yapılan teorik analiz yağ içinde pisliklerin olmaması halinde geçerlidir. Oysa santralde 10 μ m.lik filtre mevcut olduğundan, bundan daha küçük kir par-

tikülleri yağda bulunacaktır; bunlar da akış kanallarından geçen hem bir sürtme direnci gösterecekler, hem de bazı bölgelere yapışarak akış kanalının radyal mesafelerini değiştireceklerdir. Bundan başka toplandıkları yerlerde birer farklı basınç bölgesi de oluşturacaklarından, piston boyunca basınç dağılımının simetrikliğini bozarak radyal kuvvetlerin oluşmasına neden olacaklardır.

Bu incelemeler ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında, gerek konikliği içermeyen imalat hatalarının, gerekse yağ içi pisliklerin valfde netice itibariyle âdeta bir koniklik hatası varmış gibi radyal kuvvetlerin oluşmasına sebep olduğu, bunun da sürtünme kuvvetini arttırdığı kanaatini vermiştir.

BÖLÜM 6

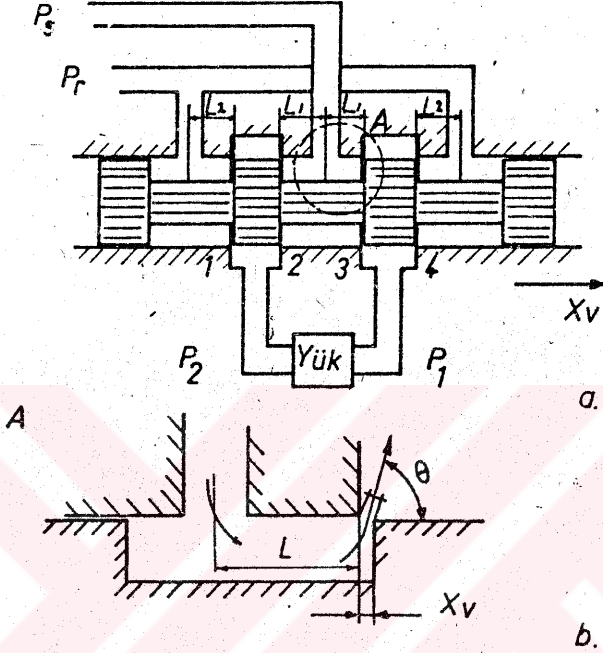
KONTROL VALFİNİN ÇALIŞMA KUVVETLERİ

6.1. G İ R İ Ő

Hidrolik servo mekanizmalarda bulunan kontrol valflerinin, pistonlarının bir tahrik mekanizmasıyla (genellikle bir tork motor) istenilen şekilde hareketlendirilmesi veya istenilen konuma getirilmesi esnasında, pistonun maruz kaldığı değişik tabiatlı kuvvetlerin yenilmesi gerekmektedir. Bundan ötürü, bu kuvvetlerin değişik çalışma şartlarındaki büyüklük ve yapısının bilinmesi çok önemlidir. Pistonun hareketlendirilmesi esnasında ortaya çıkan ve çalışma kuvvetleri olarak isimlendirdiğimiz bu kuvvetleri kütleli atalet, sürtünme ve akış kuvvetleri olarak sınıflandırabiliriz. Bunlardan kütleli atalet kuvvetleri kolaylıkla hesaplanabilir. Sürtünme kuvvetlerini ise 5. bölümde incelemiş bulunuyoruz. Gerçekte çalışma kuvvetlerinin en önemli bileşenini akış kuvvetleri meydana getirmektedir. Bunlardan daimi akış kuvvetleri aksel kuvvetlerin en büyük bileşenini teşkil ederken, daimi olmayan akış kuvvetleri ise uygun dizayn edilmemiş valflerde kararsızlık problemlerine sebep olmaktadır.

Kontrol valflerinde çalışma kuvvetleri üzerine birçok araştırma yapılmıştır. Fakat bu araştırmaların büyük bir bölümü ya temel konulardadır [1-11] veya bu kuvvetlerin çeşitli çalışma şartlarında yaratabileceği valf kararsızlıkları üzerinedir [19-23]. Ancak bu çalışmalarda verilen denklemler, bazı parametrelerin sabit kaldığı varsayımıyla geçerlidir. Oysa bu parametreler ancak belirli bir çalışma bölgesi içinde ve daimi akış şartlarında sabit olabilir. Çalışmalar esnasında, bilhassa yüksek frekans bölgelerinde, daimi akış şartlarından farklı olaylar meydana gelecektir. Bu da çalışma kuvvetlerinin daha farklı oluşmasına sebep olacaktır.

6.2. KONTROL VALFİNİN AKIŞ KUVVETLERİNİN ANALİZİ



Şekil-6.1 · Dört yollu kontrol valfi

Genel halde, 4 yollu bir kontrol valfi Şekil-6.1.a'da gösterilmiştir. Valf pistonuna şekildeki gibi bir X_v yerdeğiştirme verilmesi halinde kapalı ve kritik merkezli valflerde 2 adet seri sukbe (1 ve 3) akışı kontrol ederken, açık merkezli valflerin $X_v < U$ açma bölgesinde ise 4 sukbe devrede olacaktır. İlk olarak Şekil-6.1.b'de görüldüğü gibi tek bir sukbe boyunca meydana gelecek olan akış kuvvetlerini analiz etmeye çalışalım. Viskoz olmayan ve sıkıştırılamaz akışkanın akışının girdaplı olmadığını kabul edelim. Ayrıca sukbenin çevresel genişliği (W)nin aksenal uzunluğa (X_v) oranının çok büyük olduğu düşünülerek, akışın iki boyutlu olduğu kabul edilebilir. Bu şartlarda Şekil-6.1.b'deki sukbe jet akış açısı (θ), ilk olarak Von MISES [2] tarafından, Laplace denklemlerinin çözülme-

siyle 69° olarak elde edilmiştir. Teorik olarak elde edilen bu değer, piston ile gömlek arasında herhangi bir radyal boşluğun olmaması halinde geçerlidir. Ayrıca teorik olarak tespit edilen boşaltma katsayısı $C_d=0,61$ olarak alınmıştır. [34].

Şekil-6.1.b'deki akış kanalı ve sukbeyi bir kontrol hacmi kabul edip en genel haldeki hareket miktarı teoremini tatbik edersek:

$$\vec{F}_{AK} = \frac{d\vec{M}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{KH} \rho \vec{V} dV + \sum_{KY} \vec{V} \rho V A \quad 6.1$$

eksenel doğrultuda iz düşüm alınırsa pistonu etkleyen kuvvet

$$F_{AK} = \frac{d}{dt} (\rho \frac{Q}{A_V} L A_V) + \rho \frac{Q^2}{A_C^2} A_C \cos \theta \quad 6.2$$

olurki burada:

V: Akışkanın hızı

A_C : Sukbenin daralmış kesit alanı

V : Kontrol hacmi

C_C : Daralma katsayısı

L: Akış kanalı uzunluğu

A_O : Sukbenin kesit alanı'dır.

$$F_{AK} = \rho L \frac{dQ}{dt} + \rho \frac{Q^2}{C_C A_O} \cos \theta \quad 6.3$$

Daimi akış halinde:

$$Q = C_d A_O \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad 6.4$$

ve buradaki;

$$C_d = C_v C_c$$

$$A_O = W X_v \quad \text{olduğundan,}$$

$$F_{AK} = L C_d W \sqrt{2\rho \Delta P} \frac{dX_v}{dt} + \frac{L C_d W X_v}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}} \frac{d\Delta P}{dt} + 2C_d C_v W X_v \Delta P \cos \theta \quad 6.5$$

elde edilir.

Kritik merkezli valf için:

$$P_1 = \frac{P_s + P_L}{2}$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_L}{2}$$

$$P_L = P_1 - P_2 \quad 6.6$$

ve simetri şartlarından dolayı

$$A_1 = A_3$$

$$Q_1 = Q_3 \quad 6.7$$

olacağından;

$$F_{AK} = (L_2 - L_1) C_d W \sqrt{\rho(P_s - P_L)} \frac{dX_V}{dt} + \frac{(L_2 - L_1) C_d W X_V}{\sqrt{\frac{P_s - P_L}{\rho}}} \frac{d(P_s - P_L)}{dt} + 2 C_d C_V W \cos \theta (P_s - P_L) X_V \quad 6.8$$

olarak elde edilir.

6.8 denklemindeki ilk iki terim daimi olmayan akış kuvvetlerini ifade ederken, üçüncü terim daimi akış kuvvetlerini göstermektedir. Bu denklemler kritik merkezli valf için çıkarılmış olmakla beraber; aynı denklem takımı

$X_V > V$ için: $X_V + X_V - V$ ile değiştirilerek

Kapalı merkezli valf için,

$X_V > U$ için: $X_V + X_V + U$ ile değiştirilerek

Açık merkezli valf için de geçerli olacaktır.

$X_v < U$ için ise pistonun çeşitli yerdeğişimlerinde Şekil-6.1.a'daki valfde 2 yerine 4 adet sukbe devrede olacaktır. Simetriden dolayı,

$$A_1 = W (U + X_v) = A_3 \quad 6.9$$

$$A_2 = W (U - X_v) = A_4 \quad 6.10$$

alındığında 6.8 nolu denklem takımının tam 2 katı açık merkezli valf için elde edilecektir.

6.8 denklem takımındaki daimi akış kuvvetleri, büyüklük olarak akış kuvvetlerinin en önemli bileşenini teşkil eder. Buradaki diğer parametrelerin sabit olması şartıyla, piston yerdeğişimi (X_v) ile lineer değişen ve valf pistonunu merkezlemeye çalışan bir yay kuvveti özelliğindedir. Daimi olmayan akış kuvvetleri ise piston yerdeğişimi ve basıncın değişim hızıyla orantılıdır. Bu bileşenlerin her ikisi de büyüklük olarak daimi akış kuvvetlerinin yanında fazla önemli değilse de, bilhassa piston hızıyla orantılı olanı, valfe getirdiği viskoz sönümden dolayı valf kararlılığı açısından oldukça önemlidir. Basınç değişimi ile orantılı olan bileşen ise valf dinamiği açısından da pek önemli olmadığından ihmal edilebilir.

Ayrıca daimi olmayan akış kuvvetleri 6.8 denklem takımından görüleceği üzere ($L_2 - L_1$) ile orantılıdır. Bu sebeple, valfi $L_2 = L_1$ olacak şekilde simetrik dizayn ederek, besleme ağzının sağ ve solundaki akış kanalları boyunca meydana gelecek olan daimi olmayan akış kuvvetleri, büyüklük olarak eşit fakat zıt yönlü olacaklarından, her an birbirlerini dengeleyeceklerdir. Fakat, bu kuvvetlerin pistonu etkileri dengelenmekle beraber, bilhassa yüksek frekanslarda bu kuvvetlerin oluşmasına sebep olan basınç düşümlerinden dolayı, teorik olarak sabit kabul edilen besleme basıncının, gerçekte sabit kalamayacağına sırası gelmişken burada değinmek yararlı olacaktır.

Böylece, simetrik olarak dizayn edilen valflerin statik veya dinamik çalıştırılmaları esnasında, valf pistonları üzerine, akışkan akışından ötürü hemen hemen sadece daimi akış kuvvetlerinin etki ettiğini söyleyebiliriz. Bu durumda 6.8 denklemi:

$$F_{AK} = 2 C_d C_v W \cos \theta (P_s - P_L) X_v \quad 6.11$$

haline gelecektir.

Bu denklem gerçekte radyal boşluğu gözönüne almadığından ancak ideal geometri şartlarında tam geçerli olabilecektir. Von Mises'in bu şartlar için teorik analizle elde ettiği $\theta = 69^\circ$ ile yine teorik bir analizle bulunan $C_d = 0,61$ değerlerini alır. $C_v = 0,98$ kabul edersek; ayrıca maksimum akış kuvvetlerinin meydana geldiği yüksüz hal ($P_L = 0$) gözönüne alındığında, valf pistonlarında meydana gelecek olan akış kuvvetleri için 6.11 denklemleri

$$F_{AK} = 0.43 W P_s X_v \quad 6.12$$

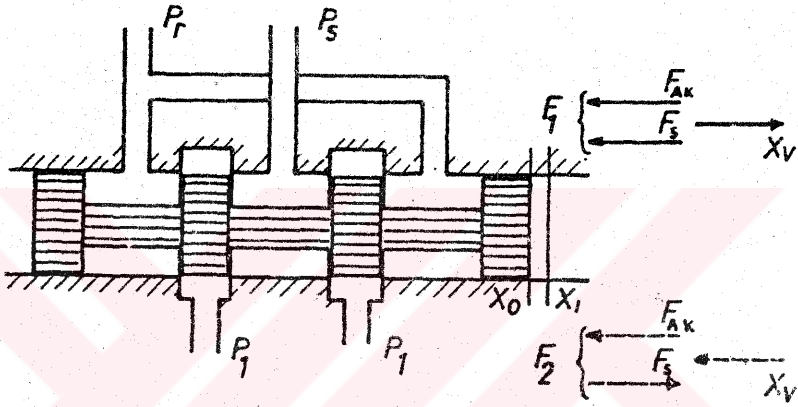
haline gelir.

Fakat gerçek bir imalatta mevcut olacak radyal boşluk nedeniyle bilhassa küçük piston yerdeğişimi bölgelerinde, X_v yerine $\sqrt{X_v^2 + C_r^2}$ alınması gerektiği gibi, bu radyal boşluk sebebiyle ayrıca akış açısı da ancak belli bir piston yerdeğişiminden sonra 69° 'ye ulaşabilir. Merritt [34] valfde belirli bir radyal boşluk (C_r) olması halinde, teorik olarak, akış açısının (C_r/X_v)nin fonksiyonu olarak değiştiğini göstermiştir.

6.3. DAİMİ AKIŞ KUVVETLERİNİN DENEYSSEL ÖLÇÜMÜ

Daimi akış kuvvetlerinin ölçümü, kritik merkezli valfle ve valf pistonunun $X_v = 150, 200, 250$ μm .lik belirli yerdeğişimleri için elde edilmiştir. Deneysel çalışmalar esnasında, valf

pistonunun çok yavaş açılması ile, debinin artışı ile orantılı olarak meydana gelen sürtünme kayıplarından dolayı besleme basıncında düşmeler meydana gelmekteydi. Dinamik olmayan bu tür bir çalışmada, bu basınç düşümlerini hidrolik akü de kompanze edemeyeceğinden, her bir piston yerdeğişimi için deneyden önce basınç ayar valfi ile besleme basıncının referans değerinde olması sağlanmıştır.



Şekil-6.2 Valf pistonuna gelen kuvvetler

Pistonun belirli yerdeğişimlerindeki daimi akış kuvvetleri, Şekil-6.2'de görüldüğü gibi, pistonun bu yerdeğişimlerini çok yavaş ve sürekli bir hareketle soldan sağa ve sağdan sola doğru geçmesi esnasında ölçülen F_1 ve F_2 kuvvetlerinin, aritmetik ortalaması alınmak suretiyle elde edilmiştir.

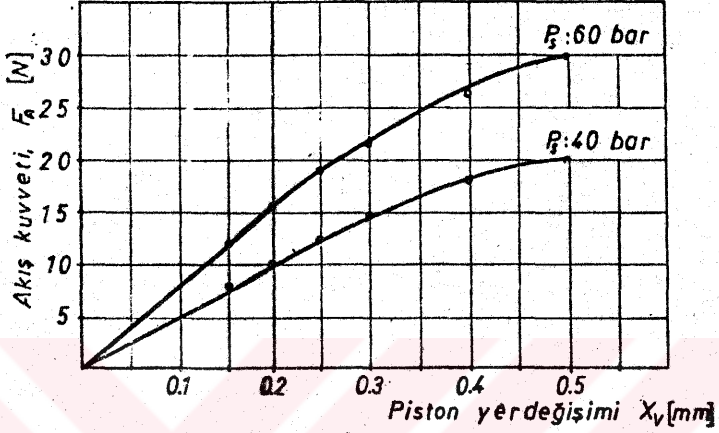
$P_s = 60$ bar besleme basıncında daimi akış kuvvetlerinin ölçüm değerleri, Tablo-6.1'de 3. sütunda verilmiştir. Teorik olarak çıkartılmış olan 6.12 denklemine göre hesap edilen akış kuvvetleri ise 2. sütunda verilmiştir. Bu tablodan görüleceği üzere, ölçme değerleri, bilhassa küçük piston yerdeğişimlerinde, teorik hesap değerlerinden oldukça büyük oranda sapmaktadır. Bunun sebeplerinden bir tanesi Bölüm 4.3.5'de teferruatlı olarak incelendiği gibi, gerçekte valflerdeki boşaltma katsayılarının

Tablo-6.1

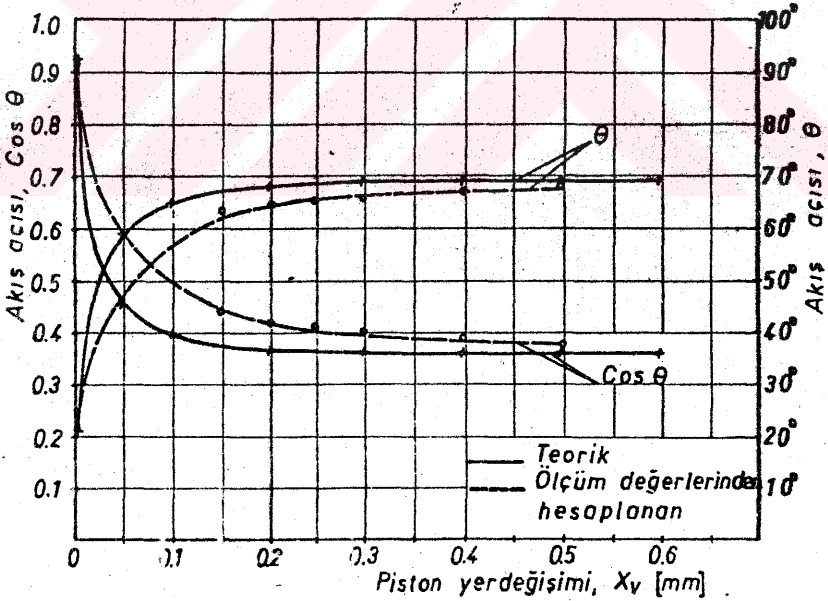
Piston Yerdeğimi X_v [μm]	Teorik akış k. F_{AK} [N]	DeneySEL akış k. F_{AK} [N]	Sapma [%]	Jet akış açısı [$^\circ$]
150	8.41	12.2	31	64
200	11.22	15.3	27	65
250	14.02	19.0	26	65,5
300	16.83	21.8	23	66
400	22.44	26.2	14	67
500	28.05	29.8	6	68

sabit olmayıp Reynolds sayısı veya piston yerdeğişimine bağlı olarak değişmesidir. Gerçek bir akış kuvveti hesabı için o şartlardaki boşaltma katsayısını almak gerekir. İkinci sebep ise gerçek valflerde mevcut olan radyal boşluktur. Valflerde radyal boşluğa bağlı olarak akış açısı ancak belirli bir piston yerdeğişiminden sonra sabit bir değere ulaşabilir.

Şekil-6.3'de kritik merkezli kontrol valfindeki akış kuvvetleri piston yerdeğişimine göre verilmiştir. Şekil-6.4'de ise yine piston yerdeğişiminin fonksiyonu olarak akış açısının değişimi gösterilmiştir. Aynı şekilde akış açısının değişimi, Merritt'in teorik değerlerine göre de verilmiştir. Buradan görüleceği gibi deneysel ölçmeler sonunda 6:11 bağıntısından hesaplanan akış açısının teorik değerden daima bir miktar daha küçük olarak seyretmesi ve 500 μm .lik maksimum piston yerdeğişiminde dahi 68 $^\circ$ civarında olmasının nedeni; Merritt'in akış açısını, sadece radyal boşluğu gözönüne almak suretiyle teorik olarak tespit etmesine rağmen, gerçek bir valfde çok küçük de olsa sukbelerdeki köşe yuvarlanmalarından ötürü akış açısının bir miktar küçülmesi ve böylece deneysel ölçümlerin teoriden biraz daha büyük akış kuvvetleri göstermesidir.



Sekil-6.3 Kritik merkezli valfin akış kuvvetleri



Sekil-6.4 Akış açısının değişimi

6.4. KONTROL VALFİNİN DİNAMİK ÇALIŞMA KUVVETLERİ

Şu ana kadar yaptığımız incelemelerde, kontrol valflerinin dinamik olarak çalıştırılması esnasında ortaya çıkacak kuvvetleri kütsesel atalet, sürtünme ve akış kuvvetleri olarak sınıflandırmıştık. Şekil-3.4'de görülen deney düzeniyle, valf pistonunun sinüsoidal dinamik tahriki esnasında piston ve bağlantı parçalarının m_T kütsesinden dolayı meydana gelecek olan atalet kuvvetleri:

$$F_K = m_T \frac{d^2 x_v}{dt^2} \quad 6.13$$

dir.

İdeal durumda radyal kuvvetlerin oluşmamasından ötürü, valf piston ve gömleği arasındaki yağ tabakası nedeniyle, pistonun dinamik tahriki esnasında oluşacak sürtünme kuvvetleri viskoz yapıda olacağından:

$$F_S = \frac{4 \pi D L_B \mu}{C_r} \frac{dx_v}{dt} \quad 6.14$$

dir.

Bölüm 6.2'de incelediğimiz gibi, valf pistonu sinüsoidal dinamik çalıştırılrsa dahi valfler simetrik olarak dizayn edildiğinden, akış kuvvetleri olarak sadece daimi akış kuvvetleri bulunacağından:

$$F_{A\zeta} = 2 C_d C_v W \cos \theta P_s X_v \quad 6.15$$

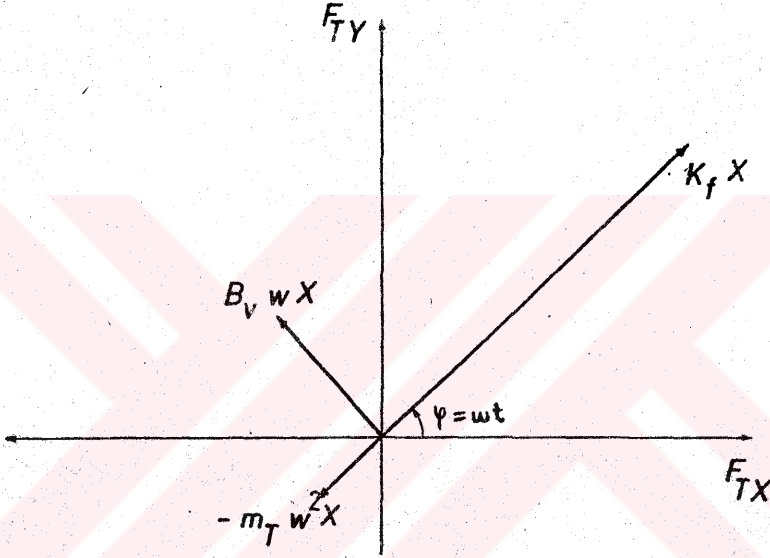
dir.

O halde valf pistonunda meydana gelecek olan toplam çalışma kuvveti, bu üç kuvvetin vektörel toplamı olacaktır. Bu denklemlerdeki parametrelerin sabit olması halinde toplam çalışma kuvveti:

$$F_T = m_T \frac{d^2 X_v}{dt^2} + B_v \frac{dX_v}{dt} + K_f X_v \quad 6.16$$

şeklinde yazılabilir.

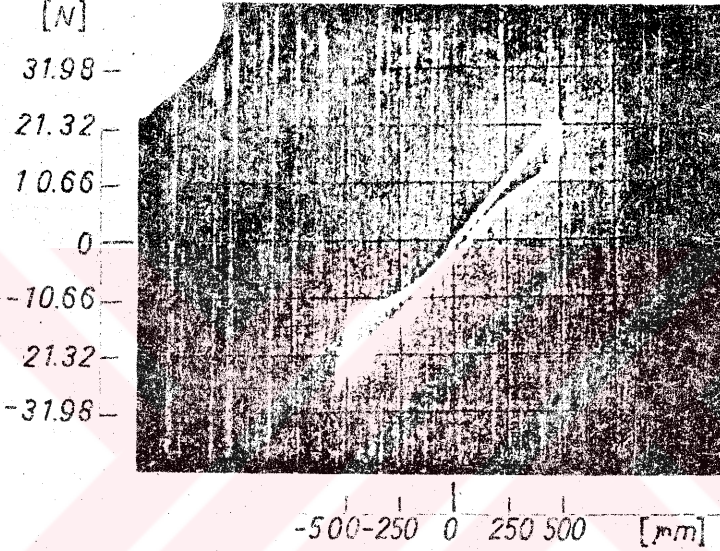
Valf pistonunun $X_v = X \sin \omega t$ şeklinde sinüsoidal tahrikiyle toplam çalışma kuvveti Şekil-6.5'de görüldüğü gibi φ 'ye bağlı olarak değişecektir.



Şekil-6.5 Valf çalışma kuvvetleri

Şekil-3.4'de görülen deney düzeniyle her üç tip valfin pistonlarının, $X = 500 \mu\text{m}$ açılma genliğinde ve $f = 4 \text{ Hz}$ çalışma frekansında, sinüsoidal olarak tahrik edilmeleri esnasında meydana gelen çalışma kuvvetlerinin piston yerdeğişimi ve zamana göre değişimleri Şekil-6.6, 6.7 ve 6.8'deki fotoğraflardan görüldüğü gibi tespit edilmiştir. Çalışmalar her üç tip valfle $T_\varphi = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ çalışma sıcaklığında ve $P_g = 60 \text{ bar}$ besleme basıncında yapılmakla beraber, kritik merkezli valfle ayrıca $P_g = 40 \text{ bar}$ besleme basıncında da çalışılmıştır. Şekil-6.6.a ve b'deki fotoğrafların tetkikinden valflerdeki çalışma kuvvetlerinin bes-

leme basıncıyla doğru orantılı olarak arttığı görülmektedir. Kütleli atalet kuvvetleri $f = 4$ Hz lik dinamik çalışma esnasında, 4×10^{-2} N mertebesinde olacağından, ihmal edilirse fotoğraflarda görülen kuvvetlerin sadece sürtünme ve akış kuvvetlerinden oluştuğunu söyleyebiliriz.



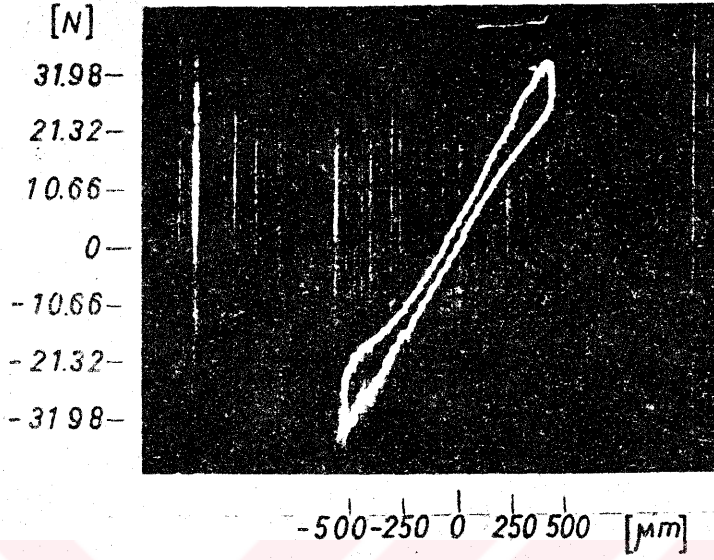
Y: Kuvvet

X: Piston yerdeğişimi

P_5 : 40 bar f : 4 Hz

Şekil-6.6.a

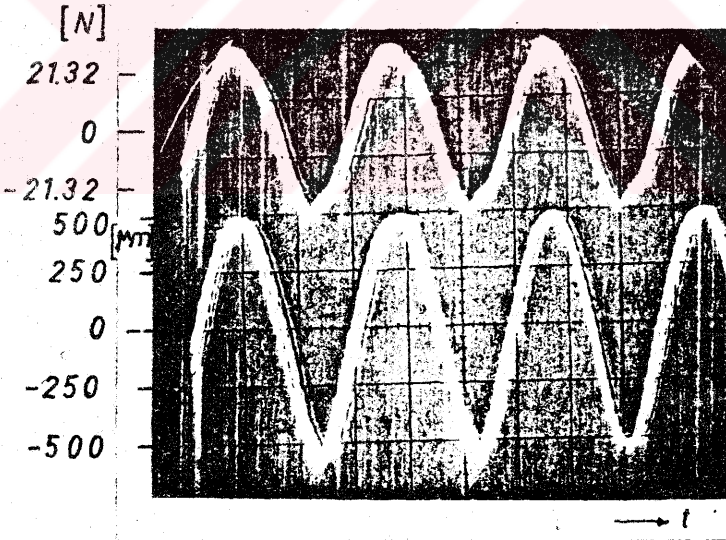
Ayrıca fotoğrafların incelenmesinden, sürtünme kuvvetlerinin Coulomb yapısında gerçekleştiği görülecektir. Bölüm 5.3' de akışsız yapılan dinamik deneyler esnasında, piston boyunca lineer olmayan basınç dağılımları sebebiyle Şekil-5.6'dan görüleceği gibi Coulomb sürtünme kuvvetleri meydana gelmişti. Fakat oradaki deneylerde görülen Coulomb sürtünme kuvvetleri, piston yerdeğişimi ile sabit kalırken, burada piston yerdeğişimi ile orantılı artmaktadır. Bu durumu daha bariz olarak Şekil-6.9'da valf pistonunun, bu kez $X_v = 0 - 1000 \mu\text{m}$. olacak şekilde, sol



Y : Kuvvet

X : Piston yerdeğişimi

Şekil-6.6. b



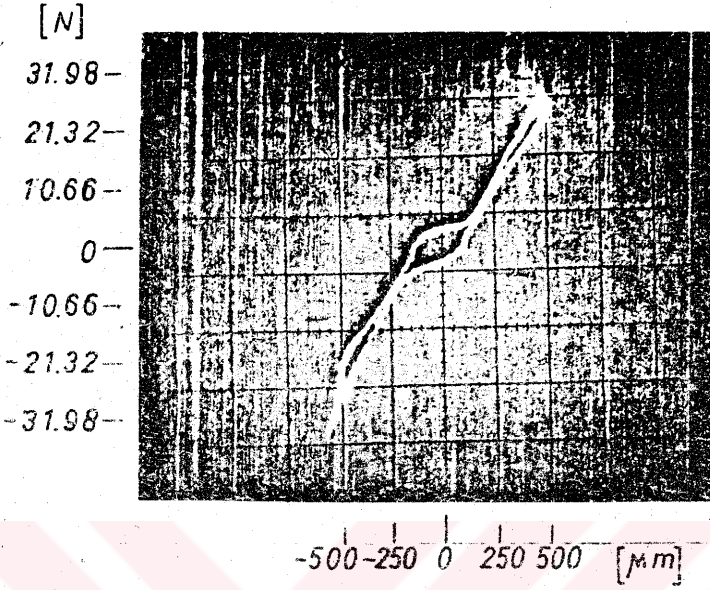
Y_1 : Kuvvet

Y_2 : Piston yerdeğişimi

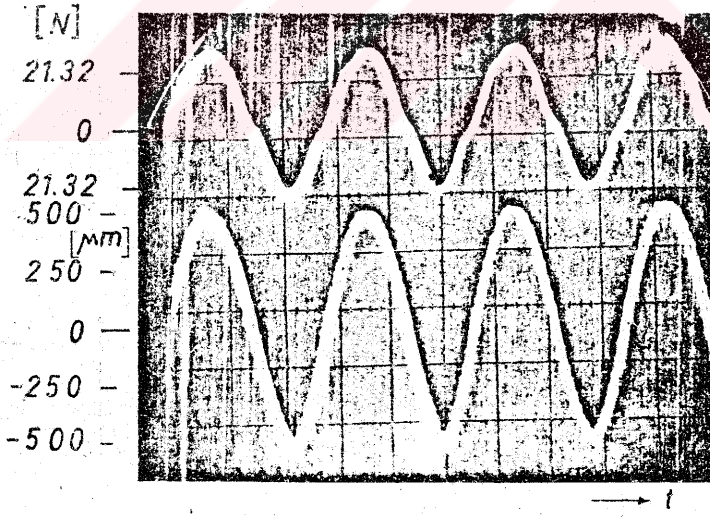
P_s : 60 bar

f : 4 Hz

Şekil-6.6.c Kritik merkezli valf, çalışma kuvvetleri



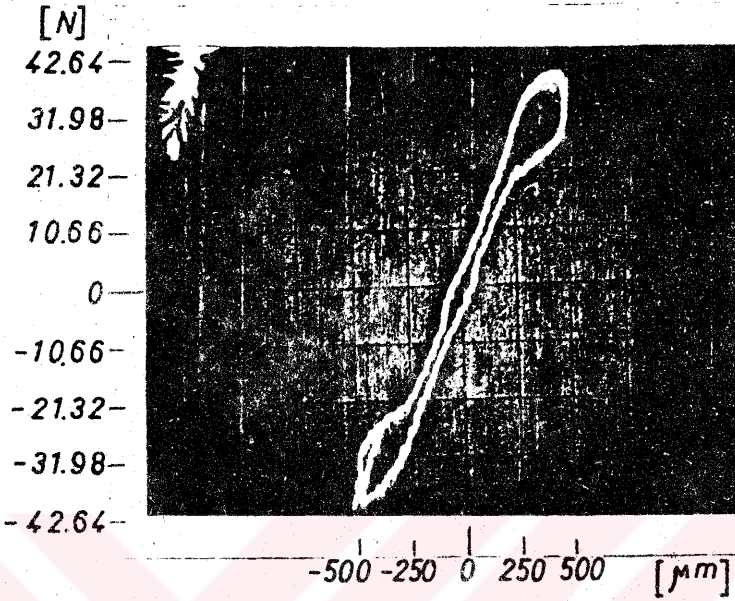
Sekil-6.7.a



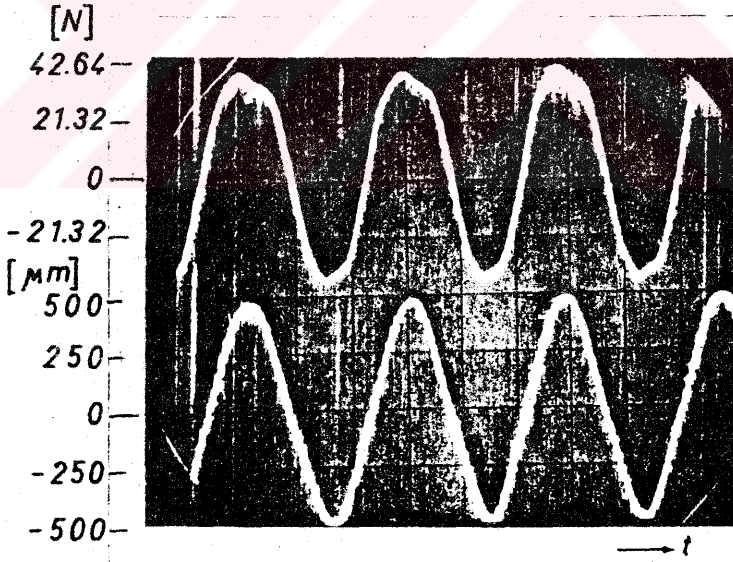
P_2 : 60 bar

f : 4 Hz.

Şekil-6.7.b Kapalı merkezli valf, çalışma kuvvetleri

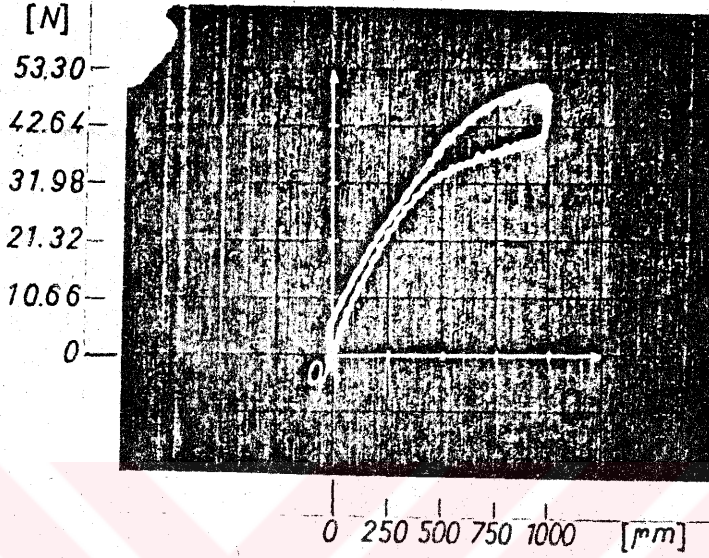


Şekil-6.8.a



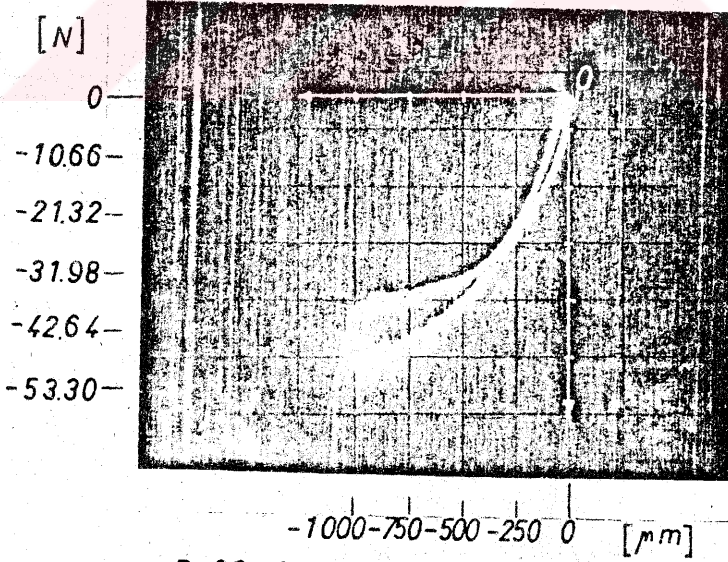
$P_3: 60 \text{ bar}$ $f: 4 \text{ Hz}$.

Şekil-6.8.b Açık merkezli valf, çalışma kuvvetleri



Y: Kuvvet
X: Piston yerdeğişimi

Şekil-6.9.a



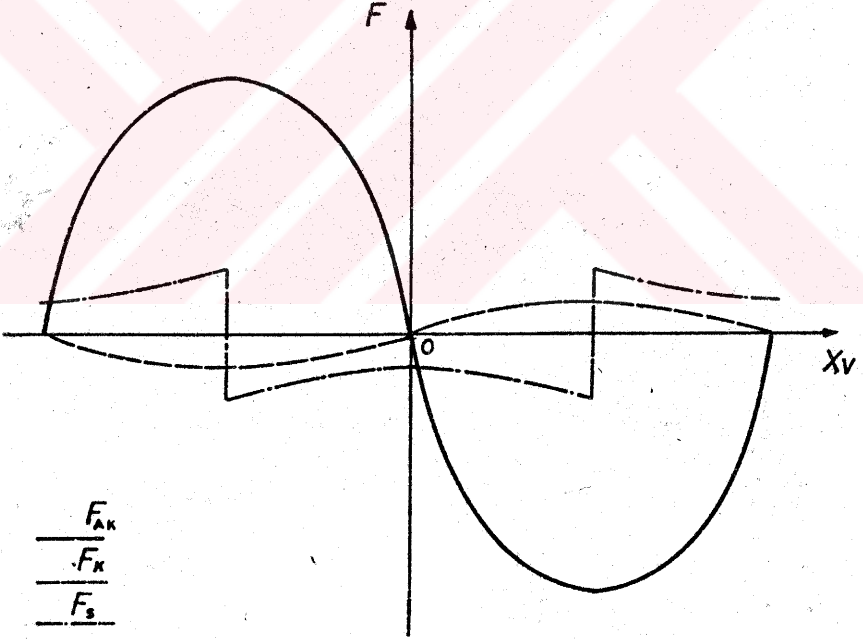
P_3 : 60 bar, f : 4 Hz

Şekil-6.9.b Kritik merkezli valf; pistonun tek yöne açılması halinde çalışma kuvvetleri

veya sağa doğru, tek tarafa açılması esnasındaki çalışma kuvvetleri eğrilerinden görebiliriz.

Bunun sebebi, Bölüm 6.2'deki analizde, valflerde sukbe boyuncaki jet akışlarının $\cos \theta$ bileşenleri aksenal kuvvetlere neden olurken, $\sin \theta$ bileşenleri simetriden dolayı birbirini yok ettiği kabul edilmesidir. Oysa gömlekte 90° 'lik açıyla çevreye simetrik olarak yerleştirilen ağızlar, imalat toleranslarından ötürü, gerçekte aynı çevresel genişlekte meydana gelemeyeceğinden, piston yerdeğişimiyle orantılı yeni bir radyal kuvvet kaynağı meydana gelmektedir. Bu da piston yerdeğişimiyle orantılı olarak, sürtünme kuvvetlerinin artmasına sebep olmaktadır.

Böylece valf pistonunun sinüsoidal olarak tahriki esnasında meydana gelen her üç kuvvetin değişimi Şekil-6.10'daki gibi gösterilebilir. Bu halde toplam çalışma kuvvetlerini:



Şekil- 6.10 Valf pistonuna etki eden kuvvetlerin değişimi

$$F_T = m_T \frac{d^2 X_v}{dt^2} + (1 + a X_v) F_C \operatorname{Sgn} \frac{dX_v}{dt} + K_f X_v \quad 6.17$$

olarak ifade edebiliriz.

Her üç tip valfin 4 Hz'deki çalışma kuvvetlerini gösteren Şekil-6.6, 6.7 ve 6.8'deki fotoğraflarda sürtünme kuvvetlerinin sebep olduğu histerezis alanının orta noktalarından geçirilecek bir hat, gerçekte bize bu valflerde akış kuvvetlerinin piston yerdeğişimine göre değişimini verecektir. Bu fotoğraflardan yapılan ölçmeler neticesinde bulunan akış kuvvetlerinin, daha önce Bölüm 6.3'de tespit edilmiş olan daimi akış kuvvetlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Fakat burada besleme basıncının, Şekil-6.19, 6.20 ve 6.21'deki 4 Hz'lik dinamik çalışma esnasında ölçülen, piston yerdeğişimine göre gerçek değerini almak gerekir. Bu düzeltmeyi yaparsak $P_s = 60$ bar besleme basıncında ve valf pistonunun $X_v = 500 \mu\text{m}$ lik yerdeğişiminde üç tip valfde meydana gelen akış kuvvetleri:

F_{AK} : Kapalı merkezli valf = 25.9 N

Kritik merkezli valf = 30.3 N

Açık merkezli valf = 36.1 N

olarak elde edilmiştir.

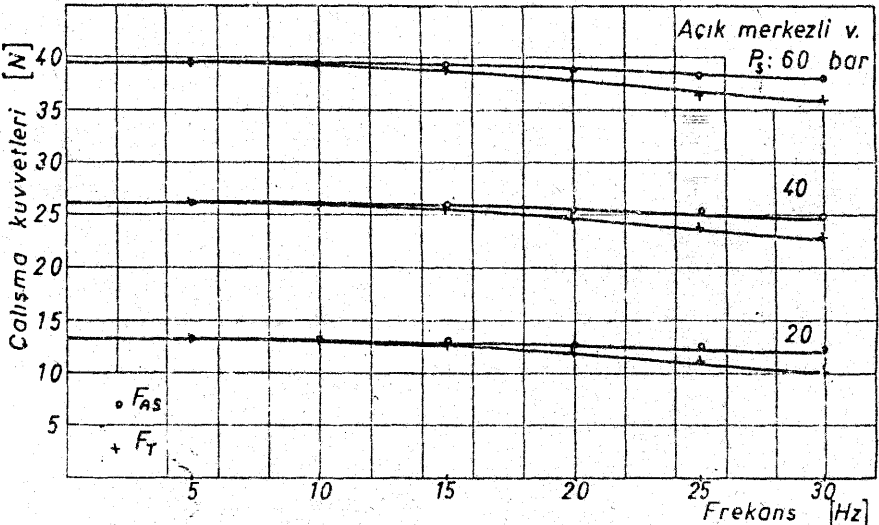
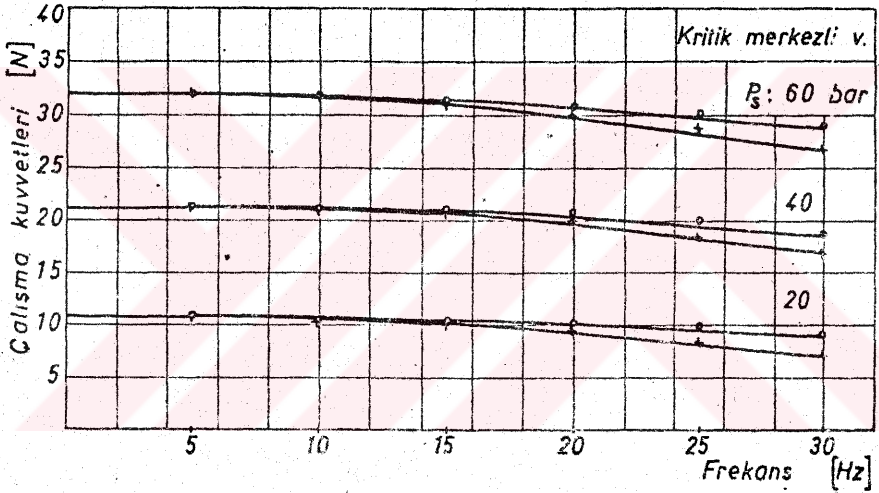
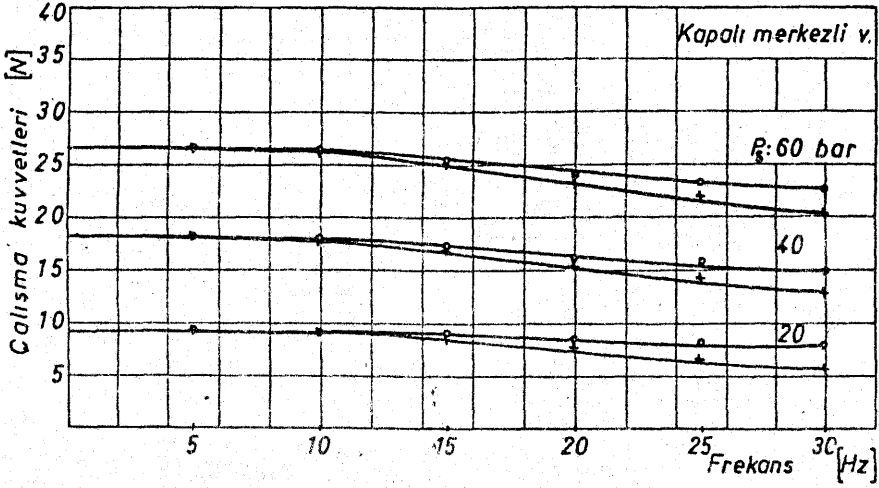
Netice olarak, her üç tip valfin de düşük frekanslarda dinamik çalıştırılması esnasında, meydana gelen kütleli atalet kuvvetleri ihmal edilecek kadar küçüktür. Sürtünme kuvvetleri ise valf imalat hatalarına uygun olarak Coulomb karakterinde meydana gelirken, akış kuvvetleri daimi akış kuvvetlerine çok yakın olarak gerçekleşmektedir.

6.5. ÇALIŞMA KUVVETLERİ VE BESLEME BASINCININ FREKANS GÖRE DEĞİŞİMİNİN İNCELENMESİ

Şu ana kadar yapılan deneysel çalışmalar sonunda, teorik analizlerde sabit olarak alınan bazı katsayıların gerçekte ancak belirli şartlarda ve belirli bölgelerde bu sabit değerlere yakın olduğu fakat bu bölgelerin dışında kabul edilen değerlerden oldukça saptığı görüldü. Fakat yine teorik analizlerde sabit kabul edilen besleme basıncının, çalışma şartları altında, ne derece doğru bir kabul olduğu üzerinde genellikle durulmadı. Yapılan geniş bir literatür taramasında besleme basıncının daima sabit kabul edildiği tespit edildi. Sadece bir iki araştırmacının [1, 19] pistonun fazla açıldığı ve dinamik çalışma şartlarında, besleme basıncının sabit kalamayacağı üzerine kısaca değindiği görüldü. Bundan ötürü, bilhassa yüksek frekanslarda besleme basıncının değişimi ve bunun bizim inceleme alanımız olan çalışma kuvvetlerine etkisi araştırılmaya çalışıldı.

Bu amaçla, piston açılma genliği $X = 500 \mu\text{m}$. seçilerek, Şekil-3.4'deki deney düzeniyle, $P_g = 20, 40$ ve 60 bar besleme basınçlarında, üç tip valfde frekansın 30 Hz 'e kadar yükseltilmesi esnasında meydana gelen çalışma kuvvetleri incelendi. Yapılan deneyler sonunda, bilhassa kapalı ve kritik merkezli valflerde, frekans arttıkça, çalışma kuvvetlerinde, gittikçe artan bir azalmanın mevcut olduğu tespit edildi; Şekil-6.11. Ayrıca Şekil-6.11'in incelenmesi sonucu, çalışma kuvvetlerindeki azalmanın besleme basıncıyla da orantılı olduğu anlaşılmaktadır.

Dinamik çalışma halinde, valfde meydana gelen kuvvetler 6.17 denklemiyle ifade edilmişti. Bu denkleme göre sürtünme kuvvetleri biri sabit, diğeri piston yerdeğişimine göre değişen iki adet Coulomb sürtünmesinden meydana gelmektedir. Akış kuvvetleri ise aynı şekilde piston yerdeğişiminin fonksiyonudur. Frekansın fonksiyonu olarak değişen tek kuvvet ise kütleli ata-



Şekil-6.11 Çalışma kuvvetlerinin frekansa göre değişimi

let kuvvetleridir. Şekil-6.10'dan görüleceği üzere, atalet kuvvetleri akış kuvvetlerinden 180° faz farklı olduklarından, frekansın yükseltilmesiyle orantılı olarak toplam çalışma kuvvetlerinin azalmasına sebep olacaklardır. Fakat Şekil-6.11'de görülen toplam çalışma kuvvetlerindeki frekansa bağlı azalma, aynı frekanslar için hesap edilmiş olan Tablo-6.2'deki, kütleli atalet kuvvetlerinin miktarlarından çok daha fazladır. O halde 6.17 denklemdeki bazı parametrelerin frekansla küçülmesi bu olaya sebep olmaktadır.

Tablo-6.2

5 Hz	10 Hz	15 Hz	20 Hz	25 Hz	30 Hz
$6.4 \times 10^{-2} \text{ N}$	$2.4 \times 10^{-1} \text{ N}$	$5.6 \times 10^{-1} \text{ N}$	1.02 N	1.60 N	2.31 N

Frekansa bağlı olarak radyal kuvvetlerde pek fazla bir değişme meydana gelmeyeceğinden; toplam çalışma kuvvetlerindeki azalmanın en büyük kaynağı akış kuvvetlerinde bulunmalıdır. İlk olarak valf sukbelelerinden geçen akışkan debilerini ifade eden 6.4 denklemdeki boşaltma katsayısı, C_d 'nin daimi akış şartlarında geçerli olabileceği fakat dinamik bir çalışmada küçülebileceği akıla gelebilir. Gerçekten de valfin sinüsoidal dinamik çalışması esnasında, boşaltma katsayısının değişimi üzerine yapılmış olan çalışmalarda, bu katsayının frekansa bağlı olarak küçüldüğü görülmüştür [28]. Ancak bu küçülme 30 Hz'den sonraki frekanslarda meydana gelmektedir. Çalışmalarımızda ise en fazla 30 Hz'e ulaştığımızdan boşaltma katsayısının 30 Hz'e kadar ki frekanslar için fazla değişmediğini kabul edebiliriz.

Gerçekte 6.4 denklemiyle ifade edilen Q debisi, Bernoulli denkleminden türetilmiş olduğundan, yalnız daimi akış şartları için geçerli olabilir. Oysa yüksek frekanslı dinamik bir çalışma için de aynı denklemin geçerli olabileceğini söylemek pek

makul olmayacaktır. Böylece daimi akış şartlarına göre ifade edilen Q debisindeki değişmeler; hem bu şartlara göre çıkartılan valf karakteristiklerini değiştirecek, hem de Q^2 ile orantılı olan akış kuvvetlerinin değişimine sebep olacaktır. Bu yüzden, sıkıştırılamaz akışkanlar için çıkartılmış olan daha genel haldeki Bernoulli denkleminde hareketle sukbe boyuncaki debi denklemlerini elde etmek daha gerçekçi olacaktır.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} (1 + \xi) + \frac{L}{g} \int_0^L \frac{\partial V}{\partial t} dx \quad 6.18$$

$$\frac{L}{g} \frac{dV_2}{dt} = \frac{L}{g} \int_0^L \frac{\partial V}{\partial t} dx \quad 6.19$$

Burada:

ξ = boru yük kaybı katsayısı

V = ortalama akışkan hızı

L = Valf içi kanal uzunluğudur.

$$2g \left[\frac{(P_1 - P_2)}{\gamma} - \frac{L}{g} \frac{dV_2}{dt} \right] = V_2^2 (1 + \xi) - V_1^2 \quad 6.20$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g}{\phi}} \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma} - \frac{L}{g} \frac{dV_2}{dt}} \quad 6.21$$

$$\phi = \left[(1 + \xi) - \frac{A_C^2}{A_V^2} \right] \quad 6.22$$

$$Q = \frac{C_v C_c A_o}{\sqrt{(1 + \xi) - C_c^2 \left(\frac{A_o}{A_v}\right)^2}} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho} - 2L \frac{dV_2}{dt}} \quad 6.23$$

Dinamik çalışma halinde sistemdeki akışta meydana gelen titreşimler, frekansa bağlı olarak yük kaybını arttırdığı için, sıvıya verilen enerjide bir artış söz konusu olmadığı sürece, Q debisinde bir azalma gözlenir.

İlk yapılan deneysel çalışmada, piston açılma genliği $X = 500 \mu\text{m}$. seçilmişti. Bu kez piston açılma genliğini $250 \mu\text{m}$. ve $750 \mu\text{m}$. alarak, böylece 3 değişik piston açılma genliği için de dinamik çalışma gerçekleştirilmiş oldu. Yapılan ölçmeler sonunda, çalışma kuvvetleri her üç deneyde de aynı şekilde frekansla azalmakla beraber, çalışma kuvvetlerindeki azalmanın ayrıca piston açılma genlikleriyle de orantılı olduğu görüldü. Bundan başka çalışma kuvvetlerindeki azalma, oransal olarak en fazla kapalı merkezli valfde meydana gelirken, kritik merkezli valfde buna çok yakın fakat açık merkezli valfde, bu iki valfden oldukça daha az olduğu tespit edildi.

Tablo-6.2'den görüleceği gibi, valflerdeki kütlelesel atalet kuvvetlerin frekansa göre değişimleri bilindiğine göre; çalışmalar esnasında her bir frekans için ölçülen toplam çalışma kuvvetlerinden, o frekanstaki kütlelesel atalet kuvvetlerinin çıkartılmasıyla bulunan kuvvetler, F_{AS} , 6.24 denklemi yardımıyla boyutsuz hale getirilerek frekansa göre değişimleri Şekil-6.12, 6.13 ve 6.14'de gösterilmiştir.

$$F_1 = \frac{F_{AS}}{P_s W X_0} \quad 6.24$$

X_0 : Alternatif piston açılma genliğidir.

Her üç tip valfin $250 \mu\text{m}$, $500 \mu\text{m}$ ve $750 \mu\text{m}$ piston açılma genlikli çalışmalarında 20, 40 ve 60 bar besleme basınçlarındaki deney sonuçlarının birbiriyle iyi bir korelasyon sağladığı görülmektedir, Şekil-6.12, 6.13 ve 6.14. Sağlanmış olan korelasyon bir adım daha ileri götürülerek 3 farklı piston açılma genliğini de içine alan yeni ve daha genel bir korelasyonun

elde edilip edilemeyeceği araştırıldı. Boyutsuz çalışma kuvveti F_1

$$\left[\frac{X_o}{X_{maks}} \right]^{0.4} \quad 6.25$$

boyutsuz faktörü ile çarpılarak elde olunan;

$$F_2 = \frac{F_{AS}}{P_s W X_o} \left[\frac{X_o}{X_{maks}} \right]^{0.4} \quad 6.26$$

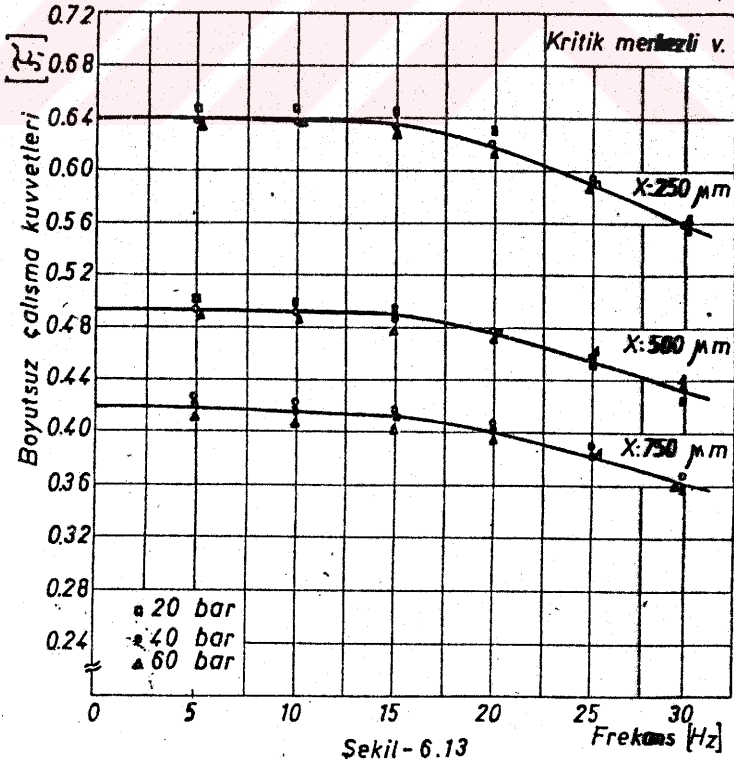
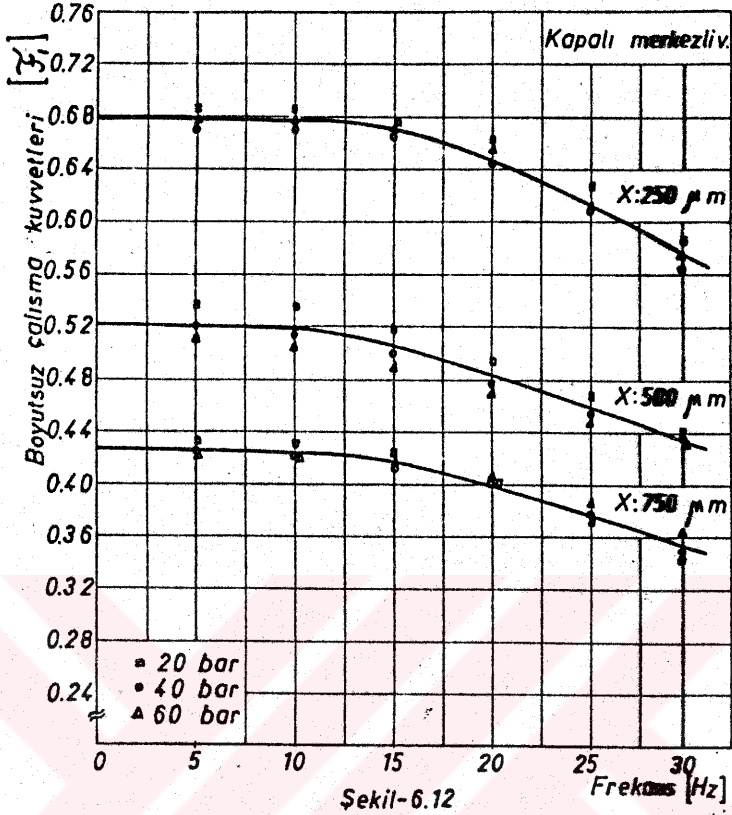
boyutsuz kuvvetinin, piston açılma genliklerini de içine alan, iyi bir korelasyon sağladığı tespit edildi. Yeni boyutsuz çalışma kuvveti, F_2 kritik merkezli, kapalı merkezli ve açık merkezli valflerin her üçünde de iyi bir korelasyon göstermektedir, Şekil-6.15, 6.16 ve 6.17.

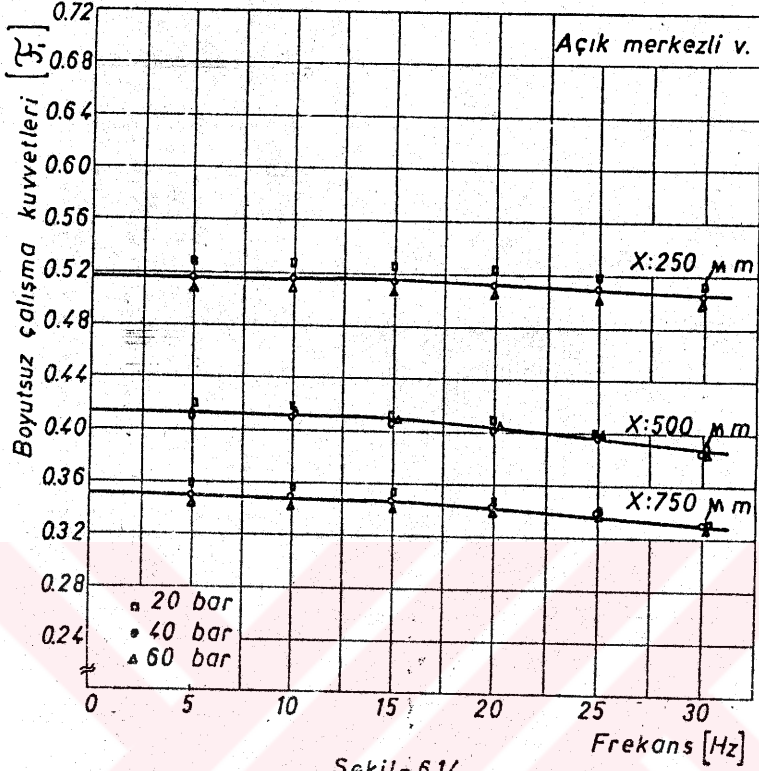
Bilhassa Şekil-6.15 ve Şekil-6.16'da görülen kapalı ve kritik merkezli valflerle elde edilen deney sonuçlarının incelenmesi sonucu; Bu eğrilerin kesim frekansı 40 Hz civarında olan bir zaman sabiti elemanın, frekans cevabı olduğu anlaşılmaktadır. Yapılan çalışmalar sonunda Şekil-6.15 ve Şekil-6.16'da korelasyonu sağlanmış olan deney sonuçlarının, deneyler 30 Hz frekansa kadar yapılmakla birlikte, kesim frekansı 40 Hz olan zaman sabiti elemanı frekans cevap eğrisi denklemi

$$F_2 = 0.43 \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f}{40}\right)^2}} \quad 6.27$$

ile ifade edilebileceği tespit edilmiştir.

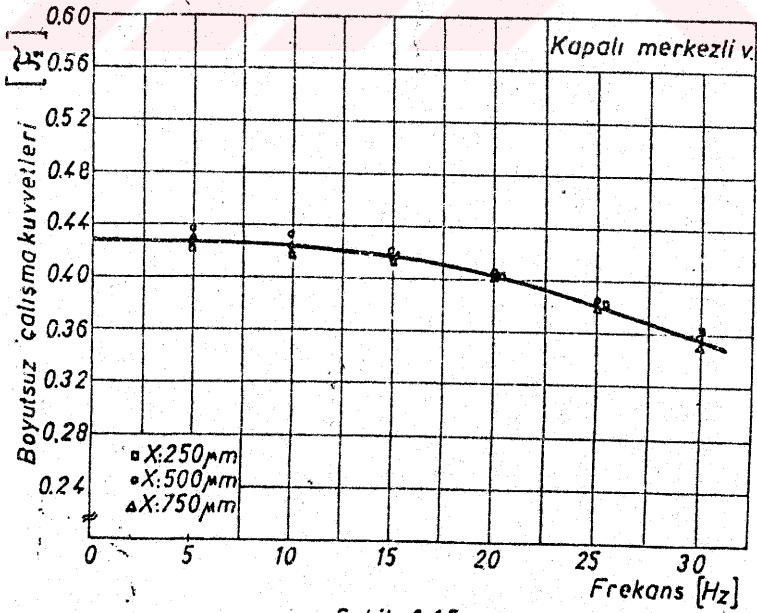
Daha önce de belirtildiği gibi, boyutsuz hale getirilmiş olan çalışma kuvvetlerinde, frekans arttıkça, gittikçe artan bir azalma görülmektedir, Şekil-6.15, 6.16 ve 6.17.



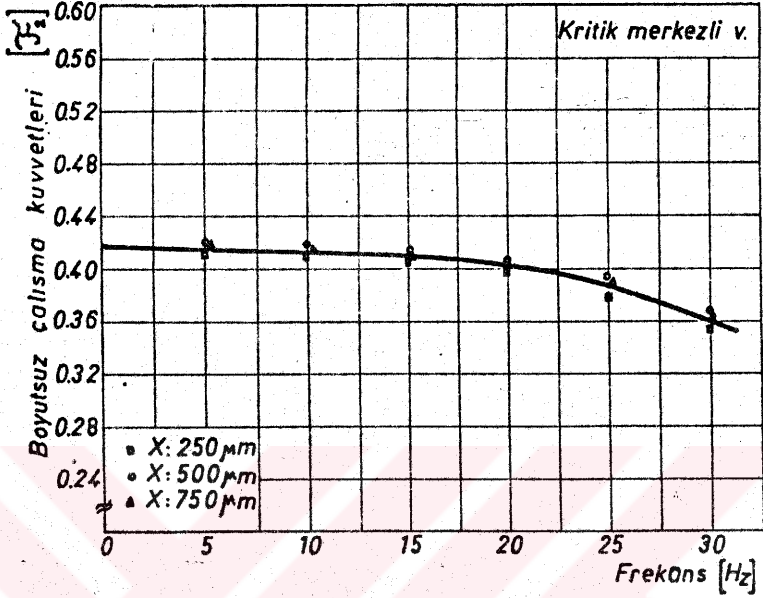


Sekil-6.14

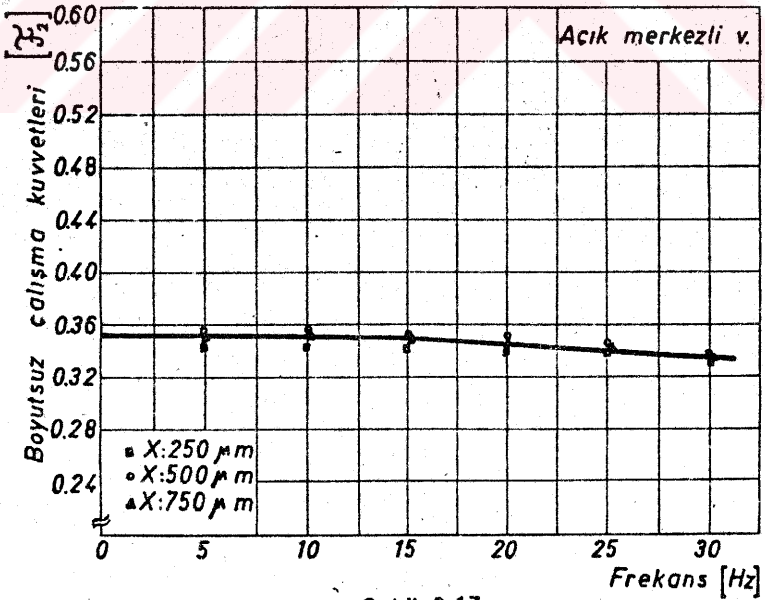
Boyutsuz çalışma kuvvetlerinin frekansa göre değişimi



Sekil-6.15



Şekil-6.16



Şekil-6.17

Deney sonuçlarının korelasyonu

Bölüm 6.2'de daimi olmayan akış kuvvetlerinden bahsederken; bunların valf besleme ağzının sağ ve solundaki kanallarda akışkanın ivmelendirilmesiyle meydana geldiğini fakat simetri-den dolayı birbirlerini dengelediklerini ifade etmiştik. Bu kuvvetler dengelenmekle beraber, oluşmaları esnasında basınç düşümlerine sebep olacakları açıktır. Daimi olmayan akış kuvvetlerine neden olan bu basınç düşümü, valf içersinde $L = 15$ mm boyundaki akış kanallarında meydana gelmektedir. Oysa besleme ağzlarına kadar olan kanallarda da valf pistonunun dinamik çalıştırılması ile akışkanın ivmelendirilmesi söz konusudur. Bu kanallardaki basınç düşümlerini 6.3 denkleminde yararlanarak ifade edebiliriz.

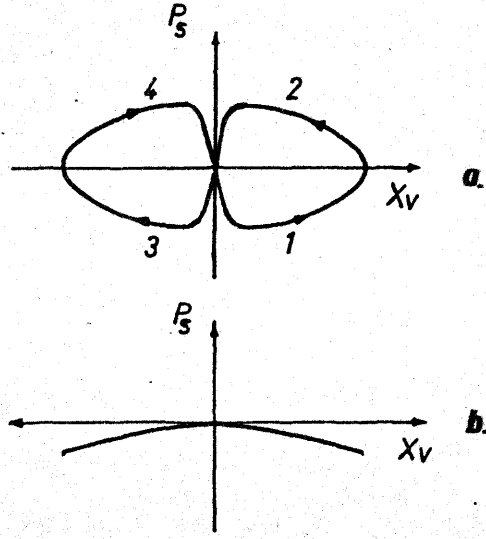
$$P_L = 0 \quad \text{ve} \quad P_s = \text{sabit olarak}$$

$$\Delta P A_h = \rho L_h \frac{dQ}{dt} \quad 6.28$$

$$\Delta P = \frac{\rho L_h C_d W}{A_h} \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \frac{dx_v}{dt} \quad 6.29$$

A_h : Hat kesit alanı

6.29 denkleminde görüleceği gibi valf pistonunun $X_v = X \sin \omega t$ şeklinde sinüsoidal olarak tahrik edilmesi halinde piston hızı arttıkça basınç düşümleri meydana gelecektir ki bu da valf besleme basıncının değişimine sebep olacaktır. Böylece Şekil-6.18.a'daki gibi pistonun açılması esnasında ivmelenmeye bağlı olarak besleme basıncında bir düşme söz konusudur (1); Oysa valfin maksimum açıklıktan sonra sinüsoidal hareketle kapanması ile (2) tam ters olarak akan akışkanda bir negatif ivmelenme olacaktır. Bu da besleme basıncında, piston hızıyla orantılı bir yükselmeye sebep olacaktır. Pistonun $X_v = 0$ konu-



Şekil-6.18 Besleme basıncındaki değişmeler

munda; piston hızı maksimum değerine ulaşacağından, besleme basıncındaki yükselme de tepe değerinde olacak fakat hemen arkasından piston sol tarafa geçeceği için o yönde ani bir açılma ile basınçta ani bir düşme meydana gelecek ve simetrik olaylar aynen tekrar edecektir. Besleme basıncındaki bu değişimin, frekans ve piston açılma genliğinin artması halinde büyüyeceği anlaşılmaktadır.

Kapalı merkezli valfde ani kapanma ve ani açılma tam gerçekleşeceğinden besleme basıncındaki dalgalanma oldukça büyük mertebede oluşacaktır. Oysa açık merkezli valfin, açık merkez bölgesinde, devrede olan 4 adet sukbeden 2 adedi kapanırken 2 adedi açılacağından, besleme hattından geçen debi hemen hemen aynı kalacak, bu da besleme basıncının sabit kalmasını sağlayacaktır. Ancak, açık merkez bölgesinin aşılması halinde besleme hattından geçen debide bir ivmelenme olacaktır. Fakat bu bölgelerde piston hızı düşük olacağından, akışkanın ivmelen-dirilmesi sebebiyle meydana gelecek basınç düşümü de az olacaktır.

Ayrıca bu olaylardan farklı olarak piston yerdeğişimi ile lineer olarak artan debinin sebep olduğu cidar sürtmeleri nedeniyle, Şekil-6.18.b'de görüldüğü gibi, besleme basıncında piston yerdeğişiminin artması ile bir düşme olacaktır.

Gerçekte sistemde meydana gelen çeşitli kaynaklı bu basınç değişmelerini, hidrolik akümülatörün kompanze etmesi beklenir. Devrede kullanılan akü, V_1 ilk hacmine P_1 ilk basıncında azot gazı doldurulmuş, elastik torbalı tiptedir. Yüksek frekanslı çalışmalarda, aküdeki şartların adyabatik olarak değiştiğini kabul edersek, akümülatörün hidrolik kapasitansını (C_H) 6.28 denklemi şeklinde elde edebiliriz.

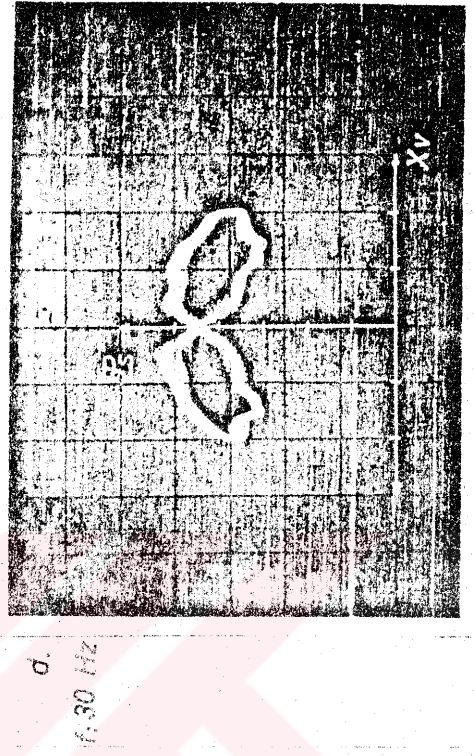
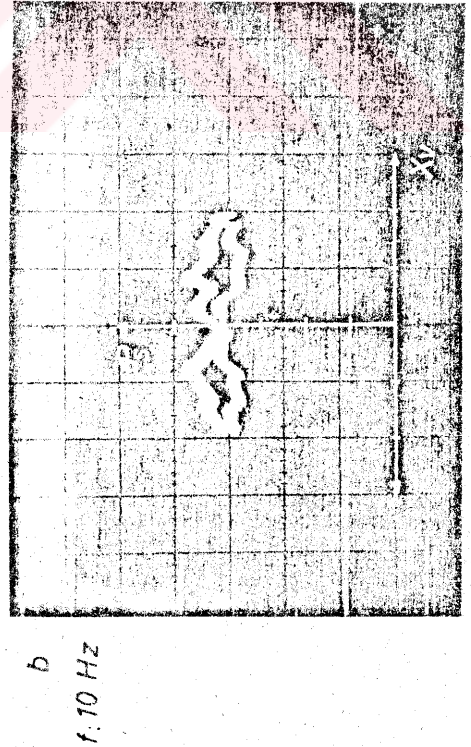
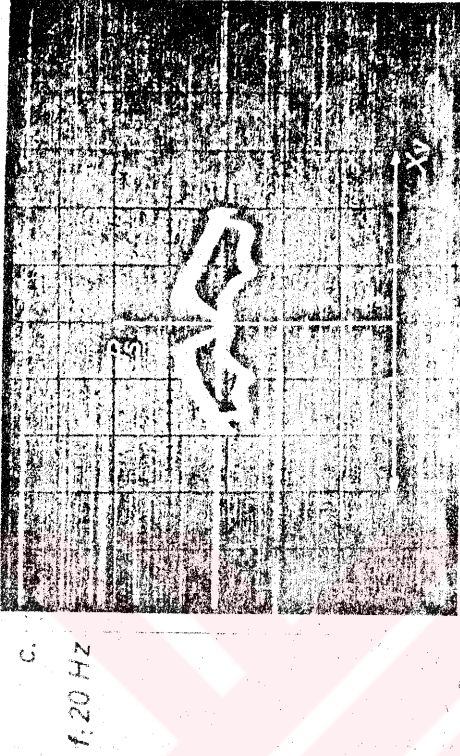
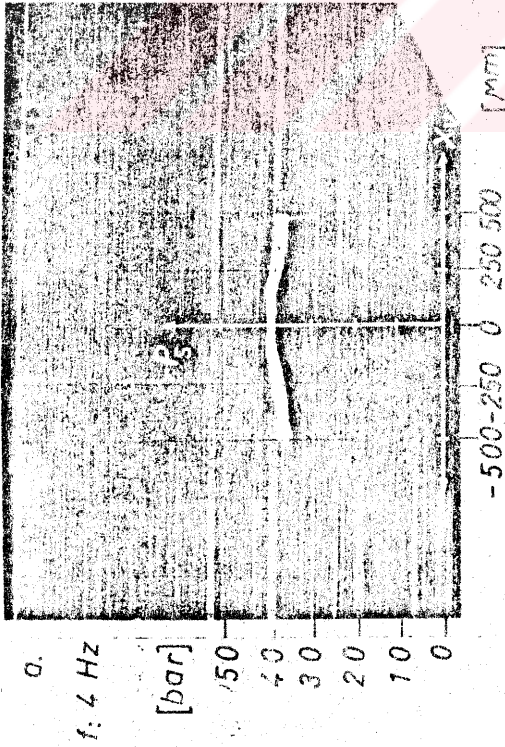
$$P V^{1.4} = C \quad 6.27$$

$$C_H = \frac{V_1}{P_1^{1.4}} \quad 6.28$$

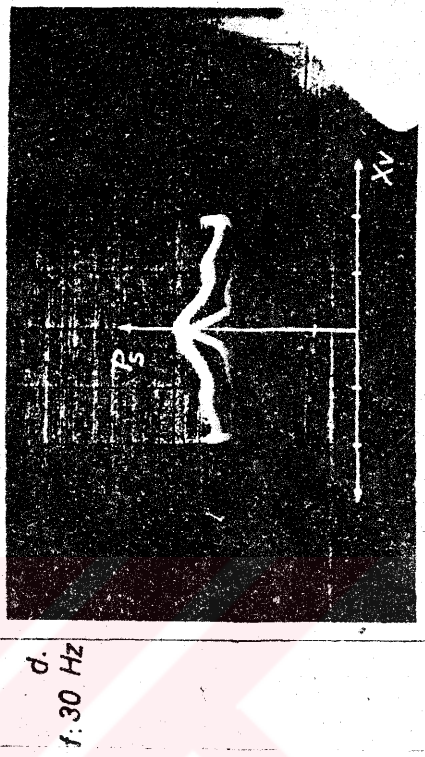
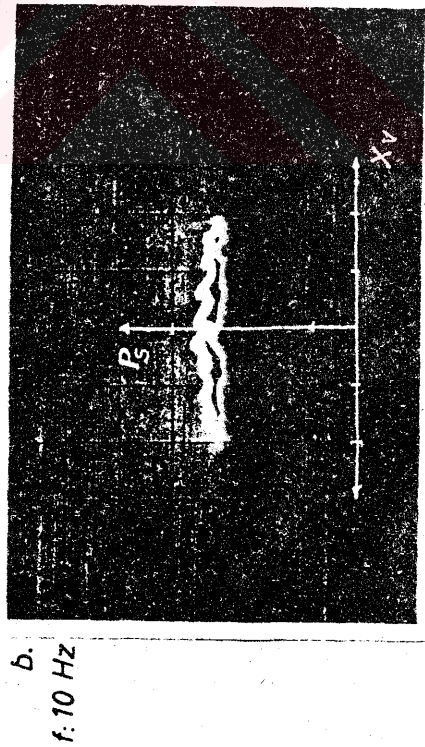
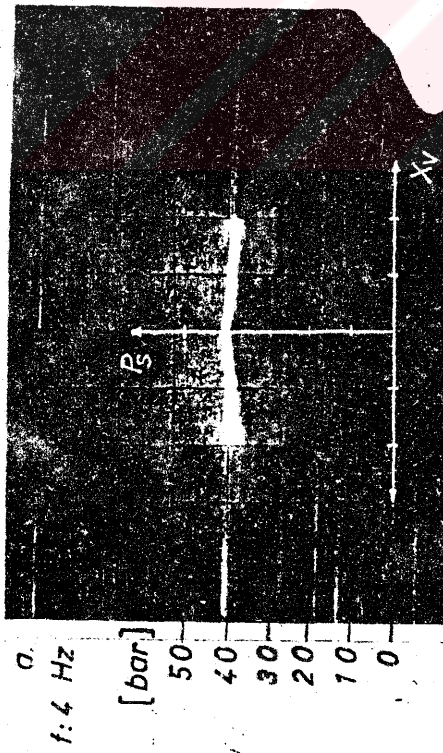
$$Q = C_H \frac{dP}{dt} \quad 6.29$$

Ayrıca, 6.27 denkleminin logaritmasının türevinin alınmasıyla elde edilen, 6.29 denklemine göre hidrolik akümülatör, teorik olarak, devredeki basınç değişmelerini anında kompanze edebilecek şekilde cevap verebilir. Fakat gerçekte elastik torbanın da bir kütlesi vardır. Yüksek frekanslarda bu kütle önemli olacağından, hidrolik akünün basınç değişmelerine cevabında frekans artışıyla artan bir gecikme getirecektir. Bu durum ise besleme basıncında, frekans artışıyla, referans değerinden ayrılmaya ve böylece çalışma kuvvetlerinde belirli bir azalmaya sebep olacaktır. Gerçekten de yapılan çalışmalar sonucu, Şekil-6.15; 6.16 ve 6.17'de görülen, boyutsuz hale getirilmiş olan çalışma kuvvetlerinin frekansa göre değişimleri; kesim frekansı 40 Hz civarında olan bir zaman sabiti elemanının frekans cevabı olduğu tespit edilmiştir.

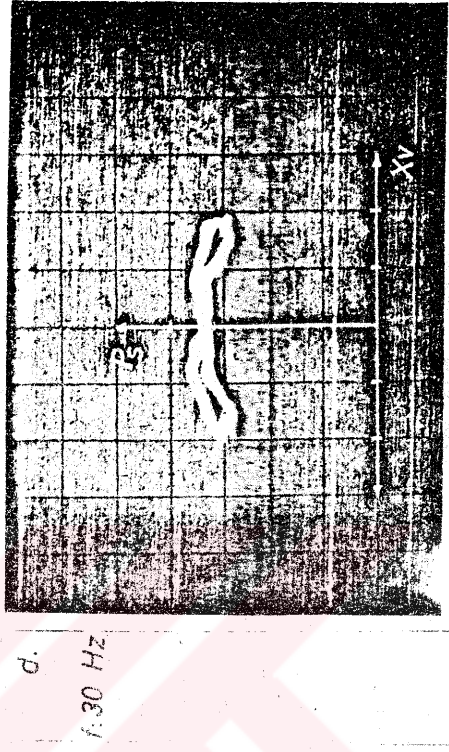
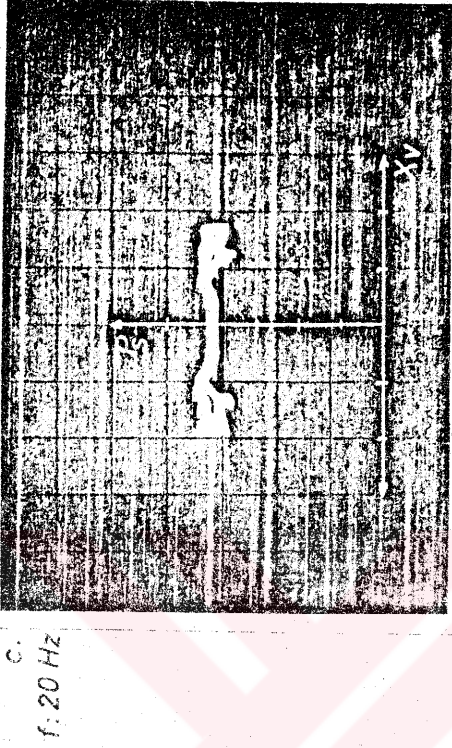
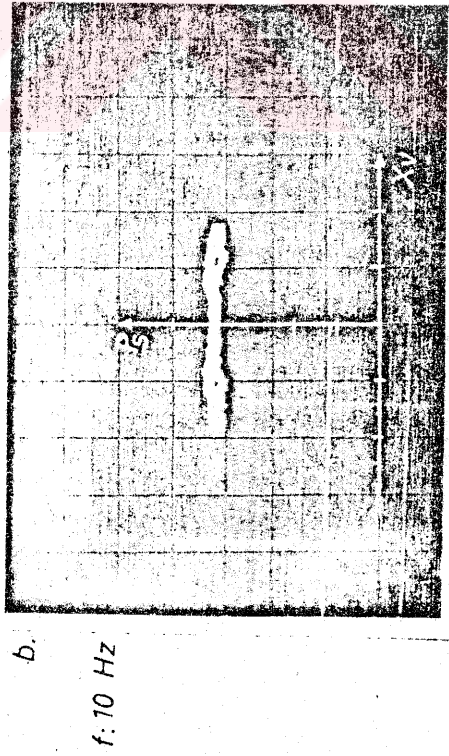
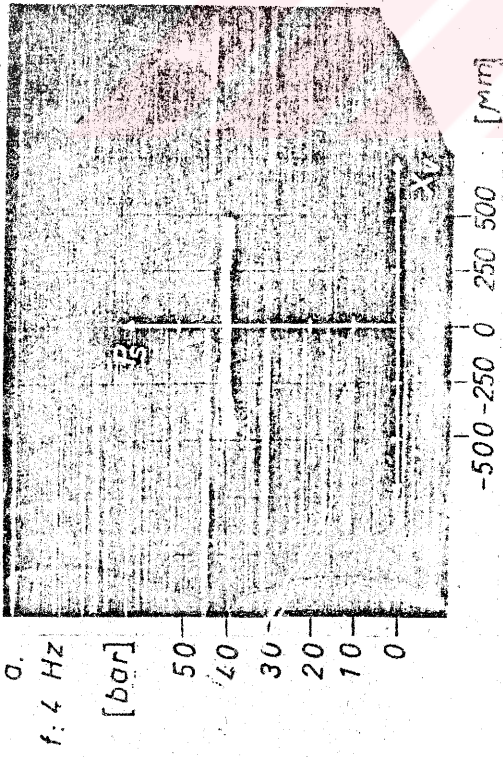
Valf pistonlarının sinüsoidal dinamik tahriki esnasında besleme basıncında, yukarıda geniş olarak izah ettiğimiz şekilde, bir değişme olup olmadığını deneysel olarak tespit etmek amacıyla Şekil-3.4.b'de görüldüğü gibi, besleme odasının önüne bir basınç transdüktörü yerleştirilmiştir. Besleme odasındaki basınç ölçümleri her üç tip valf içinde 4-10-20 ve 30 Hz'lerde tespit edilmiştir. Yapılan deneyler esnasında osilaskop ekranından çekilen fotoğraflar Şekil-6.19, 6.20 ve 6.21'de görülmektedir. Fotoğrafların incelenmesinden açıkça görüleceği gibi her üç tip valfteki besleme basıncında, çalışma frekansının arttırılması ile, yukarıdaki açıklamalarımızı destekleyecek şekilde değişmeler meydana gelmektedir. Besleme basıncındaki bu değişmeler de, frekans arttıkça, çalışma kuvvetlerindeki azalmalara sebep olmaktadır.



Sekil-6.19 Kapalı merkezli valf, besleme basıncının frekansla değişimi



Sekil-6.20 Kritik merkezli valf, besleme basincinin frekansla değisiimi



Sekil-6.21 Açık merkezli valf, besleme basıncının frekansla değişimi

GENEL SONUÇLAR

Bu araştırma, çeşitli çalışma şartlarında kontrol valf pistonlarının hareketlendirilmesi esnasında, ortaya çıkan kuvvetlerin incelenmesi için yapılmıştır. Bu amaçla, 15 mm nominal çapında, kritik merkezli, kapalı merkezli ve açık merkezli olmak üzere, üç değişik tipte hidrolik kontrol valfi imal edilmiştir. Ayrıca üzerinde çeşitli ölçme sistemleri ve hareket mekanizmalarını taşıyan çok amaçlı özel bir deney tesisatı geliştirilmiştir.

Ölçülen çalışma kuvvetlerinin doğru olarak değerlendirilmesi için, önce valflerin aynı şartlardaki akış karakteristikleri deneysel olarak tespit edilmiştir. Deneyler sonunda, valflerdeki boşaltma katsayılarının sabit olmadığı ve çalışılan 40 ve 60 bar besleme basınçlarında, pistonların $40 + 50 \mu\text{m}$. açılması esnasında süratle maksimum değerine yükseldiği, $50 \mu\text{m}$.den büyük açılmalar için biraz azaldığı tespit edilmiştir.

Daha önceki araştırmacıların gözönüne almadıkları piston başlarındaki ovallik imalat hatası ile gömlek ağızlarının tesirlerinden ötürü de radyal kuvvetlerin meydana geldiği; bunun sonucu olarak da valf pistonlarının dinamik tahriki esnasında Coulomb tipinde sürtünme kuvvetleri meydana gelirken, pistonun hareketsiz olduğu anlarda bu sürtünme kuvvetlerinin daha büyük mertebelere ulaştığı görülmüştür.

Her üç tip valfdeki statik kopma kuvvetleri, bu amaç için gerçekleştirilen bir mekanizmayla, valf pistonlarının dakikada 1 μm .lik bir hızla çekilmesi esnasında tespit edilmiştir. Yapılan deneyler esnasında ölçülen statik kopma kuvvetlerinin, kopmanın gerçekleşmesi sonunda ulaşılan, Coulomb sürtünme kuvvetlerine oranının kapalı merkezli valfde takriben (3,5), kritik ve açık merkezli valflerde ise (4) olduğu tespit edilmiştir.

Ayrıca gerek statik kopma kuvvetleri, gerekse dinamik sürtünme kuvvetlerinin besleme basıncıyla orantılı olduğu saptanmıştır.

Daimi akış kuvvetlerinin deneysel ölçümleri sonunda valf sukbelelerindeki jet akış açısının belirli bir piston yerdeğişiminden sonra ancak 68° 'ye ulaştığı anlaşıldı. Valf pistonlarının çeşitli açılmaları için bulunan akış açılarının, teorik analizle tespit edilen değerlerden bir miktar daha küçük olarak elde edilmesi; teorik analizde gözönüne alınmayan yağ içi pislikler ve imalat teknolojisi nedeniyle ortaya çıkan, valf sukbelelerindeki hafif köşe yuvarlanmalarından ötürü olduğu söylenebilir.

Valflerin dinamik tahriki esnasında meydana gelen çalışma kuvvetleri için bir matematik model düzenlenmiş, ancak yapılan deneyler sonunda bu modelin eksiklikleri görüldüğünden; deney sonuçlarına uygun yeni bir model geliştirilmiştir. Valf pistonlarının sinüsoidal olarak çalıştırılması esnasında, düşük frekans bölgelerinde ölçülen çalışma kuvvetleri kurulmuş olan modelle uyum içersinde olmasına rağmen, çalışma frekansının yükseltilmesi ile bilhassa kapalı ve kritik merkezli valflerin çalışma kuvvetlerinde azalma tespit edilmiştir. Ayrıca çalışma kuvvetlerindeki bu azalmanın besleme basıncı ve piston açılma genlikleriyle de ilgili olduğu belirlenmiştir.

Çalışma kuvvetlerinin boyutsuz hale getirilmesiyle elde olunan F_1 boyutsuz kuvveti, çalışma frekansı üzerine çizilerek kullanılan 3 değişik tip valf için iyi bir korelasyon elde edilmiştir. Bu korelasyonda, piston açılma genlikleri parametre olarak alınmıştır. (250, 500 ve 750 μm). Korelasyonu daha genelleştirmek için bulunan

$$F_2 = \frac{F_{AS}}{P_s W X_o} \left[\frac{X_o}{X_{mak}} \right]^{0.4}$$

boyutsuz çalışma kuvveti ile piston açılma genliklerini içine alan iyi bir korelasyon sağlamak mümkün olmuştur.

KAYNAKLAR

- [1] BLACKBURN, J.F., REETHOF, G., SHEARER, J.L.: Fluid Power Control. The M.I.T. Press, 1960.
- [2] MISES, V.R.: Berechnung Von Ausflub und Überfallzahlen Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure. Mai, 1917.
- [3] BLACKBURN, J.F., LEE, S.Y.: Axial Forces on Control Valve Pistons. Trans. ASME, 74 (1952), s. 1005-1011.
- [4] BLACKBURN, J.F., LEE, S.Y.: Transient Flow Forces and Valve Instability. Trans. ASME, 74 (1952), s. 1013-1016.
- [5] CLARK, R.N.: Compensation of Steady-State Flow Forces in Spool-Type Hydraulic Valves. Trans. ASME, 79 (1957), s. 1784-1789.
- [6] BLACKBURN, J.F.: Lateral Forces on Hydraulic pistons. Trans. ASME, 75 (1953), s. 1175-1180.
- [7] MANHAJM, J., SWEENEY, E.C.: An Investigation of Hyraulic Lock Proc. I.M.E. 169 (1955), s. 855-880.
- [8] HOWARD, L.H.: Reducing Servo valve Stiction. Hydraulics and pneumatics, June (1962), s. 96-104.
- [9] MUDHAR, J.S.: The Effect of Contaminated Fluid on Servo-valves. Hydraulics and Pneumatics, July (1971), s. 30-32.
- [10] DRANSFIELD, P., BRUCE, D.M., WADSWORTH, M.: A General Approach to Hydraulic Lock. Proc. I.M.E. 182 (1968), s. 595-602.

- [11] DRANSFIELD, P.: Hydraulic Lock with Single-Land Pistons. Proc. I.M.E. 182 (1968), s. 603-610.
- [12] TSAI, S.C., UKRAINETZ, P.R.: Measuring Coefficient of Friction in Servovalves. Hydraulic and Pneumatics, June (1967), s. 118-120.
- [13] LORENZ, M.H., STRINGER, J.D.: Oil Hydraulic Spool Valve Operating Times. Proc. I.M.E. 181 (1967), s. 1-13.
- [14] ROSE, E., WATSON, G.A.: An investigation into the Factor Affecting the Performance of a Force-Control System Incorporating a Hydraulic Pressure-Ratio Valve. Proc. I.M.E. 186 (1972), s. 645-660.
- [15] SMEL'NITSKII, S.G., KALASHNIKOV, A.A., MIDRIN, V.I.: Investigation of the Hydrodynamic Forces on Pilot Valves in Transient Processes. Teploenergetika, 19 (1972), s. 122-125.
- [16] SMEL'NITSKII, S.G., KALASHNIKOV, A.A., MIDRIN, S.N.: Investigation of Hydrodynamic Forces on Pilot Valves in Transient Process. Teploenergetika, 19 (1972), s. 122-125.
- [17] TAFT, C.K., TWILL, J.P.: Positioning Problems of the Underlapped Hydraulic Spool Valve. Proc. Natl. Conf. Fluid Power Annu. meet V 31 (1977), s. 134-138.
- [18] TAFT, C.K., TWILL, J.P.: An Analysis of the Three-Way Underlapped Hydraulic Spool Servovalve. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 100 (1978), s. 117-123.
- [19] ROYLE, J.K.: Inherent Non-Linear Effects in Hydraulic Control Systems with Inertia Loading. Proc. I.M.E. 173 (1959), s. 257-269.

- [20] NOTON, G.J., TURNBULL, D.E.: Some Factors Influencing the Stability of Piston-Type Control Valves. Proc. I.M.E. 172 (1953), s. 1065-1081.
- [21] WILLIAMS, H.: Effect of Oil Momentum Forces on the Performance of Electro-Hydraulic Servomechanisms. Proc. Conf. London I.M.E. No: 31 (1960), s. 31-34.
- [22] Mc CLOY, D., MARTIN, H.R.: Some Effects of Cavitation and Flow Forces in the Electro-Hydraulic Servomechanisms. Proc. I.M.E. 178 (1964), s. 539-558.
- [23] YANG, P.M.: Nonlinear Steady Flow Forces of Hydraulic Valves. ASME Paper 65-WA (1965), s. 1-5.
- [24] DAILY, J.W., HANKEY, W.L., OLIVE, R.N., JORDAAN, J.M.: Resistance Coefficients for Accelerated and Decelerated Flows Through Smooth Tubes and Orifices. Trans. ASME 78 (1956), s. 1071-1077.
- [25] ZAKHAROV, E., BARANOV, V.N., SHOMLO, Y.: Determining the Coefficient of Discharge and Hydrodynamic Force on Hydraulic Valve pistons. Machs. Tool. 33/3 (1962), s. 19-24.
- [26] Mc CLOY, D.: Effects of Fluid Inertia and Compressibility on the Performance of Valves and Flow Meters Operating under Unsteady Conditions. J. Mechanical Engineering Science. 8 (1966), s. 52-61.
- [27] ALPAY, S.A.: The Influence of Dynamic Effects on the Flow Coefficient of an orifice. Second Fluid Power Symposium (1971), s. E 2. 13-24.
- [28] BURROWS, C.R., MARTIN, D.J.: Measuring the Oscillating Flow from an Electrohydraulic Servovalve Using an Indirect Method. Proc. I.M.E. 188 (1974), s. 519-526.

- [29] NIKIFORUK, P.N., UKRAINETZ, P.R., TSAI, S.C.: Detailed Analysis of a two-stage Four-way Electrohydraulic Flow-Control valve. *Journal Mechanical Engineering Science*, 11/2 (1969), s. 168-174.
- [30] MARTIN, D.J., BURROWS, C.R.: The Dynamic Characteristics of an Electrohydraulic Servovalve. *Journal of Dynamic Systems. Measurement and Control*, December (1976), s. 395-405.
- [31] SHEARER, J.L.: The Effects of Radial Clearance, Rounded Corners and Underlapped on Servovalve Characteristics. *Proc. of the Autom Control Conf. V 1* (1980), s. 1-3.
- [32] SHEARER, J.L.: Digital Simulation of a Coulomb-Damped Hydraulic Servosystems. *Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, December (1983), s. 215-221.
- [33] ROBINOWICZ, C.: *Physical Measurement and Analysis*. Addison-Wesley, 1963.
- [34] MERRITT, H.E.: *Hydraulic Control Systems*. John Willey, 1980.

T E Ş E K K Ü R

Bu araştırmanın gerçekleşmesinde büyük emekleri geçen, değerli bilgi ve düşüncelerinden yararlandığım sayın hocalarım Prof.Dr.M.Nimet ÖZDAŞ, Prof.Dr.Mustafa GEDİKTAŞ, Prof.Dr.H.Fehmi YAZICI, Prof.Dr.A.Talha DİNİBÜTÜN'e ve kıymetli arkadaşım Dr.A. Kerim KAR'a; ilgisini ve her türlü yardımı esirgemeyen HEMA Hidrolik A.Ş.'nin başta genel müdürü Müh.Şerafettin YILMAZ olmak üzere Müh.Ahmet KARABIYIK, Müh.Vedat AKTAŞ, Müh.Bülent KENT ve Batı Alman FWM firmasından araştırma mühendisi Sabri ÜNKER'e burada ayrı ayrı teşekkür etmeyi zevkli bir görev kabul ederim.

Ayrıca çalışmalarımı her zaman sabırla destekleyen eşim Feray İNAL ve bana daima yardımcı olan Öğretim Başkanım Öğ.Alb. Tahir PEK'AR'a teşekkürlerimi sunarım.

Ö Z G E Ç M İ S

Mustafa İNAL, 1952 yılında İzmir'de doğdu. Lise öğrenimini Askeri Hava Lisesi'nde tamamlayarak 1969 yılında girdiği Hava Harp Okulu'ndan 1972 yılında teğmen rütbesiyle mezun oldu. 1973 yılında girdiği Hava Muhabere Elektronik Okulu'nda bir yıl eğitim gördü ve 2. Ana Jet Üs Komutanlığına seyrüsefer takım komutanı olarak atandı. Bilahare E. Ü. Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Bölümünde 2 yıl ilave eğitim görerek 1977 yılında lisans diploması aldı. Aynı yıl girdiği İ.T.Ü.'de MMS öğrenimini tamamlayarak 1979 yılında konstrüksiyon dalından Y. Müh. ünvanı aldı. Halen Hava Harp Okulu'nda Ön Yüzbaşı rütbesiyle öğretim üyeliği görevini yürütmekte olup evli ve iki çocuk babasıdır.

Yükseköğretim Kurulu
Dokümantasyon Merkezi