

REDÜKTE İZOMER KALİFERELENÇİKLERİNİN TAYİNİ İÇİN
GİRİŞİ DEYRE DENEYİ, İZALATI VE DEYERİSİ

Abbas Shahbalek /

Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Enerji Bilim Dalında
YERELİ İZOMERLERİNİN
Olanak Hükümleridir.

Danışman: Mbd. Doç. Dr. Yaşar PAHAR
M. K. M. Yük. Müh.

Şubat-1969

Anadolu Üniversitesi

YERELİ İZOMERLERİNİN
Olanak Hükümleridir

Abbas Shabbeek'in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Hidrolik Pompa Karakteristiklerinin Tayini İçin Uygun Devre Dizaynı, İmalatı ve Denenmesi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

10 / 4 / 1989

Üye : Prof. Dr. Kemal Tanel

Üye : Yrd. Doç. Dr. Yusuf Seren

Üye : Yrd. Doç. Dr. Yasar Poncar

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 11 MAYIS 1989
gün ve 211/2..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Rustem KAYA
Enstitü Müdürü

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
SİMGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. POZİTİF İLETİMLİ POMPALAR İÇİN TEST VE TEMEL PERFORMANS VERİLERİNİN TANITILMASI	3
2.1. Genel Tanım	3
2.2. Ölçülmesi Gereken Parametreler	5
2.3. Ölçümlerin Sınıflandırılması ve Hata Sınırları	6
2.3.1. Momentin Ölçümü	7
2.4. Ölçüm Metodları ve Araçları	9
2.4.1. Dönüş hızının Ölçümü	9
2.4.2. Debinin Ölçümü	10
2.4.3. Basınç Ölçümü	11
2.4.4. Güç Ölçümü	13
2.4.5. Isı Ölçümü	13
2.4.6. Yoğunluk Ölçümü	15
2.4.7. Viskozitenin Ölçümü	15
2.5. Tavsiye Edilen Test Düzeniği	15
2.6. Deneyin Yapılışı	18
2.7. Deneylerin Gerçekleştirilmesi İçin Tavsiyeler	20
.....	
3. POZİTİF İLETİMLİ POMPALARIN PERFORMANS KATSAYILARININ DENEYSEL OLARAK BELİRLENMESİ	22

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
3.1. Performans Katsayılarının Tanımları	22
3 2. Performans Katsayılarının Deneysel Olarak Belir- lenmesi	26
4. DENEY DÜZENİ VE BİLEŞENLERİNİN TASARIMI	29
4.1. Test Düzeninin Tasarımı	29
4.2. Tahrik Sistemi Elemanlarının Tasarımı	31
4.2.1. Motor	31
4.2.2. Vites kutusu	32
4.2.3. Kavramalar	33
4.2.4. Moment ölçer	34
4.2.5. Yataklar	34
4.3. Hidrolik Devre Elemanlarının Tasarımı	34
4.3.1. Orifis ile debi tayini	34
4.3.2. Isı değiştirgeci	35
4.3.3. Depo	36
4.3.4. Hacim tankı	38
4.3.5. Valfler	39
4.3.6. Militreler	42
4.3.7. Termometre yuvaları	43
4.3.8. Bağlantılar ve borular	43
5. TAVSİYELER	43
6. DENEY SONUÇLARI VE DENEY ÇERÇEVESİNİN RESİMLERİ	71

ÖZET

Bu çalışmada pozitif döndüç iletimli hidrolik pompaların performanslarını ölçebilecek bir deney düzeninin tasarımı, üretimi ve denemesi yapıldı. Bu deney düzenini kullanarak pompanın dönme hızı, debisi, emme ve basma basınçları, pompa milindeki burulma momenti ve akışkan sıcaklığı gibi pompa performansını etkileyen değişkenler standartlara uygun olarak ölçülebilir. Pompa giriş yağ sıcaklığı denetlenir. Ölçülen değerleri kullanarak performans eğrileri çizilebilir ve performans katsayıları (kayma, akışkan direnç ve sürtünme katsayıları) deneysel olarak bulunabilir. Deney düzeni, debisi en fazla 60 l/dak. (15 gal/dak) ve basma basıncı en fazla 200 bar (3000 psi) olan hidrolik pompaları denemek üzere tasarlanmıştır.

Bu çalışmada bir dişli pompa üzerinde örnek deneyler yapılmıştır.

SUMMARY

In this work a set-up for evaluating performance of rotary positive-displacement hydraulic fluid power pumps is designed, constructed, and tested. Parameters which are related to pump performance, is rotational speed, volumetric flow rate, inlet and outlet pressures, torque in the pump shaft and fluid temperature can be measured in accordance with standards using this set-up. Pump inlet fluid temperature can be controlled. Using the measured values, performance graphs can be drawn and performance coefficients of the pumps (slip, drag and friction coefficients) can be determined experimentally. The set-up is designed for testing hydraulic pumps with flows of maximum 60/lmin and discharge pressures of maximum 200 bar. Sample tests are carried out on an available hydraulic pump.

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Pompa ünitelerinin test devresinin şematik takdimi.....	1
2.1. Transmisyon dinamometre kalibrasyonu	8
2.2. Basınç ağızları	12
2.3.(Açık devre sistemi) pompa ünitesi için tipik test devresi	16
2.4. (kapalı devre sistemi) 1 pompa ünitesi için tipik test devresi	17
3.1. $n=f(Q)$ eğrileri	27
3.2. Basınç düşümü sızdıрма debisi eğrisi	27
3.3. $n=f(H_a)$	28
3.4. Basınç düşümü safar-hız moment eğrisi.....	28
4.1. Deney düzeni tahrik sistemi	30
4.2. Msnck kavramanın şematik sistemi	32
4.3. Boru	34
4.4. Isı değıştirgecinin şematik gösterimi	37
4.5. Depo	37
4.6. Yükleme valfinin kesiti	40
4.7. Çeşitli işare valfler için basınç düşmesi tablosu	41
4.8. Isı değıştirici için emniyet valfi	42
A.1.1. Paralel düz levhalar arasındaki kalcal akıntı... ..	49
A.1.2. Paralel hareketli levhalar arasında akışkanda görülen kuvvetler	51
A.1.3. Çeşitli boşluk oranlarında $H(P_1-P_2)$ 'ye karşı toplam pompa verimi	59
A.1.4. Çeşitli C_f değerlerinde C_p C_d nin bir fonksiyonu olarak pozitif döşüş pompalarının maksimum toplam verim grafiği	60
A.2.1. Yüksek basınçla V_a sıvısının hacmi	64

TEŞEKKÜR

Bu çalışmamızda eldeki bir diğli pompa ile deneyler yapılmış ve deney sonuçları belirtilmiştir.

Bu çalışma esnasında benden yardımını esirgemeyen danışman hocam Sayın Yrd.Doç.Dr.Yagar BANCAR'a teşekkür ederim. Ayrıca bu çalışma boyunca pratik ve teori açısından bana yardımcı olan Makina Müh. Sayın Savaş KÖKSALOĞLU, eğim Makina Müh. Nesrin SHAHDİBEKİ ve tezimin daktilesunu yapan Sayın Semra ÜHAN'a teşekkür ederim.

TABLOLAR DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Ölçünler için maksimum hata sınırları	6
2.2. Seçilen nominal parametrelerin 1 gösterge değerlerinin müsaade edilen değişim limitleri	9

SEMBOOLLER DİZİNİ

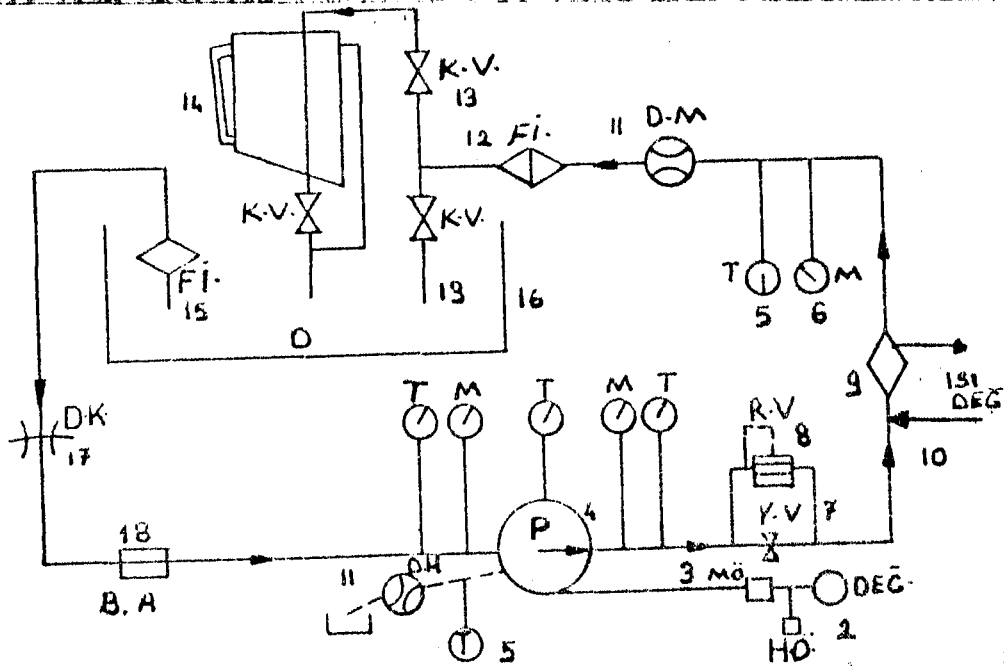
<u>Sembol</u>	<u>Açıklamalar</u>
A	Alan
C	Özgül sıcaklık
C_d	Direnç katsayısı
C_f	Sürtünme katsayısı
C_s	Kayma katsayısı
d, D	Çap
E	Esneklik modülü
E_s	Şekil değiştirme enerjisi
f	Sürtünme faktörü, termal basınç; frekans
F	Güç; Akış miktarı (debi)
g	Yerçekimi ivmesi
h	Yoğunluk; ısı transfer katsayısı
H	Azami hidrostatik güç
I	Eylemsizlik momenti
k	Sabit, iletkenlik
K_s	İzentropik kübik elastik modülü
K_T	İzotermal kübik elastiklik modülü
l, L	Uzunluk
M	Burulma momenti
M_a	Gerçek moment / etkin moment
M_c	Sabit sürtünme moment
M_f	Mekanik sürtünme moment
M_r	Vizkozlu sürtünme momenti
m_r	İdeal moment
n, N	Devir sayısı
P	Basınç
F	Kuvvet
Q	Debi, ısı yükü
Q_v	Gerçek debi
Q_k	Kaçak debi
Q_t	İdeal debi
r, R	Yarıçap
S	Kayma gerilmesi

SİMBOLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sembol</u>	<u>Açıklamalar</u>
S_b	Taşınma kuvveti
S_E	Dayanıklılık sınırı
S_s	Kesme gerilmesi
S_{SE}	Kesmedeki dayanıklılık sınırı
S_u	Kopma gerilmesi
S_y	Gerilme kuvveti
t	Zaman; yoğunluk; ısı
U	Toplam ısı transfer katsayısı
v	Özel hacim
v	Hacim; hız
v_i	Mevcut kapasite
w	İç; kütleesel debisi
α	Isıl genişlemenin hacim katsayısı
δ	Özel ağırlık
η	Toplam verim
η_m	Mekanik verim
η_v	Volümetrik verim
μ	Dinamik viskozite; Poisson Oranı
δ	Kinematik viskozite
ρ	Yoğunluk
ϵ	Gerilim
τ	Kesme gerilimi
ω	Açısal hız

pompa giriş torunun ölçümü için bir termokreden oluşan tahrik sistemidir. İkinci kısım, bir rezervuar, termetreler, Bourdon tüp basınç göstergeleri, bir yükleme valfi, basınç emniyet valfleri, kapama valfleri, bir ası değiştiricisi, ölçümü için gerekli U-tüp manometre ile birlikte bir açıklık göstergesi, açıklık göstergesini kalibrelemek için bir volumetrik tank ve gerekli donanımla borulardan oluşan hidrolik bir devredir. Test düzeninin şematik çizimi, Şekil 1.1'de gösterilmektedir. Düzenin bir çok elemanının dizaynları Bölüm 4'de detaylı olarak verilmiştir.

Bu düzenek, maksimum 60 lt/dak. debisi ve maksimum 200 bar. basıncı olan hidrolik pompalara test etmek için tasarlanmaktadır.



Şekil 1.1. Pompa unitelerinin test devresinin şematik takdimi

- 1.Rız ölçüm cihazı, 2.Değişken (4) tahriki ünitesi,
- 3.Moment ölçüm cihazı, 4.Pompa, 5.Termometre, 6.Basınç göstergesi, 7.Yükleme valfi, 8.Relief valf,
- 9.İsı değiştiricisi, 10.Relief valf, 11.Debimetre,
- 12.Filtre, 13.Kapama valfi, 14.Hacim ölçüm tankı,
- 15.Filtre, 16.Depo, 17.Debi kontrol valfi, 18.Basınç arttırıcı, 19.Basınç göstergesi nemlendiricisi.

Bölüm 6, ilerdeki çalışmalar için tavsiyeleri içermektedir.

Hidrostatik bir Ünitedeki enerji dengesi hakkındaki teori Ek.A. 2'de verilmektedir. Ölçülen değerlerin bazalarına uygulanabilecek düzeltmelerin denklemleri de bu bölümde içerilmektedir.

Ek.A.3, test hızının pompa hızına oranlanmasıyla ilgilidir. Debi için denklemler ve ayarlı hızdaki giriş gücü bu bölümde verilmektedir.

Bu çalışmada genellikle International System (SI) nin standartları kullanılmaktadır, bununla birlikte, elverişli bulunduğu, British ve metrik standartlarda kullanılmaktadır. "Bar", SI basınç biriminin, Pascal (N/m^2), ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$) bir desimal çarpanı olduğu için; uygun görüldüğünde basınç birimi olarak kullanılmaktadır.

2. POZİTİF İLETİMLİ POMPALAR İÇİN TEST VE TEMEL PERFORMANS VERİLERİNİN TANITILMASI

2.1. Genel Tanım

Bu bölümde ölçülecek parametreler, ölçü sınıfı, hata limitleri, ölçüm metodları, test düzeneğinin tanımı, test süreci, testleri sürdürmek için öneriler ve tedbirler ve pozitif iletimli pompalar için test sonuçlarının takdimi tartışılmaktadır.

Bu bölümün amaçları doğrultusunda aşağıdaki tanımlar uygulanmaktadır;

- a) Dönme Hızı: Dakikadaki devir sayısı olarak ifade edilmektedir.
- b) Moment: N-m şeklinde ifade edilen ölçülmüş değeri
- c) Debi: Akış miktarının ilgili bulunduğu ortamdaki sıvı basıncı ve ısısında l/dak şeklinde ifade edilen akış miktarıdır.
- d) Basınç: Atmosfer basıncının altında veya üstünde ölçülen, bar şeklinde ifade edilen statik sıvı basıncıdır.
- e) Mevcut Kapasite: Bölüm 2-6'da incelendiği gibi shaftın bir devri başına litre veya m.litre olarak ifade edilen, bir pompa tarafından iletilen sıvı hacmidir.
- f) Güç: Bir pompanın shaftındaki mekanik giriş gücü, N-m şeklindeki moment verimi ve shaftın radyon/saniye şeklindeki açısal hızı olarak tanımlanmaktadır.

$$P_1 = \omega m \quad N-m/s$$

(2.1)

burada η , pompanın toplam verimidir.

1) Sıvının sıcaklığı: Belirli bir noktadaki sıvının celsius ($^{\circ}\text{C}$) olarak sıcaklığıdır.

2.2. Ölçülmesi Gereken Parametreler

Bir pompanın performans eğrileri genellikle bes değışkene göre verilmektedir; debi, giriş gücü, toplam verim, diferansiyel basınç ve dönüş hızı. Giriş gücü ya doğrudan ölçülebilir veya hesaplamayla belirlenir (denklem 2.2'yi kullanarak). Bu çalışmada hesaplama metodu kullanılmaktadır. Bu, dönüş hızı ve giriş momentinin ölçümünü gerektirmektedir. Pompanın diferansiyel basıncı, emme ve basma basınçlarına ölçerek belirlenir. Toplam verim, çıkış gücünün debi ve diferansiyel basınç kullanılarak belirlendiği denklem (2.6)'yla hesaplanmaktadır.

Performans katsayılarının deneysel olarak belirlenmesi, şu miktarların ölçümünü gerektirmektedir; debi, dönüş hızı, mevcut kapasite, diferansiyel basınç, moment ve sıvı viskozitesi. Tablolardan viskoziteyi belirlemek için sıvının sıcaklığı ölçülmelidir. Deneyler esnasında sabit tutulması gereken pompanın giriş sıvısının sıcaklığı kontrol etmek gerektiğinden dolayı da bu ölçüm gereklidir. Bir pompanın mevcut kapasitesi ya imalatçı tarafından verilir ya da deneysel olarak belirlenmelidir. Bu da debi ve dönüş hızının ölçümünü gerektirmektedir.

Bazı hesaplamalar için gerekli olan sıvı yoğunluğu sıvı stokundan elde edilir.

Debi, bir açıklık göstergesi tarafından belirlenirse, açıklıktan dolayı ortaya çıkan basınç düşmesi, U-tüp manometresiyle ölçülebilir. Eğer o kalibreli bir volumetrik tank tarafından belirlenirse, tankta toplanan sıvının hacmi ve toplanacak sıvı için geçen zaman ölçülmelidir.

Sonuç olarak, bu çalışmanın amaçlarını yerine getirmek için aşağıdaki parametreler ölçülmelidir;

- a) Dönüş hızı,
- b) Debi,
- c) Moment,

Sayma cihazı sayımı otomatik olarak durdurmalı ve başlatmalıdır ve toplam impuls sayımı için gerekli olan zamanın %0,5 inden daha fazla hata yapmamalıdır.

(2) Doğrudan gösteren bir takometre vasıtasıyla B sınıfında, takometre üzerindeki en küçük birim, d/dak. olarak ölçülmekte olan hızın %1.0'ından daha fazlasını ifade etmemelidir.

Test düzeneğinde kullanılan araç, dijital bir voltmetreyle bağlantılı olan bir a-c elektrik generatör takometresi olabilir. O, bir sonsuz dişli mekanizması vasıtasıyla hareketini dişli kutusunun çıkış şaftından olan bir mile bağlı olabilir.

Takogeneratörün çıkış voltajı, dönüş hızıyla doğru orantılıdır ve ortaya çıkan voltaj, iki elektrotla takogeneratöre bağlanan voltmetreden okunabilir. Bir stroboflaş kullanarak; takogeneratör, pompa şaft hızına göre kalibrelenir.

Dijital voltmetrenin ölçüm doğruluğu + 0,01 dir. Hız ölçümündeki hata, B sınıfı ölçümler için Tablo 2.1'de verilen sınırlar içindedir

ASME
ASME güç test kodları [5] 'de verilen metodlardan biri olan bu sistemdeki hız ölçümü, aşağıdaki avantajlar nedeniyle adapte edildi:

- Elverişlilik,
- Düzenekte sabit bir bölme olarak kullanılabilir,
- Test hız dizisi dahilinde doğrusal bir çıkışı vardır,
- Uzaktan gösterge veya kayıda izin vermektedir,
- Doğruluk nisbeten fazladır,
- Serviste dikkate değer bir aşınma etkisi yoktur,
- Nisbeten küçük, hafiftir ve kolayca monte edilebilir.

B sınıfı ölçümler için kaynak [1] de belirtildiği gibi her testten önce cihaz kalibrelenmelidir. Kalibrasyon, işletme şartlarıyla ortaya çıkan muhtemelen kötü faktörleri hesaba katacak şekilde yerleştirilen ekipmanla birlikte yapılmalıdır.

2.3.1. Momentin ölçümü

Kaynak [1], moment ölçümü için aşağıdaki metodları önermektedir.

Bu metodlar, B sınıfı ölçüm için Tablo 2.1'de belirtilen doğruluğu elde edebilecektir.

1. Döner şasi dinamometre,
2. Optik moment ölçer.

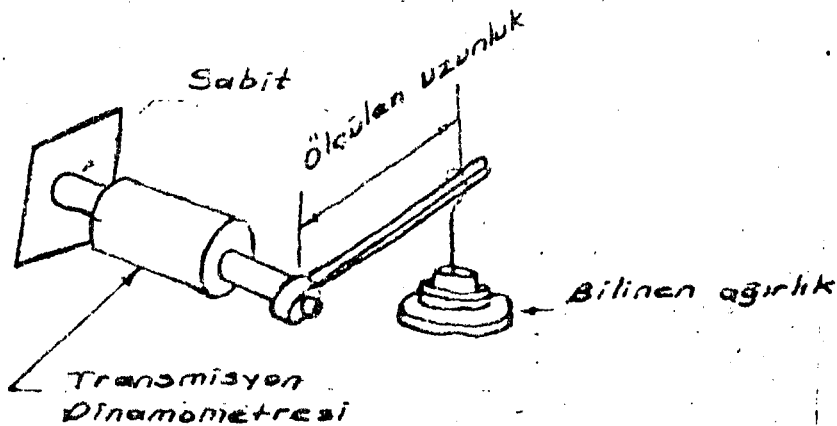
Kaynak [2], bir transmisyon dinamometresiyle kalibre edilen transmisyon dinamometresinin kullanımını veya uygun bir su frenini veya kızaklı elektrik dinamometresini tavsiye etmektedir.

Transmisyon dinamometresi veya torsion dinamometresi de kaynak [4] tarafından moment ölçme cihazı olarak önerilmektedir.

Pompa giriş momentini ölçmek için düzenekte kullanılan cihaz, yüzey gerilimi tipindeki bir transmisyon dinamometresidir; mevcut bütün standartlar tarafından kabul edilmektedir. Gösterge cihazı olarak bir köprü amplifikatör kullanılabilir.

Kalibrasyon: Her bir testten önce moment ölçer kalibre edilmelidir. Bir kutbu bloke ederek ve Şekil 2.1'de belirtildiği gibi ölçülen bir moment kolundaki kalibreli ağırlıklar vasıtasıyla bilinen momentler diğer kutba uygulayarak yapılır. Dönüş, doğruluk limitleri dahilinde kalibrasyonu etkilemez. Burulma dinamometresinin kalibrasyonu, yerleştirilen burulma gösterge cihazı ile ayarlanır (köprü amplifikatör).

Gösterge gözlemleri, azaltılması gereken zamansız yükleme, artan yüklemelerle yapılan okuma tedbirleriyle birlikte, bir seri artan ve bir seri azalan yükle yapılır.



Şekil 2.1. Transmisyon dinamometre kalibrasyonu

Kabul edilen sistematik hata sınırları —

Ölçüm			
Dönüş hızı	$\pm 0.5 \%$	$\pm 1.0 \%$	$\pm 2.0 \%$
Tork	$\pm 0.5 \%$	$\pm 1.0 \%$	$\pm 2.0 \%$
Çiğ	$\pm 0.75 \%$	$\pm 1.5 \%$	$\pm 3.0 \%$
Debi	$\pm 0.5 \%$	$\pm 1.5 \%$	$\pm 2.5 \%$
1,5 bar sını- rının altındaki basınçlar	± 0.01 bar	± 0.03 bar	± 0.05 bar
1,5 barın üst.basıncı.	$\pm 0.5 \%$	$\pm 1.5 \%$	$\pm 2.5 \%$
Sıvı ısısı	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$	$\pm 1.0^{\circ}\text{C}$	$\pm 2.0^{\circ}\text{C}$

Tablo 2.2. Seçilen nominal parametrelerin 1 gösterge değerlerinin müsaade edilen değişim limitleri

Kaynak [2] ve [3] tarafından incelenen benzer değerler, B sınıfı ölçümler için Tablo 2'de verilenlerden ya daha az ya da onlara eşittir.

Bu yüzden, kaynak [1] tarafından incelenen B sınıfı ölçümler, test ölçümlerindeki sistematik hata sınırları ve test parametrelerinin kaymalarındaki sınırlara oranla kaynak [2] ve [3] tarafından da kabul edilmektedir.

2.4. Ölçüm Metodları ve Araçları

Bu bölüm, mevcut standartlar tarafından kabul edilen ölçüm metodları ve araçlarıyla bu çalışmada için adapte edilenleri takdim etmektedir.

2.4.1. Dönüş hızının ölçümü

Kaynak [1], Tablo 2.1'de incelenen doğruluklara ulaşması gereken dönüş hızının ölçümü için aşağıdaki metodları önermektedir.

(1) Digital bir teknik kullanarak ölçülen bir zaman aralığı için devirleri sayarak. Sayılan puls miktarı d/dak.'dan az olmamalıdır.

13 N-m'nin üstündeki moment ölçümleri kabul edilebilir sınırlar dahilinde hata payına sahip olabilecektir.

Moment ölçerin kalibrasyonu onu sistemden ayırmaksızın gerçekleştirilmelidir.

2.4.2. Debinin ölçümü

Debi ölçüm metodları aşağıda olduğu üzere sınıflandırılır?

1. Pozitif dönüş-iletimli debimetre
2. Türbin-tip debimetre
3. Kalibreli volumetrik tanklı sistem
4. Değişken-açıklık tipi debimetre

Herbir ölçüm metodu için, belirli tedbirler ve tavsiyeler, ayrıca kalibrasyon metodları, [2] de verilmektedir.

Test düzeneğinde, debi bir delikli plakaya bağlı U-tüp manometreyle ölçülmektedir. Bu metodu mevcut bütün standartlar kabul etmektedir. Delikli plakanın tasarımı, İngiliz standardı BS1042.7 'ye uymaktadır. Bu açıklık göstergesi ile ölçülebilen, kabul edilebilir en küçük debi yaklaşık 3 l/min dir (sıvının vizkozitesine göre değişir).

Ölçümün hata oranı, Tablo 2.1'de verilen toleranslar dahilindedir; B sınıfı ölçüm için + 1,5%

Açıklık göstergesinin kalibrasyonu, volumetrik kalibreli tanka sıvıyı toplayarak ve bu iş için gereken zamanı ölçerek yapılır. Kalibrasyon yapılacağı zaman, sıvının yönü hacim (volumetrik) tankına çevrilmelidir. Bu kalibrasyon sistemi, açıklık göstergesinin test esnasında denenen bir sıcaklıkta gerçek test sıvısına kullanarak kalibre edilmesini mümkün kılar. Sıvı seviyesi sıfır olduğunda, bir durdurucu saat başlatılır.

Belirli bir zaman sonra (minimum 20 saniye, [4]) saat durdurulur ve aynı zamanda sıvı hacmi kaydedilir. Debi hesaplanır. Bu tankın kendisinin kalibrasyonu hacim ölçümleriyle yapılır. Durdurucu saatinin doğruluğu 1/10 saniyedir.

Açıklık göstergesinin debi ölçüm dizisindeki limitten daha düşük ve 60 l/min (mak. tasarım değeri) den daha fazla debiler de volumetrik tankı kullanarak ölçülebilir. Aslında, volumetrik tankı kullanarak herhangi bir debi ölçümü yapılabilir, fakat ölçümünün kolaylığından dolayı açıklık göstergesi tercih edilmektedir.

2.4.3. Basınç ölçümü

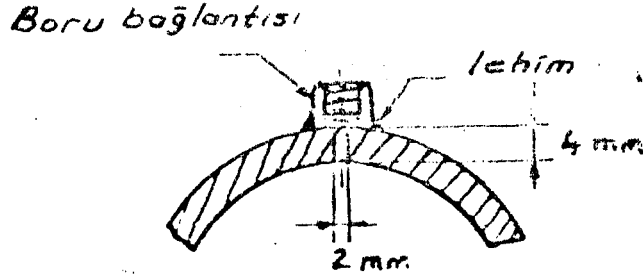
Kaynak [1] basınç ölçümü için özel bir metod önermemektedir. [2] ve [4] nolu kaynaklar, merkürü manometrelerini veya basınç musluklarındaki sıvı pasajlarına (geçitlerine) bağlı Bourdon göstergelerini tavsiye etmektedir.

Düzenekte basınç Bourdan göstergeleriyle ölçülmektedir. Göstergeler, Tablo 2.1'de belirtilen hassasiyeti elde edebilmektedirler. Pompa emme basıncı, -30'dan +30 Hz'ye kadar uzanan ölçme sınırıyla bir vakum-basınç göstergesi tarafından ölçülmektedir (yaklaşık -1/+1 bar). Hassasiyeti gerekenden daha iyidir. Pompanın basma basıncı, 0-250 bar'lık bir Bourdan göstergesiyle ölçülmektedir. Göstergenin skalası üzerindeki taksimat 1,3 mm den daha büyüktür ve B sınıfı ölçümler için [1] tarafından istendiği gibi, ölçülecek maksimum basıncın % 1,5'undan daha büyük olmayan basınçları temsil etmektedir. Basma basıncı dalgalanma göstergesinden dolayı, kolayca okunabilen ve sadece hafifçe dalgalanan bir okuma sağlayabilen cihaz ve basınç musluğu arasına konan bir iğne valfi kullanarak basınç göstergesine gelen basınç kısılmaktadır. Gösterge değeri ortalama basınç olacaktır.

Basınç göstergeleri, basınç ağız prizlerindeki geçitlere bağlıdır (Bak Şekil 2.2).

Basınç ağızlarının yerleşimi ve tipi [2] 'ye uymaktadır. Basınç ağızları, 2mm çapında olurlar. Borunun iç yüzeyi keskin kenarları olmaksızın ağızlığa doğru pah kırılmıştır. Ağız deliklerinin uzunluğu, [1] 'de belirtildiği gibi, çapının iki katından az olmayacak şekilde (boru duvar kalınlığına eşit) 4mm'dir. Ağız da içeren boru menfezi temiz ve pürüzsüzdür. Hatlara bağlı olan cihaz 3mm çaptan az değildir.

BS 4617, basınç ölçümü için aşağıdakileri belirtmektedir;



Şekil 2.2. Basınç ağızları

"Basınç ağız noktaları, üniteye bağlı boru çaplarının iki katından az, dört katından fazla olmayacaktır ve boru düz olmayacaktır, basınç ağız noktasının altında en azından 10 çaptaki bir noktaya bağlantıdan gelen boru (düzgün) menfezli olmayacaktır."

a) Emme Borusu

Basınç ağız noktası, gereken sınırlar dahilinde bulunan pompa bağlantısından 12cm. uzunlukta kensa daha iyi değerler alınabilir.

b) Basma Hattı

Boru düzdür ve gerekli minimum ölçüden daha büyük olan basınç ağız noktasının altındaki bağlantıdan itibaren düz bir menfeze sahip olabilir.

Atmosferik basınca yakın basınçlar ölçüleceğinde; ölçüm noktasının pozisyonu, sabit basit yüksekliği hataları [1] açısından önemlidir. Böylece, emme basıncı göstergesi sadece ağız noktasının üstüne bağlanmaktadır.

Basma basıncı göstergesinin kalibrasyonu, ölü ağırlık deneyicisi vasıtasıyla yapılmaktadır. Gösterge her bir testten önce kalibre edilmelidir.

2.4.4. Güç Ölçümü

Kaynak [1] ve [2] giriş gücü ölçümleri için iki metod önermektedir; (1) bir çeşit dinamometre kullanarak giriş gücünü veya momenti doğrudan ölçmek, (2) doğrudan bağlantılı-motor tahrikli pompalar için kalibreli elektrik motorları kullanarak. Kaynak [4] birinci metodu önerir. Bu çalışmada tork bir transmisyon dinamometresiyle ölçüldüğünden; giriş gücü hesaplamayla belirlenir.

Pompanın mekanik giriş gücü, ölçülen dönüş hızı ve giriş torku değerlerini kullanarak, denklem (2.2) den hesaplanacaktır.

$$P_1 = \frac{2\pi N \cdot m}{60000} \text{ kw} \quad (2.2)$$

burada;

N : Dönüş hızı (d/dk)

m : Moment N-m

Hidrolik çıkış gücü, ölçülen debi ve diferansiyel basınç değerlerini kullanarak, denklem (2.4)'den hesaplanacaktır.

$$P_2 = \frac{\Delta P \cdot Q_a}{600} \text{ kw} \quad (2.3)$$

ΔP : Basınç farkı, bar

Q_a : Debi, lt/dak.

Giriş ve çıkış güçlerinin belirlenmesindeki hata, tablo 2.1'de verilen limitler dahilindedir.

2.4.5. Sic. Ölçümü

Kaynak [1], sıvının sic. ölçmek için aşağıdaki araçları önermektedir.

- 1) Cıvalı veya alkollü cam termometreler
- 2) Cıvalı çelik termometreler
- 3) Elektrik rezistanslı termometreler
- 4) Termo elemanlar
- 5) Termistörler

6) Buhar basıncı termometreleri

Kaynak [2] ve [4] bu ölçüm için hiçbir araç belirtmemektedirler.

Sıvının sic. dört bölgede ölçülmektedir [1] :

- 1) Ünite girişindeki sıvı sic.liği
- 2) Ünite çıkışındaki sıvı sic.liği
- 3) Debi ölçüm noktasındaki sıvının sic.liği
- 4) Drenaj sıvısının sic.liği

Sıvılı cam termometrelerin avantajları:

- i) kullanımı basittir,
- ii) kalibrasyonu sabittir,
- iii) ucuzdur,
- iv) hasar kolayca görülür,
- v) yardımcı bir güç kaynağı gerekmez,
- vi) hassastır.

Bu tip termometrenin ana dezavantajı uzaktan okumaya adapte edilememesidir.

Termometrelerin hassasiyeti, gerekenden [1] daha iyi bir şekilde $\pm 0.25^{\circ}\text{C}$ 'dir. Yayılma yoluyla boru duvarından ve termometre girişinden ısı kaybını önlemek için; ağıktaki kısımlar uygun bir termal izolasyon maddesiyle kaplanır.

BS 4617 1 sic. ölçüm noktası bölgeleri için aşağıdakileri belirtmektedir;

"Girişten pompaya ve pompadan çıkışa kadar sıvının sic. pompaya yapılan bağlantıdan 4 boru çapı uzaklıktan^{**} daha yakın olan noktalarda ve basınç ağzundan uzaklığı^{**} 2-4 boru çapları arasında olan noktalarda ölçülmeyecektir"

b) Dış yüzey sic.liği

Test esnasında, pompa dış yüzeyinin sic. sabit yüzeylerin girilebilen en sıcak yüzeyinde $\pm 2^{\circ}\text{C}$ hassasiyet ile ölçülmelidir. En sıcak parçanın pozisyonu kaydedilmelidir [1].

c) Çevre sic. ölçümü

Çevre sic. test şartları altında pompadan 1m az 2m'den fazla uzaklığa konulmayan, hassasiyeti $\pm 2^{\circ}\text{C}$ olan bir termometre vasıtasıyla ölçülmelidir. Bu termometre, pompaya yakın olan havanın sic. gösterecek şekilde yerleştirilmelidir ve ısı kaybı ve de hava akımlarından korunmalıdır [1].

Bu ölçüm, portatif bir kelepçeye tutturulmuş, hassasiyeti $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ olan civalı bir cam termometreyle yapılabilir.

2.4.6. Yoğunluk ölçümü

kg/l şeklindeki kütle yoğunluğu sıvının yapımıcısının sağladığı verilerden elde edilmelidir [1].

2.4.7. Sıvı vizkozitesinin ölçümü

Sıvının, test için seçilen sıcaklıklardaki vizkoziteleri belirtilmelidir. Deneyden hemen önce veya sonra test düzeneği donanımından alınan sıvı numunelerinin vizkozitesi ölçülmelidir.

2.5. Tavsiye Edilen Test Düzeneği

B.S.4617 1 , pompa üniteleri için iki çeşit tipik test devresi önermektedir. Birincisi, bir açık devre sistemi, diğeri ise bir kapalı devre sistemidir. Açık devre sistemi Şekil 2.3'de gösterilmektedir. Yükseltilmiş emme basınçlarının gerektiği yerde, basınç emniyet valfli bir yükseltme pompası tavsiye edilmektedir. Yükseltici pompa, test pompasının maksimum gereksinimlerinden daha büyük bir debi sağlayacaktır. Bir hava yükleme tankı gibi diğeri emme basıncını yükseltme yolları kullanıldığında; süzülmemiş havanın etkilerini azaltmak için gerekli tedbirler alınmalıdır.

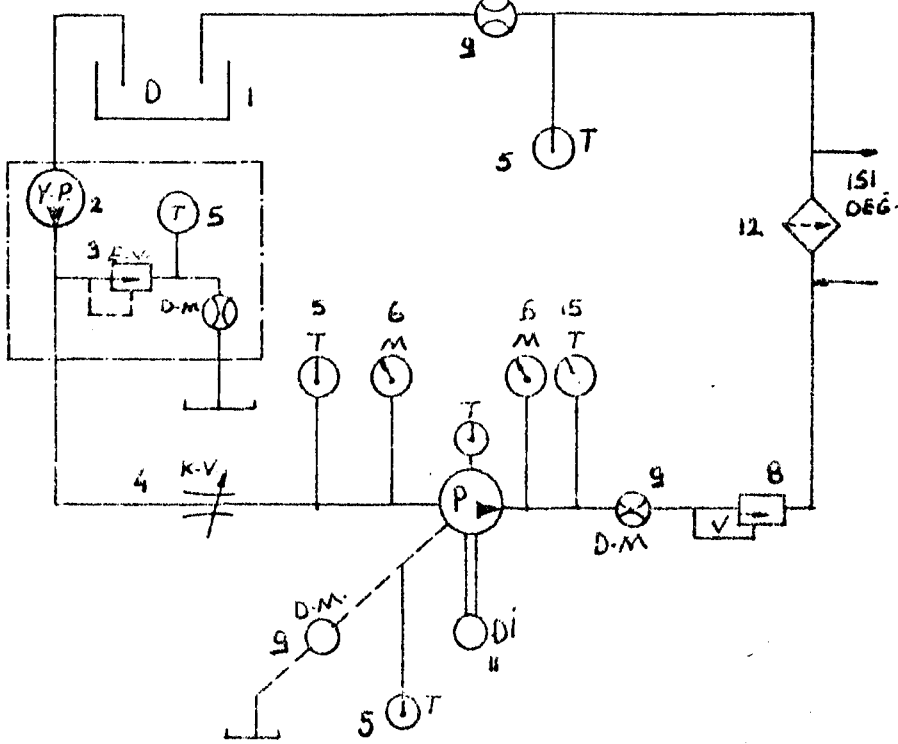
Şekil 2.4.'de alternatif bir kapalı devreyi göstermektedir, burada soğutma amacıyla daha büyük bir akım gerekmedikçe yükseltici pompanın sağlayacağı debi, toplam devre kayıplarının biraz üstündedir.

Her iki tip devrede de debi ölçümü, yüksek basınç veya düşük basınç basma hattından yapılabilir.

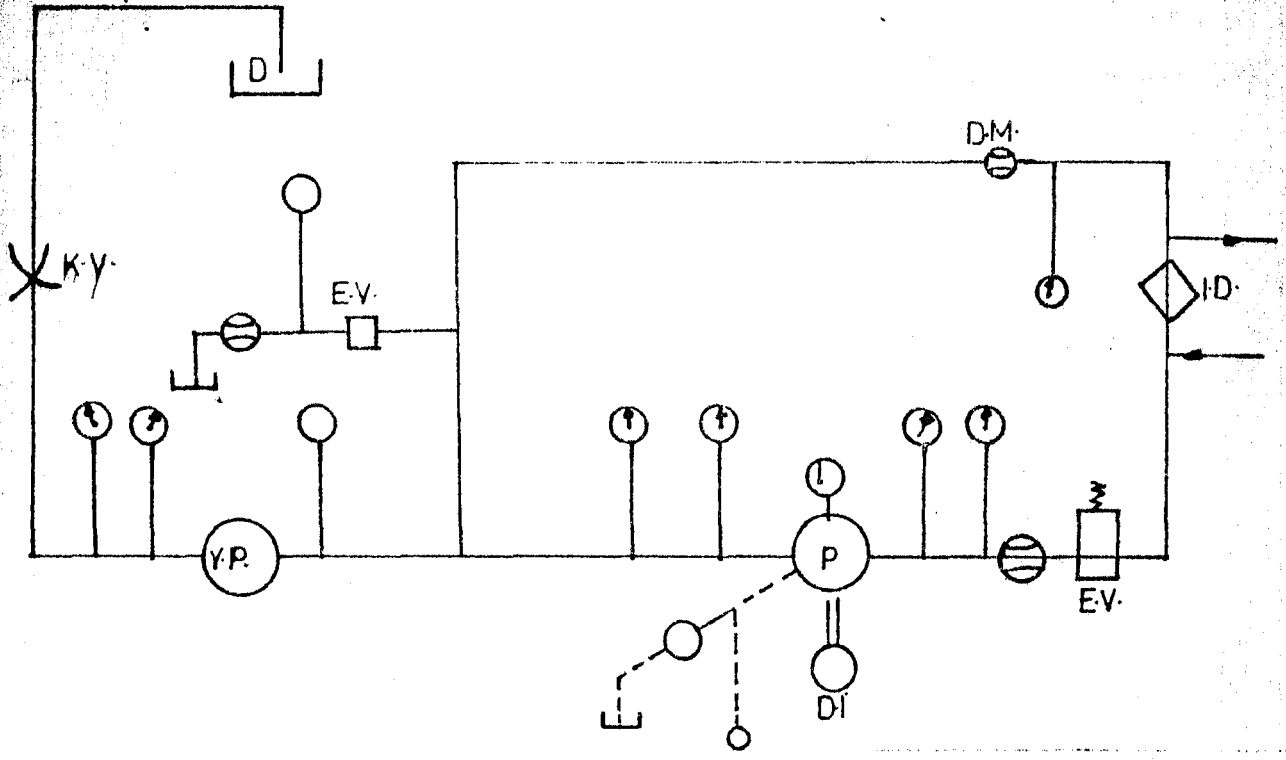
ANSI/B 93.27 3 , Şekil 2.3'da gösterilen test devresini önermektedir. 0 bir açık devre sistemidir. Debi ölçümü, basma hattının düşük basınç tarafından yapılmaktadır. Şekil 2.3 ve Şekil 2.6'dan kolayca görülebileceği gibi, kaynak [1] ve [3] tarafından tavsiye edilen 2 devre esasta aynıdır.

[2] ve [4] nolu kaynaklar, pompalar için belirli bir test devresi vermemektedirler.

Bu çalışma için tasarlanan test devresi Şekil 1.1 de gösterilmektedir. BS 4617 1 ve ANSI/B 93.27 3 standartlarına uyar. Pompanın emme basıncı, deposundaki yağ seviyesi ve emme kontrol valfı tarafından ayarlanır, bu yüzden emme hattında pompa kullanılmaz. Debi ölçümü, pompa basma hattının düşük basınç tarafında yapılmakta-

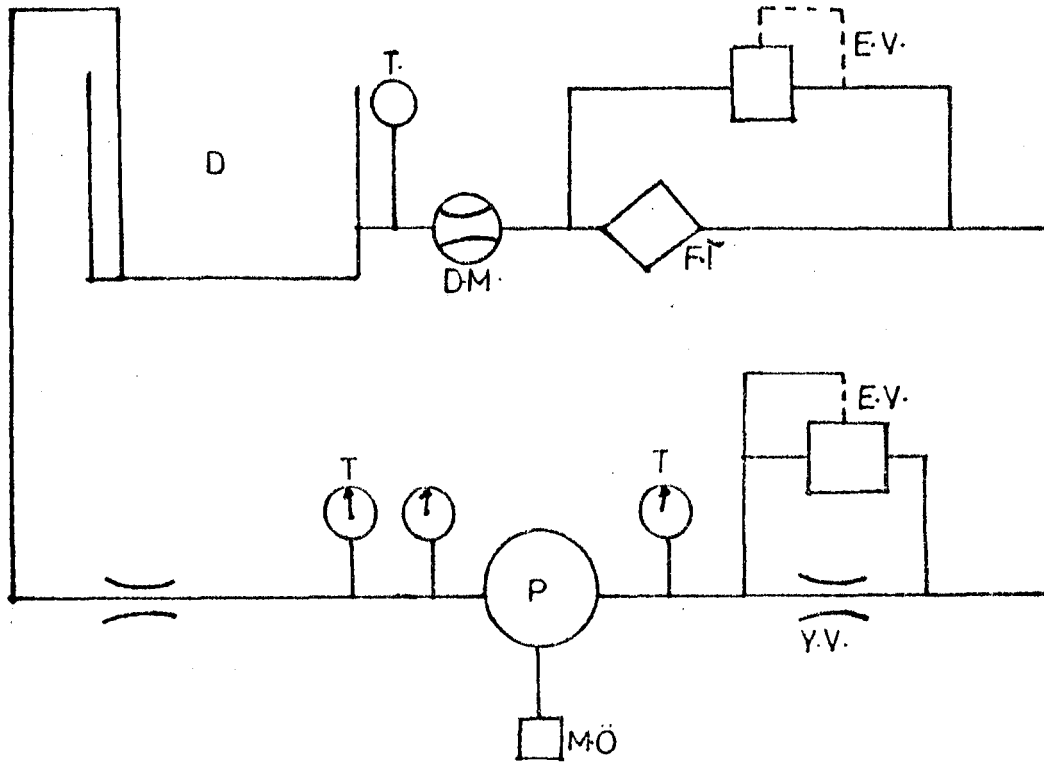


Şekil 2.3. 1 (açık devre sistemi) pompa ünitesi için tipik test devresi
 1. Depo, 2. Yükseltici pompa, 3. Emme valfi, 4. Kontrol valfi (8, ve 3'e alternatif olarak), 5. Termometre, 6. Basınç göstergesi, 7. Pompa Ünitesi, 8. Basınç kontrol valfi veya çalışma şartlarının ayarını yerine getirmek için kullanılan diğer yüklenme cihazı, 9. Debimetre, 10. Filtre, 11. Dinamometre, 12. Isı değiştiricisi.



Şekil 2.4. (kapatlı devre sistemi) 1 pompa ünitesi için tipik test devresi

1. Depo, 2. Yükseltici pompa, 3. Emniyet valfi,
4. Kontrol valfi (2 ve 3'e alternatif olarak)
5. Termometre, 6. Basınç göstergesi, 7. Pompa ünitesi, 8. Basınç kontrol valfi veya çalışma şartlarını yerine getirmek için kullanılan diğer yükleme aracı, 9. Debimetre, 10. Filtre, 11. Dinamometre, 12. Fan dalilataci.



Şekil 2.6. Açık test devresi

değerde nominal olarak sabit tutulacaktır (Tablo 2.2). Emme basıncının kontrolü, rezervuardaki sıva seviyesi ve emme hattındaki kontrol valfiyle yapılır.

Testler, imalatçı tarafından tavsiye edilenler dahilinde, pompaya girişte ölçülen belirli bir sıva ısısında yürütülecektir. Bir grup spesifik test koşulu için okumaların yapıldığı süre esnasında, sıvının ısısının ölçümleri, Tablo 2.2'nin toleransları dahilinde olmalıdır.

Ayrıca aşağıdaki ısı ölçümleri kaydedilmelidir.

1. Pompa girişindeki sıva sic.liği
2. Pompa çıkışındaki sıva sic.liği
3. Debi ölçüm noktasındaki sıvının sic.liği
4. Drenaj sıva akışı
5. Max. dış yüzey sic. ve yerleşimi
6. Çevre ısısı

Her bir grup ölçüm, sadece kontrol edilen parametrelerin değerleri Tablo 2.2'nin tolerans sınırları dahilinde olduğu zaman yapılacaktır. Yapılan gösterge okumalarının sayısı ve dizideki durumları, değiştirilmekte olan fonksiyonun tam ölçümünde pompa performansını temsil edecek şekilde seçilebilir.

b) Mevcut Kapasitenin Belirlenmesi [1]

Pozitif dönüç iletimli bir pompanın mevcut kapasitesi, farklı gaft hızları için çıkış debisini ölçerek ve hesaplayarak belirlenecektir;

$$V_i = \frac{1000 \Delta Q_a}{\Delta N} \text{ ml/dk} \quad (2.7)$$

burada;

- V_i : Mevcut kapasite, ml/dk
 Q_a : Debi, (H/dk)
 N : Dönüç hızı, (dv/dk)

c) Çalışma Testleri

Pompanın debisi, giriş gücü ve toplam verimi, pompayı farklı

olarak kurulup-işitilecektir.

b) Pompalar, yapımcının onayladığı bir sıvıyla test edilmelidir.

c) Herhangi bir deneye başlamadan önce rezervuardaki sıvının seviyesi kontrol edilecektir.

d) Deneyler yapılmadan önce, ünite yapımcının tavsiyelerine uygun olarak işleme alınacaktır. Pompanın ve deney donanımının düzgün işlediğini gösteren tatminkar bir ön çalışma yapılmadan önce deney başlatılmamalıdır [1] , [2] .

e) Deneylerden önce bütün cihazlar kalibre edilmelidir [1]. Kalibrasyon veya düzeltme eğrileri ya da tabloları önceden hazırlanacaktır.

f) Deneyden önce, (ısı değiştiricisinin havalandırma bağlantısını açarak) bütün serbest hava sistemden dışarı atılmalıdır.

g) Ölçme araçlarının ve pompanın düzgün çalıştığından emin olmak için deneyden önce ve sonra dikkatli araştırma yapılmalıdır. Dahili pompalama elemanlarına ve sıvı pasajlarına, pompa ve tahrik sırasına, basınç ağzları, şaft sızdırmazlık ayarı ve sızıntı, elektriki bağlantılara, yağlama sistemine, likit sızıntı atımına ve önemli temizliklere dikkat edilmelidir [2].

h) Herbir deney, sadece makül, sabit test şartları yerine geldiğinde başlayacaktır.

i) Deney test esnasında, gösterge okumalardaki dalgalanmalar kaydedilmeli ve kabul edilebilirlik derecesini belirlemek için Tablo 2.2'yle karşılaştırılmalıdır.

j) Bütün gösterge okumaları zamana kıyasla yapılmalıdır. Bir seri okunayla belirlenen bütün değerler, eşit zaman aralıklarında yapılan gözlemlerin ortalaması olarak hesaplanacaktır.

k) Moment ölçenin fırçaları ve halkaları herbir deneyden önce temizlenmelidir. Uzun ömürlülüğü denemek için alınan gerçek moment değeri okuması dışında, fırçalar halkalardan uzak tutulmalıdır.

Pozitif iletimli pompalarda ortaya çıkan sızıntının başlıca sebebi, düşük ve alçak basınç bölgelerini ayıran çesitli parçalar arasındaki küçük boşluklarda oluşan akıntıdır. Bu küçük parçalara genellikle kılcal geçit denir. Bu sızdırma geçitlerinin bir çoğu temelde, boşluklarda ortaya çıkan akıntıyla birlikte iki düz paralel kısım şeklindedir. Kayma katsayısı, kılcal akıntının karakteristik ifadesinin aşağıdaki gibi olabileceği şeklinde tanımlanır.

$$C_p = C_s \frac{V_i (P_1 - P_2)}{\mu} \times 6 \times 10^9 \quad (3.2)$$

burada;

V_i : Pompanın devir başına aktarımı (mevcut kapasite),
l/dv.

$P_1 - P_2$: Basınç farkı, bar

μ : Ortalama mutlak viskozite, C_p

6×10^9 : Dönüştürme faktörü

Kayma katsayısı, C_s ;

$$C_s = \frac{K_1 h^3}{v_i} \quad (3.3)$$

burada k_1 bir sabittir ve h aralığın kalınlığıdır.

Geometrik olarak benzer bir dizi unite ele alındığında, herhangi bir ünitenin fiziksel boyutları bir karakteristik boyut, Δ , ile orantılıdır. İletim, V_1 , karakteristik boyutun kübüyle orantılıdır. Böylece kayma katsayısı;

$$C_s = k_2 \left(\frac{h}{\Delta}\right)^3 \quad (3.4)$$

burada k_2 bir sabittir.

Sonuçta kayma katsayısı aralık oranının kübü ile değişir ve imalat toleransına karşı hassas olması beklenilebilir.

b) Direnç Katsayısı

Pozitif iletimli bir pompayı harekete geçirmek için gereken moment, teorik moment ve kayıp terimleri olarak ifade edilebilir. Böylece,

$$M_a = M_t + M_r + M_f + M_c \quad (3.5)$$

burada;

M_a : gerekli gerçek moment, N-m

M_t : basınç farkından ve sadece ünitenin fiziksel boyutlarından doğan ideal moment, N-m

M_r : Pompanın sabit ve hareketli parçaları arasındaki dar geçitlerde bulunan sıvının yoğun kesmesinden doğan sürtünme moment, N-m

M_f : basınç farkıyla doğru orantılı olan mekanik sürtünmeden doğan sürtünme momenti, N-m

M_c : hem basınç farkı hem de hızdan bağımsız olan sabit sürtünme momenti, N-m

Yoğun sürtünme terimi için (M_r), bir direnç katsayısı (C_d) şu şekilde kullanılmaktadır;

$$M_r = C_d V_1 M \times \frac{10^2}{2\pi \times 6 \times 10^9} \quad (3.6)$$

(Yukarıdaki denklem, hareketli paralel levhalar arasındaki kılcal akıntının analizinde kullanılan ifadelerden kurulmaktadır.)

Burada; N : dönüç hızı, dv/dk .

ve $10^2/(2\pi \times 6 \times 10^9)$, birimler için dönüştürme faktörüdür.

V_i , Λ^3 ile doğrudan değiştiğinden, direnç katsayısı bağıntıyı sağlamalıdır.

$$C_d \propto \frac{\Lambda}{h} \quad (3.7)$$

Bu nedenle C_d , h/Λ olarak tanımlanan aralık oranıyla ters orantılıdır.

c) Sürtünme katsayısı

Sürtünme-moment (M_f), çalışma basıncıyla ilgili frenleme momentiyle ortaya çıkan sızdırmazlık elemanlarının varlığından doğmaktadır.

Sürtünme katsayısı, C_f , aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır;

$$M_f = C_f (P_1 - P_2) V_i \times \frac{10^2}{2\pi} \quad (3.8)$$

burada $10^2/2\pi$, bir birim dönüştürme faktörüdür.

C_f , sürtünme moment parametresini ideal momente bağlayan bir boyutsuz katsayıdır. C_f , pompalama elemanlarının aralıklarına bağlı değildir ve geometrik olarak benzer birimlerin birinden diğerine farklılık göstermez. C_f 'nin büyük değerleri, metalin-metale teması ve ciddi bir aşınmanın göstergesidir.

Pozitif iletimli hidrolik bir pompanın verimi;

$$\eta = \frac{1 - C_s \frac{P_1 - P_2}{M N} \times 6 \times 10^9}{1 + C_d \frac{M N}{6 \times 10^9 (P_1 - P_2)} + C_f} \quad (3.9)$$

Sonuçta, geometrik olarak birbirine benzeyen bir dizi pompanın

verimi 4 parametre tarafından belirlenir; C_s, C_d, C_f ve $N/(6 \times 10^9 (P_1 - P_2))$. Verimlerin en uygun değerlerini bulurken, bu parametreler önemli rol oynamaktadır. Bu yüzden, geometrik olarak benzeyen pozitif iletimli hidrolik pompaların incelenmesinde, performans katsayılarının belirlenmesi esastır.

3.2. Performans Katsayılarının Deneysel Olarak Belirlenmesi

Performans katsayılarının deneysel olarak belirlenmesinde ölçülmesi gereken değerler;

Q_a : Pompadaki hidrolik sıvının gerçek değeri, l/dk.

$(P_1 - P_2)$: Pompanın emme ve basma kısımları arasındaki basınç düşüğü, bar.

T_a : Pompanın milindeki moment, N-m

N : Pompanın dönüş hızı, dv/dk

μ : Hidrolik sıvının ortalama yoğunluğu, CP

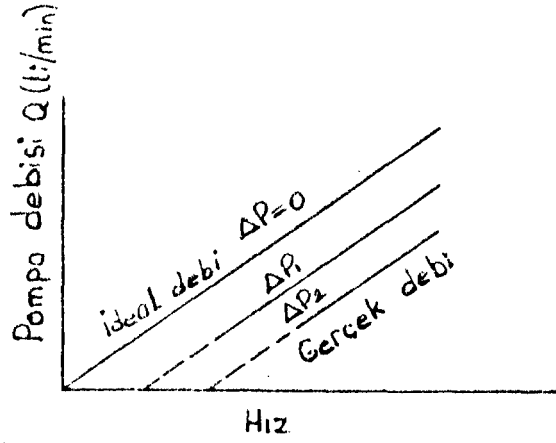
Denklem (3.1)'de, Q_t için $(H \times V_i)$ 'yi ve Q_1 için denklem (3.2)'nin sağ tarafını yerine koyarak, pompanın gerçek debisi;

$$Q_a = H V_i - \frac{6 \times 10^9 C_s V_i (P_1 - P_2)}{\mu} - Q_r \quad (3.10)$$

Basınç düşmesini ve yoğunluk sabitini de ele alırken basma debisini hızın bir fonksiyonu olarak ölçen birçok deney yapılmalıdır. Pompa için teorik bir debi eğrisi çizilebilir; bu eğri, pompanın devir başına iletimine eşit bir eğim ile düz bir hat olacaktır. Kaviteasyon kaybının, Q_r , sıfır olacağı farzedilmektedir. Farklı basınç düşmelerindeki çizimler Şekil 3.1'de bulunmaktadır.

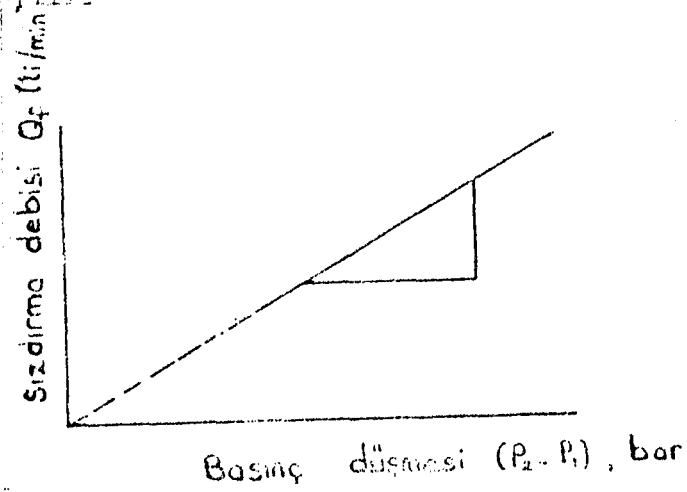
Viskoziteyi sabit tutmak için yoğun ısısı dikkatlice kontrol edilmelidir. Boğluk ve türbülans kayıpları büyük hatalara neden olduğundan; çok yüksek debilerden kaçınılmalıdır.

Eğer sabit basınç düşüğü eğrileri sıfır-hız ordinatına kadar uzatılırlarsa; kalcal geçitlerdeki sızdırmanın debisi, ideal debiden sapmayı oluşturmaktadır. O zaman, sızdırma debileri Şekil 3.2'de olduğu gibi, onlara neden olan basınç düşmelerine karşı çizilir.



Şekil 3.1. $n=f(Q)$ eğrileri

Denklem (3.10)'a göre bu eğrinin eğimi $6 \times 10^9 C_s V_1 / \mu$ olacaktır ve bu eğimin belirlen değerinden kayma katsayısının değeri, C_s , hesaplanabilir.

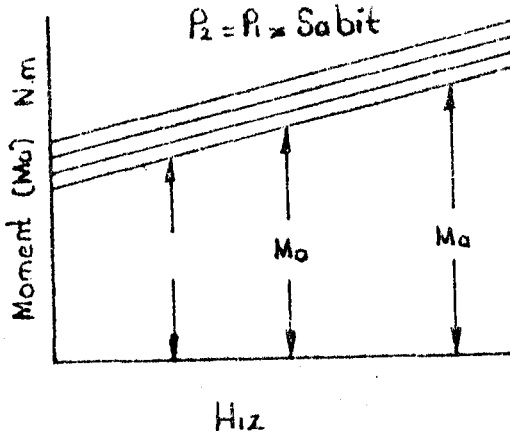


Şekil 3.2. Basınç düşmesi sızdırma debisi eğrisi

Denklem (3.9)'te, H_t için $(P_1 - P_2) V_1 \times 10^2 / 2\pi$ 'yi, H_p için de (3.9)'nın sağ tarafını ve H_t için denklem (3.8)'in sağ tarafını eşitleyerek pompaya girilen moment M_a 'daki şekle gelir;

$$M_a = \frac{10^2}{2\pi} (P_1 - P_2) V_1 + \frac{10^2}{2\pi \times 6 \times 10^9} C_d V_1 \mu N + \frac{10^2}{2\pi} C_f (P_1 - P_2) V_1 + H_c \quad (3.)$$

Sabit bir basınç düşmesi ve sabit bir viskozite için çeşitli **saft** hızlarında pompayı harekete geçirmek için gereken moment ölçülür; diğer basınç düşmesi değerlerinde işlem tekrar edilir ve Şekil 3.3'de gösterildiği gibi bir çizim hazırlanır.

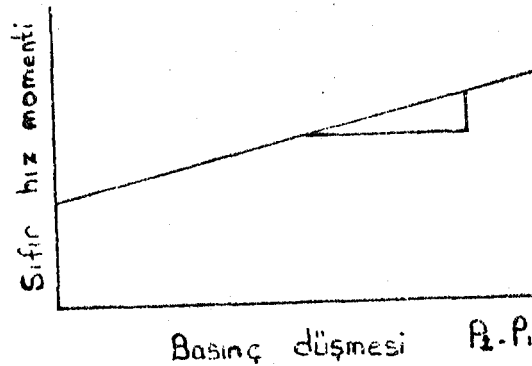


Şekil 3.3. $n=f(H_d)$

Sabit (P_1-P_2) için eğriler sıfır-hızına göre ele alınmaktadır. Sıfır-hız moment, M_0 , basınç düşmesine karşı çizilmektedir.

$$M_0 = \frac{10^2}{2\kappa} (P_1-P_2) V_1 (C_F+1) + M_c \quad (3.12)$$

(P_1-P_2) 'ye karşı çizilen M_0 eğrisinin sıfır-basınç aralığı M_0' dir ve Şekil 3.4'de gösterildiği gibi eğim, $V_1(C_F+1) \times 10^2 / 2\kappa$ 'ye eşittir. Böylece, C_F 'nin değeri bulunabilir.



Şekil 3.4. Basınç düşümü sıfır-hız moment eğrisi

Sabit bir basınç düşmesi için (devir sayısına) karşı M_a eğrisinin eğimi aşağıdaki ifadeye eşit olmalıdır;

$$\frac{M_a}{N} = C_d V_i / M \frac{10^2}{2\pi \times 6 \times 10^9} \quad (3.13)$$

direnç katsayısı, C_d , böylece elde edilebilir. Sonuçta bütün uygun katsayılar değerlendirilip, pozitif iletimli pompaların sabit durum operasyonunu anlamayı kolaylaştırmak için boyutsuz bir temelde verimleri grafikte göstermek mümkün olmaktadır.

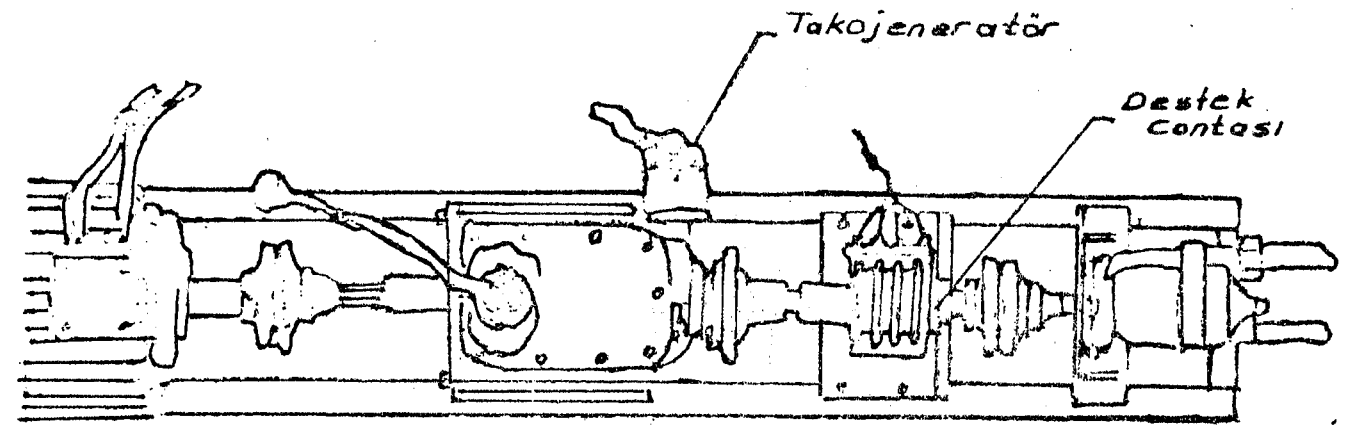
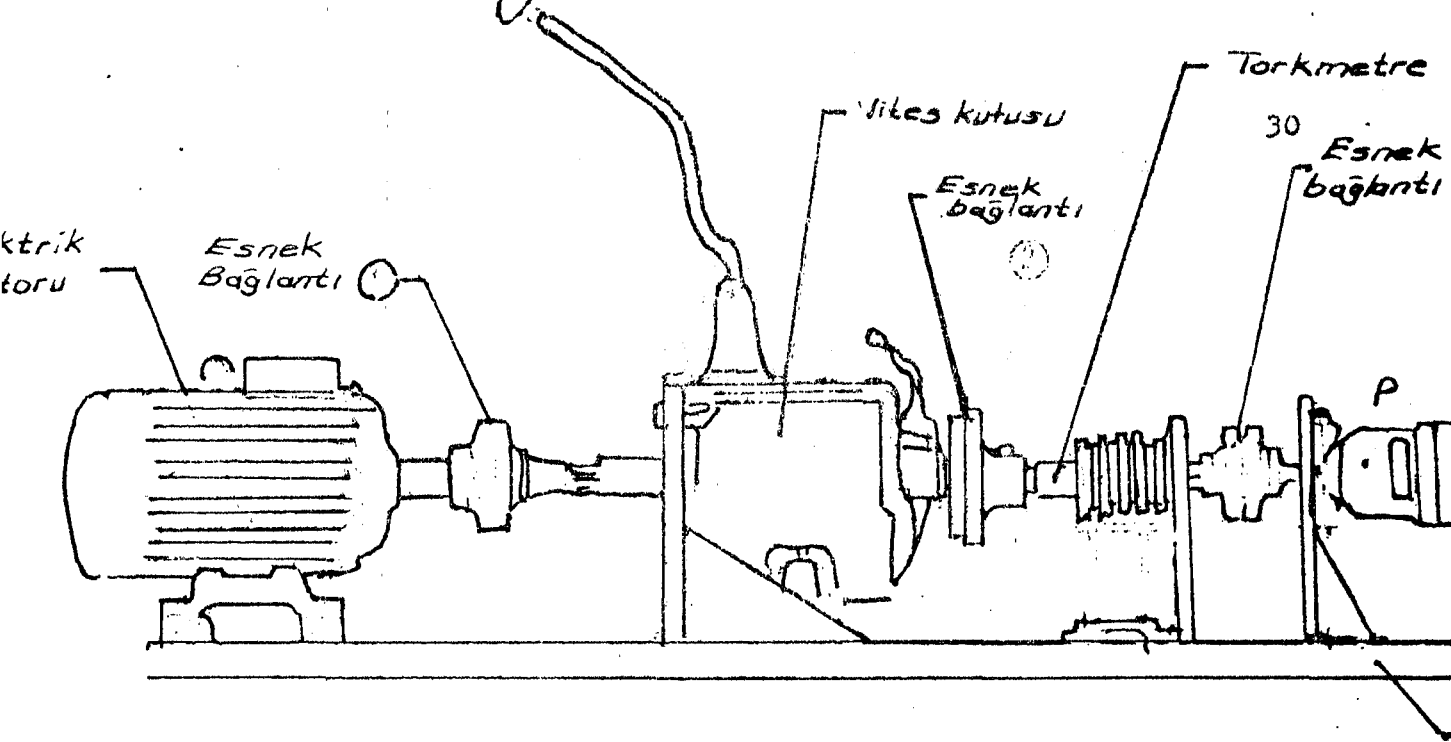
4. DENEY DÜZENLEĞİ VE ELEMANLARININ TASARIMI

4.1. Test Düzenliğinin Tasarımı

Test düzenliğinin tasarımı, BS 4617 1 ve ANSI/B 93.27 3 standartlarına uymalıdır. Şematik olarak çizim şekil 1.1'de görülmektedir. Bölüm 2.5'de genel tasarım özellikleri açıklanmaktadır.

Deney devresi iki bölümden oluşmaktadır; tahrik sistemi ve hidrolik devre. Tahrik elemanı bir elektrik motorudur. Bir vites kutusu geçitli hız sağlayan motora bağlıdır. Pompa milinin dönüş hızını ölçmek için, vites kutusunun çıkış shaftı yanındaki bir bağlantı fişinde bir takogeneratör bulunmaktadır. Pompa giriş momentinin ölçümü için pompa ve vites kutusu arasında bir moment ölçer kullanılmaktadır. Moment ölçer mili bir destek contasıyla desteklenir. Motor, vites kutusu ve pompayı birbirine bağlamak için 3 kavrama kullanılabilir. Tahrik sisteminin bütün elemanlarının bir yekpare gasi üzerinde bulunması tavsiye edilir.

Deney devresinin hidrolik kısmı birçok hidrolik eleman ve ölçü aletlerinden oluşur. Giriş, dönüş ve sızdırma bağlantıları, sıvı seviye göstergesi, filtre, süzgeç ve bir bölme levhasıyla bağlantılı olabilir. Pompanın giriş hattı esneklik sağlamak için bir hortum, giriş kontrol valfi ve bir akım düzenleyici, termometre oyuğu ve bir vakum/basınç göstergesinin monte edildiği düz boru bölümünden oluşur. Boru, bir adaptörle pompaya bağlanmaktadır. Bu adaptör, değişik giriş ölçüleri olan pompalarda değiştirilmelidir.



Şekil 4.1. Deney düzeniğinin tahrik sistemi

Pompanın basma kısmında, bir basınç göstergesi, termometre oyuğ-u, basınç emniyet valfi ve yük valfinin bağlandığı düz boru kısmı vardır. Boru, pompa basma kısmının ölçüleri değıştiginde değıştirilmesi gereken bir adaptörle pompaya bağlanır. Bu boru kısmı, bir hortum vasıtasıyla, sıvının ısısını kontrol eden ve ortaya çıkabilecek maksimum ısı yükünün yaklaşık 3/4'ünü yokedebilecek olan bir ısı değıştiricisine bağlanmalıdır. Isı değıştiricisinde su giriş ve çıkışı, yağ giriş ve çıkışı, hava ve gazdırma bağlantıları olabilir. Bir

basiñç emniyet valfi ile yüksek yağ basiniğlarına karđı korunmalıdır. Su Őehrin suyundan alınabilir ve suyun debisi giriğ bağlantısındaki bir valfle kontrol edilir. Basma hattı iki kısma ayrılmaktadır; birisi rezervuara diğer de hacim tankına gitmektedir. Sıvı, iki kapama valfiyle iki hatta da akar. Tank, tabandan rezervuara bağlanır. Bu tank üzerinde bir seviye göstergesi ve fazla akıntı borusu bulunmaktadır.

4.2. Tahrik Sistemi Elemanlarının Tasarımı

4.2.1. Motor

a) Maksimum güç gereksiniminin hesaplanması

Bir pompanın hidrolik güç çıkışı denklem (2.4) tarafından verilmektedir;

$$P_2 = \frac{\Delta p \cdot Q_a}{600} \text{ kw}$$

burada;

Δp : basiniğ farkı, bar

Q_a : pompanın debisi, l/dk

Test edilecek pompalar için maksimum tasarım basıncı ve debisi 200 bar ve 60 l/dk olduğundan, maksimum dizayn çıkış gücü;

$$P_2 = \frac{(200)(60)}{600} = 20 \text{ kw ' tır.}$$

Bir pompanın mekanik giriğ gücü denklem (2.5)'le;

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} \text{ dir, burada } \eta \text{ toplam pompa verimidir.}$$

Maksimum motor gücü gereksinimi;

$$P_{\text{motor}} = \frac{P_1}{\eta_{\text{vites kutusu}}}$$

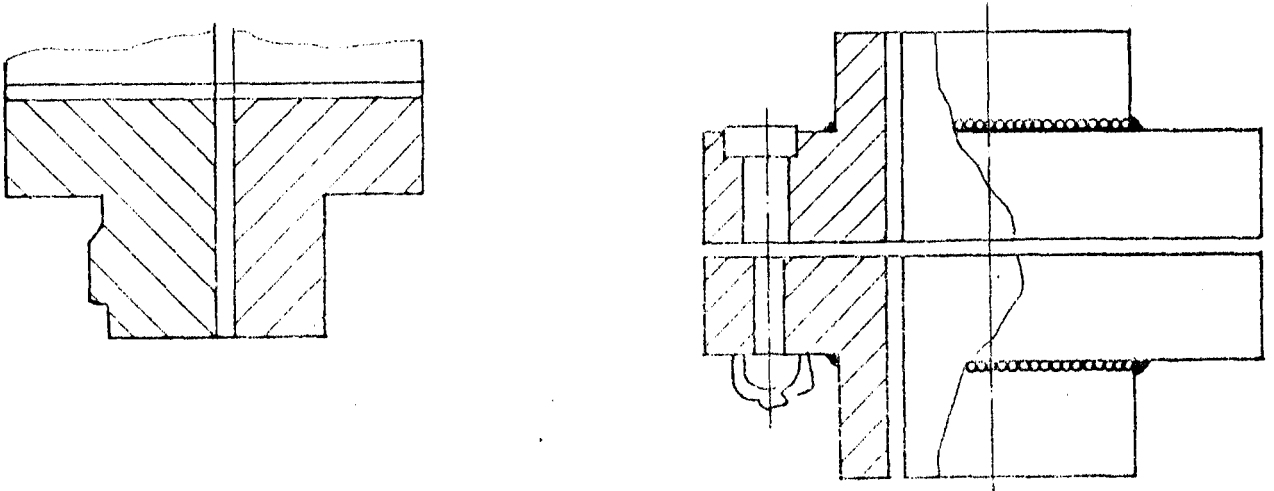
4.2.2. Vites kutusu

Pompaları farklı hızlarda çalıştırmak için bir değiştiriciye ya da bir vites kutusuna gereksinim vardır. Hız devamlı değiştirilebileceğinden dolayı bir değiştirici tercih edilmektedir. Fakat o bulunmadığından ve satın almak çok pahalı olacağından, bir vites kutusunun kullanılmasına karar verilebilir.

4.2.3. Kavramalar

Burulma titreşimlerini azalttıktan sonra, millerin küçük aksenel hareketleri ve miller arasındaki küçük boşlukları önlediklerinden esnek kavramalar kullanılmaktadır.

Kavramalar pin tipindedir. Sivataların yerini alan kavramanın bir yarısına katı bir şekilde tutturulmuş pinler ve pinlerin herbirinin kavramanın diğer yarısındaki deliklerde bulunan kauçuk yataklar taşıma halinde, pin tipindeki esnek kavrama katı kavramaya benzerdir. Kavramanın iki yarısının karpallarla yüzleri, millerin uzantılarına veya yivli uçlarına rajmen temas önleyecek büyüklükte bir açıklıkla birbirinden ayrılabilir. Rajmen bir merkezi çevre veya sürgü kullanılmaktadır.



Şekil 4.3. Esnek kavramanın çaprazlık sistemi

burada D, boru iç çapıdır.

Deney devresinde kullanılan yağ Shell Tellus 27 olabilir.

4.3.2. Isı değiştirgeci

Pompa tarafından üretilen bütün hidrolik enerji, mekanik bir iş yapılmadığından, ısı enerjisi olarak dağıtılacaktır. Eğer bu ısı enerjisinin toplanmasına izin verilirse, sıvının sic. artacaktır. Sızdırmazlık bozuklukları ve sıvı viskozitesi değişikliklerinden dolayı yüksek ısı istenmektedir. Bunun yanında, pompa girişindeki sıvının sic. testler esnasında $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 'de ayarlanmalıdır. Bu nedenle, devreye bir ısı değiştirgeci konmalıdır.

a) Isı Yükünün Hesaplanması

Maksimum pompa çıkış gücü (hidrolik);

$$P_{\text{pompa}} = P_{\text{elek}} \times \eta_{\text{vites}} \cdot \eta_{\text{pompa}} \cdot \eta_{\text{kutusu}}$$

Rezervuarın soğutma kapasitesi;

$$H_p = 0,001 \times TD \times A \quad (\text{Ref /19/})$$

burada;

A : Depo yayılma yüzeyi, ft^2

TD : Çevre ve yağ arasındaki ısı farkı, F

H_p : Rezervuarın soğutma kapasitesi, Hp

Aşağıdaki sebeplerden dolayı ısı değiştiricisinin dizaynında bu ısı yükünü yaklaşık 1/4'ü imal edilecektir;

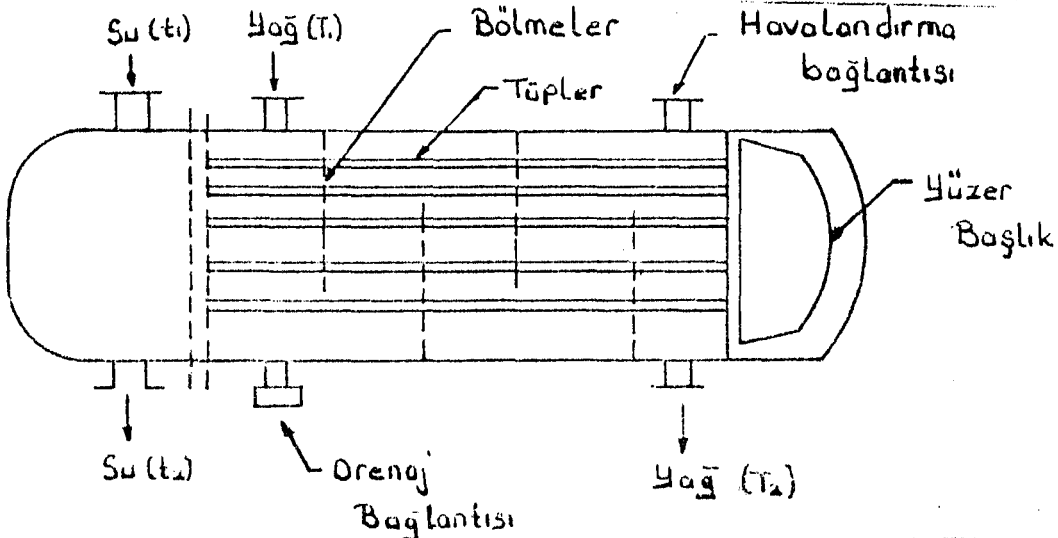
- devrenin her tarafından çevreye ısı kayıpları olacaktır,
- yağın sıcaklığının 60°C 'ye (a) kadar yükselmesine izin verildiğinden bazı ısı yüklerinden kurtulmayıabilir,
- sistem çok nadir olarak tam yükte çalıştırılacaktır.

Isı değiştiricisinin ana fonksiyonu ısıyı kontrol etmektir; yağ sic. 60°C civarında arttığı sürece bütün ısı yükünden kurtulmak değildir.

b) Isı Değiştirgecinin Tipinin ve Dizaynının Belirlenmesi

Kazan ve tüp tipinde, su soğutmalı, tüp tarafı iki geçişli, kazan tarafı tek geçişli, küçük bölümler ile hareketli tüp demeti tipinde ısı değiştiricisi tasarlanmakta ve imal edilmelidir. Maksimum verim elde etmek için değiştiricinin kazan kısmından daha kalın bir sıvı dolaydırılmaktadır. Su, şehir kaynağından alınır. Verimi arttırmak ve gereken su debisini azaltmak için çift geçiş düzeni tercih edilir.

Bakımı kolay olacağından, hareketli tüp demeti tercih edilmektedir ve genişlemeye doğan tüp demeti üzerindeki termal basınçlar azaltılmaktadır. Naft ve su arasındaki ısı değişimini düzgunleştirmek ve



Şekil 4.4. Isı değiştirgecinin şematik gösterimi

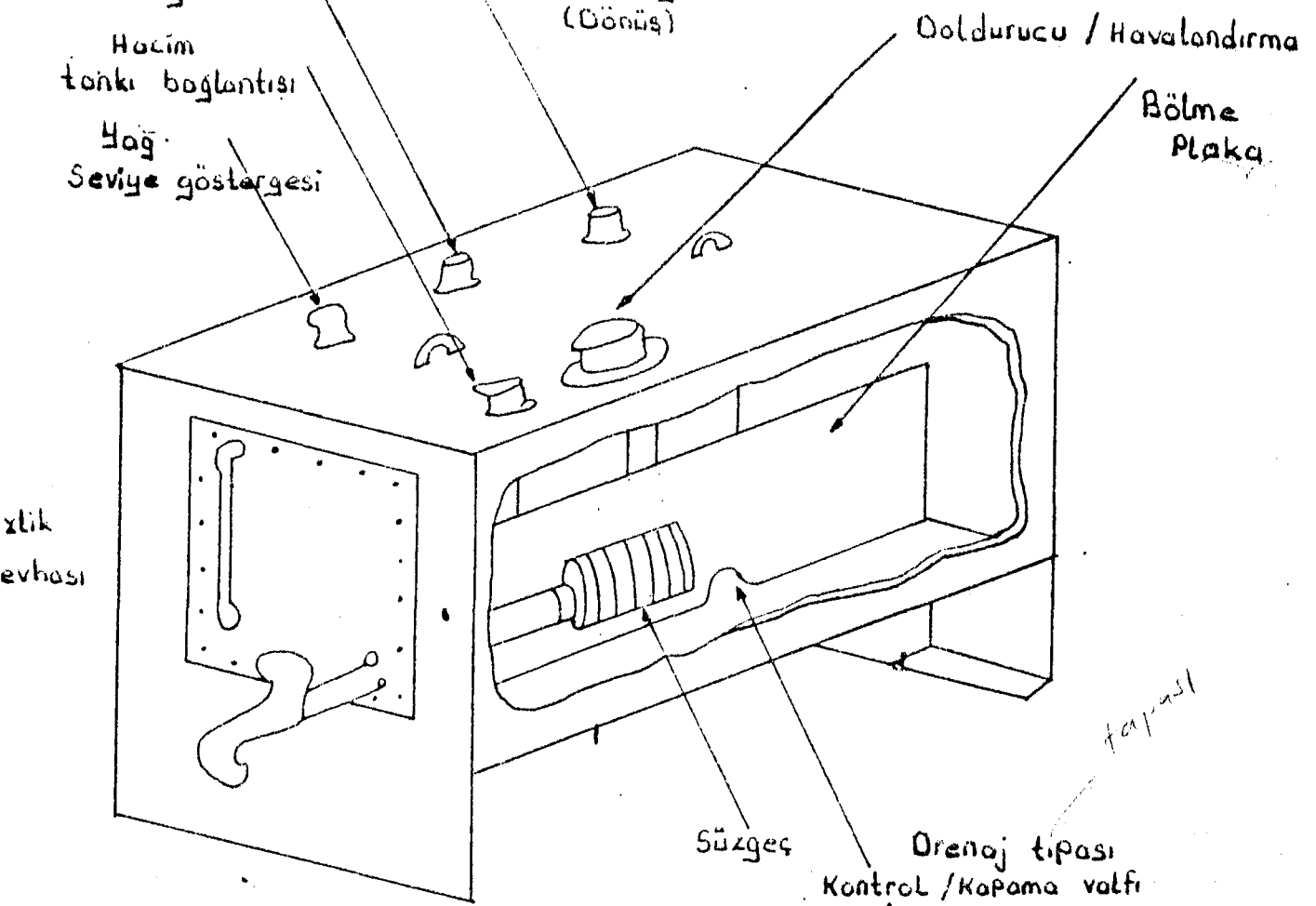
4.3.3. Depo

Sistemin sıvısına depolama fonksiyonuna ilaveten, hidrolik bir rezervuar bulgunculardan oluşması, girilen havanın ayrılması ve ısı yayılımı için de hizmet eder.

Test devresinde kullanılan rezervuar şekil 4.5'de gösterildiği gibi dikdörtgen bir tanktır. Karakteristikleri aşağıdadır.

Hacim: litre olarak gereken minimum kapasite, l/dk olarak ifade edilen pompa kapasitesinin 1-3 katı kadardır.

Gerekli kapasiteyi etkileyen faktörler, dahili filtreye uğramasının bağlılığıta sistemin dolması olan gerekli hacmi ve kısa



arıllıklarla işi olarak termal bir denge unsuru olan kapasiteyi de içermektedir.

Test devresinde bir ısı değiştirici kullanıldığından, rezervuar sadece pompa kapasitesini sağlayacak kapasiteye sahip olmalıdır.

İlet hattı: Emme hattı, yağ seviyesinin oldukça altındadır. Bununla birlikte tankın dibinde yerleşen tortuyu temizler. Rezervuara sızdırmadan pompaya yardım etmesini sağlamak için emme hattında bir kapama valfi bulunur. Dönüş hatları, sıvının havalanmasını önlemek için, sıvı seviyesinin altında bitmektedir. Bu hatların çıkışları, soğutma için ısı transferine yardımcı olacak sıvı dolajını sağlayarak tank duvarına hafif bir açıyla çarpacak şekilde yerleştirilmektedirler.

İki dönüş hattı vardır (biri hacim tankı için ve diğeri de drenaj hattı bağlantısı için)

Bölme: Aynı sıvının tekrar dolajını engellemek için pompa giriş hattı, bir bölmeyle sıvı dönüş hattından ayrılır. Sıvının yavaş dolajını tortulana ve havanın kirlenmesine sebep olur.

Temizleme teçhizatları: Rezervuarın temizlenme gereksinimi, rezervuarın bir ucuna somunlarla tutturulmuş contalı bir levha tarafından karşılanmaktadır.

Drenaj: Rezervuarı, periyodik olarak temizlemek için elipte bir drenaj deliği ve (kapağı) tıpası bulunur. Bütün sıvanın drenajına yardımcı olmak için, rezervuarın dibi hafif V-şeklinde yapılmaktadır.

Seviye göstergesi: Sistemin çalışması için sıvı seviyesi kritik bir durum arzettiğinden, rezervuarı ağızsızın kontrol edebilmek için bir gösterge bulundurulur. Bu, bir ucu sıvı seviyesinin altına batırılmış, diğer ucu yukarıda bulunan cam bir tüptür. Yüksek, alçak ve nominal çalışma seviyesi işaretlenir. Mekanik bir zararı önlemek için tüp bir koruyucuyla korunmaktadır.

Doldurma ve havalandırma: Uygun bir sıvı seviyesi elde etmek için, üstte bulunan bir doldurucudan sıvı ilave edilir. Sıvı eklendiğinde yabancı maddeleri dışarı almak için bir iç-ekran bulundurulur. Kaybolmasını önlemek için açma tapasına kısa bir zincir tutturulur. Sistemin çalışması esnasında sıvı seviyesi değiştiğinde bu yol vasıtasıyla dışardaki havanın girişine izin verilir. Çevredeki hava tozlu olmadığından bir hava filtresi bulunmamaktadır.

Alt boşluk: Drenaj boşluğunu elde etmek, soğutma için serbest hava hareketine izin vermek ve tankın altındaki zemini temizleme boşluğu bırakmak için, tank-destek yapısı yeterli boşluk içermektedir.

Rezervuar, dört civatayla bir U-putrel çatı üzerine monte edilmektedir. İç yüzeyler, hidrolik yağa dayanıklı özel bir boyayla boyanır.

4.3.4. Hacim tankı

Açıklık göstergesinin sakması dışında olan debiyi ölçmek ve açıklık göstergesini kalibrelemek için sistemin integral bir parçası olarak bir hacim tankı bulunmaktadır.

Kaynaklı çelik levhalardan yapılmaktadır ve sıvı doldurulduğunda deformasyonu önleyecek kadar katıdır. Yatay kesit alanı düzdür.

Bütün sıvının drenajına yardımcı olmak için tankın dibi hafifçe eğilmektedir. Drenaj deliği tankın alt kısmında geridedir ve rezervuara bağlı olan drenaj hattına bir kapama valfi bağlıdır. Yağ, tankın maksimum seviyesinin üstünde dolmasına izin verdiğinde, sıvıyı rezervuara yönlendirmek için bir aşırı-debi borusu kullanılmaktadır.

Tank, rezervuarın bulunduğu şasi üzerindeki bir çatıyla alttan desteklenir. Üstüne konulan bir kapakla tank yabancı maddelerden korunur.

4.3.5. Valfler

i) Yükleme valfi

Tamamen açık olduğunda, yükleme valfi vasıtasıyla minimum bir basınç düşmesi elde etmek için büyük delik alanı bulunan bir valf kullanılmalıdır (1" veya daha fazla çaplı) fakat böyle bir valf bulunmadığından; 3/8" delik alanı bulunan bir valf kullanılmaktadır. Bu, iğne tipi disk ile dövülmüş çelikten bir glob valftir. Kesiti, Şekil 4.9'da bulunmaktadır.

Bu valf, pompanın basma hattına yerleştirilir. El kısmını çevirerek küçük oynamalarla basınç ayarlamaları yapılabilir.

Valf tamamen açık olduğunda maksimum debi için basınç düşmesi, aşağıdaki denklemi kullanarak hesaplanır [22] :

$$dp = \left(\frac{W \sqrt{V}}{63,5 C_v} \right)^2$$

Burada,

W : kütle debisi, lb/h

V : spesifik hacim, ft³/lb (akış yönündeki basınçta ve sıcaklıkta)

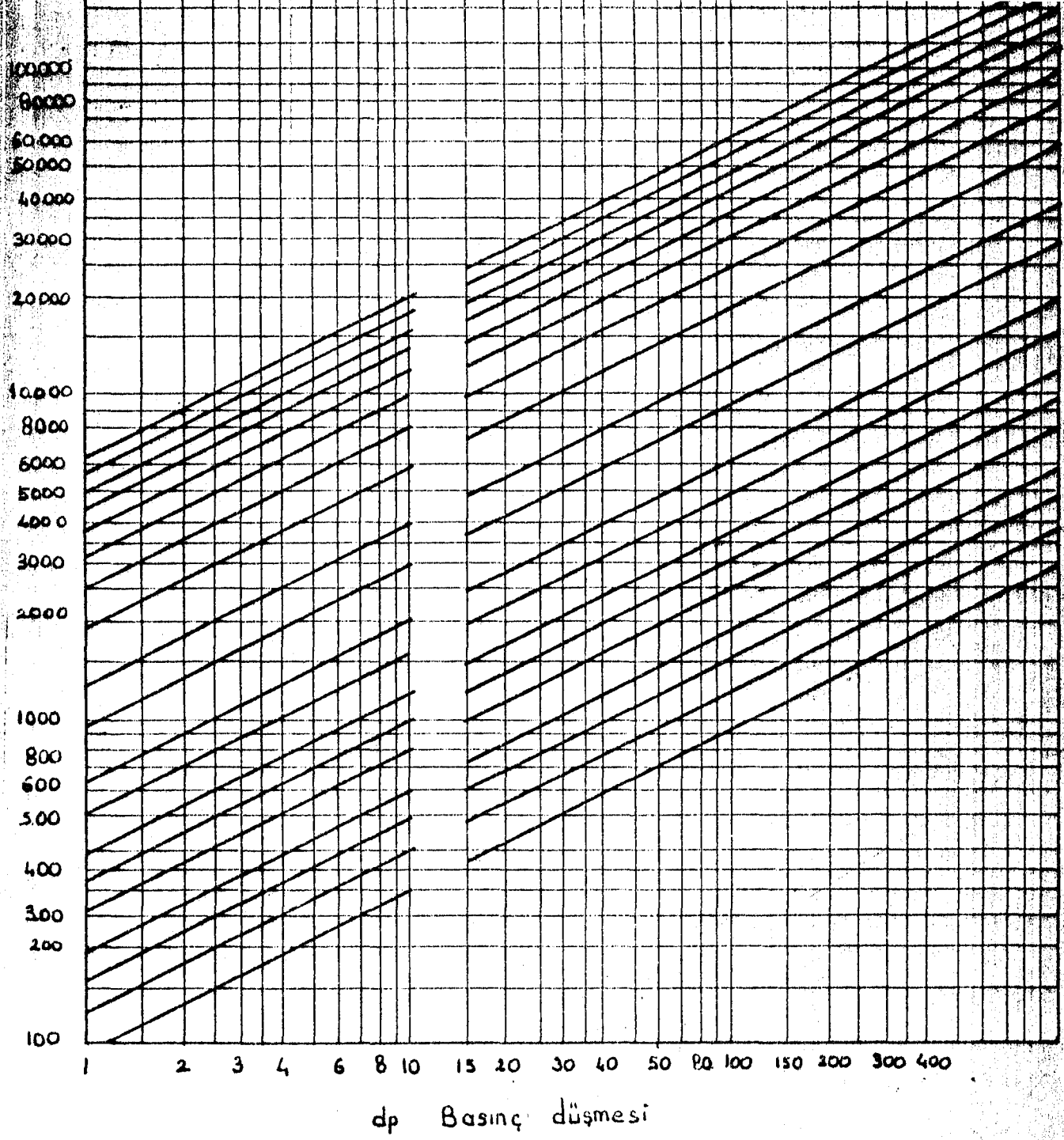
dp : basınç düşmesi, psi

C_v : valf debi katsayısı (tamamen açık)

Bu valf için

$$C_v = 1,1$$

$$W = \int \times Q_{\max}$$



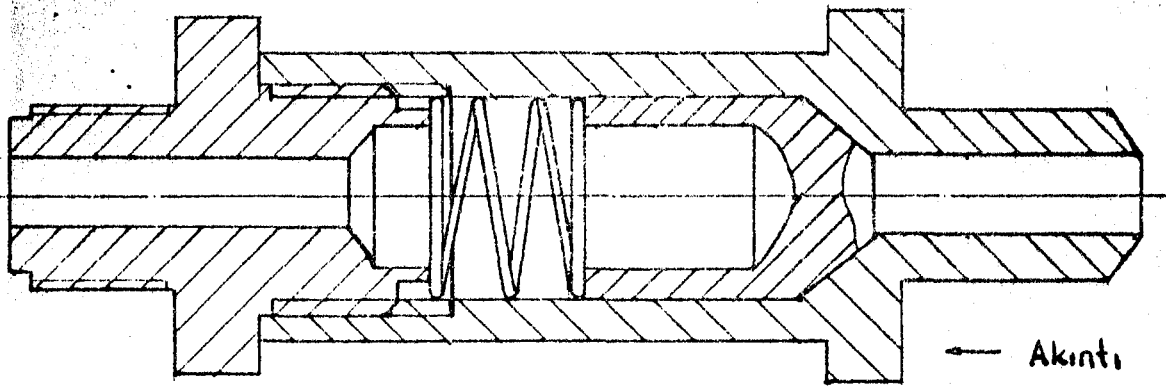
Şekil 4.7. Çeşitli iğne valfler için basınç düşmesi tablosu[22]

için bir valf kullanılır. Gösterge ve basma hattındaki basınç ağzı arasına yerleştirilmektedir. Bu valf, daha küçük bir debi alanıyla, yapı olarak yüklenme valfine benzetilmektedir.

d) Kapama valfleri

Devrede 6 kapama valfi kullanılabilir.

i) Rezervuarı sızdırmaksızın görev yapan pompaya yardımcı olmak üzere ve emme basıncını ayarlamak üzere pompanın emme hattına koyulan valf.



Şekil 4.8. Isı değıştirci için emniyet valfi

- ii) Yağ ısısını kontrol etmek için su debisini ayarlamak üzere ısı değıştircisinin su-giriş hattına konulan valf.
- iii) Akıntıya hacim tankına girmek üzere rezervuardan önce pompaya basma hattına konulan valf.
- iv) Hacim tankına giden hat üzerindeki valf.
- v) Hacim tankının drenaj hattındaki valf.
- vi) Isı değıştircisinin havalandırma bağlantısı üzerindeki valf.

4.3.6. Filtreler

Sistem elemanlarının problemsiz çalışması ve uzun süre dayanması için hidrolik sıvı daima temiz tutulmalıdır. Bu yüzden, hidrolik bir devrede filtrelerin kullanılması kesinlikle gereklidir.

Test devresinde iki filtre kullanılmaktadır;

a) Hama hattı filtresi (sünger): Pompaya büyük parçacıklardan korur. Rezervuarına yerleştirilir.

b) Dönüş hattı filtresi: Rezervuardan önce dönüş hattına yerleştirilmektedir (düşük basınç tarafına). Bu filtrede, filtre elemanının takaslarına gösteren görsel bir uyarı cihazı vardır. Dönüş hattı filtresinin özellikleri;

4.3.7. Termometre yuvaları [8,23]

Yağın sic. çivalı cam termometrelerle üç noktada ölçülmektedir (i-pompaya giriş, ii-pompadan çıkış ve iii-açıklık göstergesinden önce). Termometrelerin hassas elemanları direk olarak yağın içine yerleştirilemeyeceğinden, termometre yuvaları kullanılmaktadır. Bir termometre yuvası, sic. duyarlı bir elemana adapte edilen ve boru bağlantısı için dışında vida dişleri bulunan bir basınç kabıdır.

Termometre yuvaları özellikle içinde bulunan akıntının belli bir güç oluşturduğu bir kanaldaki sıvının sic. ölçmeye uygundur. Kaynak [8], 300 fps'ye kadar olan hızı sahip hareketli sıvılarda, termometre yuvaları kullanılabilir. Aksi halde, sabit tipteki yuva tavsiye edilmektedir. Bu durumda, hareketli sıvıların sahip olduğu hızlar 300 fps'den azdır, bu yüzden direskli giriş tipindeki yuvalar kullanılmaktadır.

4.3.8. Bağlantılar ve borular

Test düzeneginde kullanılan bağlantılar ve borular

Emme ve basma borularının çapları, sıvıların sahip olduğu hızlar tavsiye edilen sınırlar dahilinde olacak şekilde belirlenmektedir.

5. TAVSİYELER

Bu çalışmada, pozitif dönlü iletimli hidrolik pompaların performansının ölçülmesi için bir düzenek tasarlanmakta, ve test düzenegi tavsiye edilmektedir. Düzenegin tasarımı, bu konudaki en detaylı ve yeterli standart olan B.34617-1 İngiliz standardına uymaktadır. Ayrıca, diğer mevcut standartların gereklerini de karşılamaktadır [2,3,4].

Dönlü hızı debi, emme ve basma basınçları ve pompa shaftındaki moment gibi pompanın performansına ilişkin parametreler bu düzenekle doğru olarak ölçülebilmektedir. Sıvının çeşitli noktalardaki sic. da ölçülebilmektedir. Bir ısı değiştiricisini kullanarak pompa girişindeki sıvının sic. kontrol edilebilmektedir.

Positif iletimli pompaların performans katsayılarının deneysel olarak belirlenmesi de bu düzeneği kullanarak mümkün olmaktadır.

Bu düzeneğin test kabiliyeti memnun edici oldu. Eldeki bir hidrolik pompada örnek testler yürütülmektedir, performans grafikleri çizilmekte ve performans katsayıları belirlenmektedir.

Bu düzeneğin faydalı olabilmesi için birçok tavsiye mevcuttur;

a) Pompa, nominal hız dahil istenilen her hızda çalıştırılabilirsin diye; sadece çıkış hızı sağlayan vites kutusu yerine devamlı bir hız-değiştirme cihazı (varyatör) kullanılmalıdır.

b) En iyi performansı elde etmek için moment ölçenin halkaları sterling gümüşten ve fırçaları gümüş grafitten yapılmalıdır.

Kir, nem ve fırça tozuyla karışıp zararlı bir tabaka oluşturan yağ buharından korunmak için; halka ve fırça montajı tamamen kapatılmalıdır.

c) Tamamen açık olduğunda valfteki minimum basınç düşmesi elde edilebilirsin diye yükleme valfinin delikleri mümkün olduğu kadar büyük olmalıdır.

d) Debiyi doğrudan gösteren bir pozitif dönüş iletimli veya türbin-tip debi metre debi ölçümlerini kolaylaştırabilir.

POZİTİF DÖNÜŞ İLETİMLİ POMPALARIN PERFORMANS KATSAYILARININ TEORİSİ VE ÇİZİMİ

SABİT- DURUM ANALİZİ

Debi ve basıncın yanında tork ve hız da pozitif dönüş iletimli makinelerin operasyonu ile en çok ilgili olan değişkenlerdir. Bu bölümde, sıfır basınçta bir girişi bulunan pozitif iletimli makinelerin üç tipine de uygulanabilen sabit-hurum karakteristiklerinin genel bir analizini sunmaktadır.

Pozitif dönüş iletimli pompayı sabit hızda çalıştıracak olan gerekli moment dört elemana ayrılabilir;

$$M_a = M_t + M_r + M_f + M_c \quad \text{A.1.1}$$

burada M_a : gereken gerçek moment, N-m

M_t : $(P_1 - P_2)$ basınç farkı ve sadece ünitenin (sürtünmesiz) fiziksel boyutlarından doğan ideal moment, N-m

M_r : Pompanın hareketli ve sabit parçaları arasındaki dar geçitlerde bulunan sıvının viskoz kesmesinden doğan sürtünme torku, N-m

M_f : Basınç farkıyla doğru orantılı olan mekanik sürtünme dolayısıyla sürtünme moment, N-m. Eğer yalıtım güçleri P ile orantılı ise bu, yalıtım noktaları veya direncin P'ye orantılı olduğu yataklarda doğabilir.

M_c : Hem basınç farkı hem de hızdan bağımsız olan sabit sürtünme momenti, N-m.

Bir pompanın debisi aynı şekilde ifade edilebilir;

$$Q_a = Q_t - Q_l - Q_p$$

burada;

Q_a : gerçek debi, l/dk.

Q_t : fiziksel boyutlara ve giril hızının bir fonksiyonu olan (sıfır-sıvı ve boşluk varlığında) pompanın gerçek debisi, l/dk.

Q_1 : Akış ve basma arasındaki basınç farkıyla orantılı olan viskoz-sızıntı debisi, l/dk.

Q_p : Bağlantı veya kaçak gaz ve buharından doğan debi kaybı, l/dk.

Söz konusu iki basınç da sıfırdan oldukça büyük olduğunda, yüksek basınç odasından düşük basınç odasına doğru olan sızıntı kadar iki basınç odasından drenaja giden sızıntı da hesaba katılmalıdır. Şu anda bu şartlar altında çok az bilgi mevcuttur.

VERİMLERİN TANIMI

Çeşitli verimler aşağıdaki gibi tanımlanır;

1. Hacimsel verim

$$\eta_v = \frac{\text{gerçek debi}}{\text{ideal debi}} \quad \text{A.1.2}$$

Pompa için;

$$\eta_v = \frac{Q_t - Q_1 - Q_p}{Q_t} \quad \text{A.1.3}$$

İyi dizayn edilmiş sistemlerde bağlantı kayıpları minimum seviyededir ve Q_p ihmal edilir. Böylece,

$$\eta_v = \frac{Q_t - Q_1}{Q_t} = 1 - \frac{Q_1}{Q_t} \quad \text{A.1.4}$$

2. Mekanik verim

$$\eta_m = \frac{\text{çerçevenin ideal momenti}}{\text{çerçevenin gerçek momenti}}$$

Böylece,

$$\eta_m = \frac{M_t}{M_t + M_f + M_s} \quad \text{A.1.5}$$

3. Toplam verim: Aşağıdaki gibi tanımlenir;

$$\eta = \frac{10^2 Q_a (P_1 - P_2)}{2 \pi R m_a} \quad \text{A.1.13}$$

burada Q_a , pompa çıkışındaki gerçek debi ve m_a , pompayı tahrik etmek için gereken gerçek torktur.

$$m_a = \frac{H_t}{\eta_m} = \frac{(10^2/2) V_i (P_1 - P_2)}{\eta_m} \quad \text{A.1.14}$$

ve

$$Q_a = \eta_v Q_t = H V_i \eta_v \quad \text{A.1.15}$$

olduğundan;

$$\eta = \frac{(1/1000) H V_i (P_1 - P_2)}{(1/1000) H V_i (P_1 - P_2)} = \eta_m \eta_v \quad \text{A.1.16}$$

DEBİ VE MOMENT DENGELERİNİN İZLENİLMESİ

Şimdi, pompalarda debi ve moment denklemlerindeki her bir kayıp birimi nitelikli olan yerlerde (özellikle) birimsiz kat sayıları kullanılarak, denklemler fiziksel özellikli olarak ifade edilecektir.

pozitif dönüştürülebilir hidrolik bir pompanın debisi;

$$Q_a = Q_t - Q_1 - Q_2 \quad \text{A.1.6}$$

pozitif dönüştürülebilir hidrolik elemanlarda ortaya çıkan sızıntıya, özellikle yüksek ve düşük basınç bölgelerini ayarlayan çeşitli yapılar arasındaki farklı yapısal özellikler nedeniyle oluşan sızıntı sebep olmaktadır.

Bu yapılar genellikle silindirik yapıdadır. Bu yüzden, bu yapılar arasındaki sızıntıya yönelik olan temel bağlantıları ayarlamak için yüksek basınç bölgelerinde relatif hareketinin ihmal edilmediği bir yapıda bulunan bir yapı elemanı için güç dengesi yazılabilir. Örneğin; bir pompa için;

$$Q_1 = \frac{h^3 W (P_1 - P_2)}{12 L \mu} \times 6 \times 10^2 \quad (A.17)$$

burada;

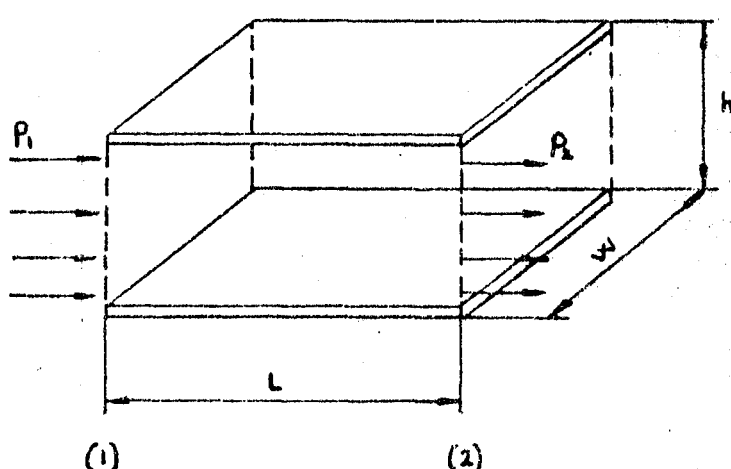
Q_1 : W yönünde sıfır basınç gradyanında düz levhalar arasındaki sızıntının debisi, l/dk.

W : Akıntının yönü, m

h : Boşluğun kalınlığı, m

μ : Sıvının ortalama viskozitesi, cP

Geometrik olarak birbirine benzeyen bir dizi ünite ele alınacak olursa; herhangi bir ünitenin fiziksel boyutları, bir karakteristik boyuta, λ , oranlı bir tanımlamayla belirlenmektedir.



Şekil A.1.1. Paralel düz levhalar arasındaki kılcal akıntı

Bir kayma katsayısı, C_S için tanımlaması uygun bulundu. Debi ifadesi aşağıdaki gibi olacak şekilde belirlenmektedir;

$$Q_1 = C_S \frac{W (P_1 - P_2)}{\mu} \times 6 \times 10^2 \quad (A.18)$$

Kayma katsayısı, C_S yi aşağıdaki denklem vermektedir;

$$C_S = \frac{k_1 h^3}{W_1} \quad (A.19)$$

burada V_1 , devir başına pompanın iletimi ve k_1 de bir sabittir. Değerlendirilen pompalar dizisinde varsayılan benzerlik yüzünden bu sürece izin verilebilir. Böylece, V_1 iletimi karakteristik boyutun kübüne orantılıdır. Kayma katsayısı,

$$C_s = k_2 \left(\frac{h}{\lambda}\right)^3 \quad \text{A.1.20}$$

sonuçta, kayma katsayısı boşluk oranının kübüyle değişir ve yapım toleranslarına karşı oldukça hassas olması beklenebilir.

Sızdıрма debisinin ve ardından kayma katsayısının tamamının bir tek sızıntı yoluna bağlı olduğuna dikkat edilmelidir. Gerçek ünitelerde herbiri farklı boyutlara sahip olan fakat temelde benzer özellikler taşıyan birçok farklı sızdırmaya yolu mevcuttur.

Kayma katsayısı üzerinde pompa boyutlarının etkilerine ilişkin bir soru akla gelebilir. Geometrik olarak benzer bir grup ünite, boşlukların karakteristik bir boyutla doğru orantılı olduğunu varsaymak imanımlı bir görüşdür. Bu pompaları imal etmek için benzer mekanik işlemler kullanıldığından; boşlukların belli bir yüzde tabanındaki ölçüler kadar değişmeyeceğini düşünmek daha gerçekçi olabilir.

Bu yüzden büyük pompaların küçük pompalardan, sabit bir şekilde, daha düşük kayma katsayısı göstereceğini gerektiği makul görünebilir.

Örneğin bir pompanın debi ifadesi; denklem

$$Q_s = V_1 - \frac{6 \times 10^9 C_s V_1 (P_1 - P_2)}{\mu} = Q_p \quad \text{A.1.21}$$

Bu ifadenin, yatak yarıçapları ve diğer parçalar arasındaki boşlukların sabit kalacağı varsayımına dayandığına dikkat edilmelidir, fakat basınç yükü yatak yarıçapları gibi bazı ünitelerde ve pistonların ne okçukları boyunca çalıştırıldığı ne de boşluklarda oymalarının engellenmediği piston tipi ünitelerde boşluklar basınçla ve bu durumlarında farklı değişebilir. Bu değişiklikler genelde önemlidir, çünkü C_s , boşluklara karşı aynı derecede hassastır.

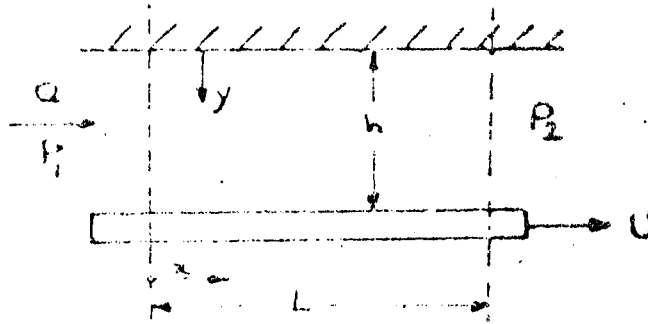
İdeal sızdıma denklemlerindeki başka bir geliştirme daha, belirli tip vites ve pervane ünitelerindeki basınç açıklık tipi sızıntılardan oluşmaktadır. Pervane tipi ve diğeri tiplerindeki sızdıma debisinin basınç düşüşününin kare köküyle kabaca değişebileceği belirlenmektedir; çünkü bu boşlukların uzunluk kalınlık oranı küçüktür.

Daha önce de gösterildiği gibi bir pompaya tahrik etmek için gereken moment, teorik moment ve kayıp terimleri olarak ifade edilebilir.

$$M_d = M_t + M_p + M_f + M_c$$

A.1.1

Denklemin sağ tarafındaki ilk terim, istenen basınç yükselmesini elde etmek için gereken ideal momenttir. İkinci terim, hareketli ve sabit yüzeyler arasındaki kanallarda bulunan yağın kesmesinden doğan viskoz sürtünmedir.



Şekil A.1.2. Paralel hareketli levhalar arasında akışkanın viskoz sürtünmesi

Şekil A.1.2'de, h , aralıklı ayarlanabilir paralel hareketli iki levha arasındaki sıvıya bulunan kesme gerilimini temsil eden vermektedir;

$$\tau = \mu \frac{d}{dx} \left(\frac{U}{h} - y \right) \quad A.1.22$$

$y=h$ yeriğinde, hareketli levha ile sıvıya viskoz sürtünmesinden doğ-

Çan birim güc aşağıdaki gibidir;

$$\chi_u = \frac{10^{-3} \mu U}{h} + 10^5 \frac{h}{2} \frac{d_p}{d_x} \quad \text{A.1.23}$$

Hareketli levha üzerindeki toplam kuvvet ise;

$$F = \left(-10^5 \frac{(P_1 - P_2)}{L} \frac{h}{2} - 10^{-3} \frac{\mu U}{h} \right) L \cdot W \quad \text{A.1.24}$$

olur ve herhangi bir, r, yarıçapındaki moment

$$M_r = \left(-10^5 \frac{(P_1 - P_2)}{L} \frac{h}{2} - 10^{-3} \frac{\mu U}{h} \right) L \cdot W \cdot r \quad \text{A.1.25}$$

Bu viskoz sürtünmenin geliştiği bölgeler genellikle sızdırma bölgelerinden daha geniş ve ayrıca sızdırma bu bölgelerdeki hızla dik olduğundan; de kiçik

Böylece viskoz kesmeden doğan moment aşağıdaki gibidir;

$$M_r = \frac{\mu U \cdot r^2 \cdot L \cdot W}{h} \approx \frac{1}{60000} \quad \text{A.1.26}$$

Bu terimleri tek tek düşerseniz;

$$M_r \propto \frac{\mu U \cdot \Lambda}{h} \quad \text{A.1.27}$$

Bir direng katsayısı aşağıdaki gibi alınabilir;

$$C_d = \frac{C_d \cdot \mu U \cdot \Lambda}{h} \approx \frac{10^2}{2\pi \times 10^9} \quad \text{A.1.28}$$

V_1, Λ^3 ile tanımlanan deňiştirilmiş hız, direng katsayısı C_d , bağıntıyı şöyle verir;

$$C_d \propto \frac{\Lambda}{h} \quad \text{A.1.29}$$

Böylece C_d , h/Δ olarak belirlenen emlilik oranıyla ters orantılıdır.

İkinci de galigina basincina bağıli frenleme momenti doğuran sızdırma emlilik oranları ve yalıkların varlığı, basınca bağıli bir sürtünme moment terimini gerektirirler. Basınca bağıli pompalarla yapılan deneyler bu sürtünme momentinin, ünite boyunca, basınç düşmesi ile orantılı olduğunu gösterdi.

$(P_1 - P_2)$ 'yi içeren boyutsuz bir parametre seçerek; aşağıdaki elde ederiz;

$$m_1 = C_F (P_1 - P_2) V_1 = \frac{10^2}{2\pi} \quad \text{A.1.30}$$

Buradaki C_F , sürtünme momentini parametresini ideal torqa bağlayan, sürtünme katsayısına denem (boyutsuz) birimsiz bir katsayıdır. C_F 'nin pompa elemanlarının bağlantılarıyla ilgili olduğuna ve geometrik olarak benzer bir dizi ünitelerin birinden diğerine farklılık gösterdiğine; büyük C_F değerlerinin önemli bir metal-metal temasının ve muhtemelen ciddi aşınmanın belirtisi olduğuna dikkat edilmelidir.

Sonuçta, pozitif iletimli bir pompaya tahrik etmek için gereken momentin ifadesi;

$$m_a = \frac{10^2}{2\pi} (P_1 - P_2) V_1 + \frac{10^2}{2\pi \times 10^9} C_d V_1^{1/4} + \frac{10^2}{2\pi} C_F (P_1 - P_2) V_1 + m_c \quad \text{A.1.31}$$

Bu ifade ayrıca, bağlantıların sabit kaldığı varsayımına da dayanmaktadır, sızıntı emlilikindeki gibi, aynı sınırlamalar uygulanmaktadır. Sakat havent olayda bağlantı emlilikinde bir ilk kuvvet olarak girer ve böylece basınç veya emlilik bir fonksiyonu olarak herhangi bir bağlantı değişimi moment katkılarında önemli değişimlerle sonuçlanır. Daha öncelikle, güçsel performans kontrol sistemlerindeki uygulamalarda benzer

ve diğer benzer uygulamalarda benzer

parametreler belirlenen varsayım, sabit, uygun birimsiz katsayılarla bağlantıya benzer olarak kabul edilir.

a) (Volümetrik) hacimsel verim:

$$\eta_v = \frac{V_t - V_1 - V_2}{V_t}$$

olduğundan; bir pompanın hacimsel verimi;

$$\eta_v = 1 - \frac{1}{6} \left(\frac{P_1 - P_2}{\mu H} \times 6 \times 10^9 \right) - \frac{C_d}{V_1 N} \quad \text{A.1.32}$$

iyi tasarlanmış pompalarda, boşluktan doğan debi kayıpları küçüktür ve ifadedeki son terim ihmal edilebilir. Böylece

$$\eta_v = 1 - \frac{1}{6} \left(\frac{P_1 - P_2}{\mu H} \times 6 \times 10^9 \right) \quad \text{A.1.33}$$

Buna önceden belirtildiği gibi, kayma katsayısı boşluk oranının kübüyle orantılıdır, böylece hacimsel verimin aynı viskoziteli sıvıyla çalıştırılan, geometrik olarak benzer bir dişi dişli boyutlardaki pompa ünitesi içinde aynı olacağını belirtilebilir.

b) Mekanik Verim:

$$\eta_m = \frac{m_p}{m_p + m_f + m_c} \quad \text{olduğundan}$$

bir pompanın mekanik verimi;

$$\eta_m = \frac{\frac{10^2}{2\pi} (P_1 - P_2) V_1}{\frac{10^2}{2\pi} (P_1 - P_2) V_1 + \frac{10^2}{2\pi \times 6 \times 10^9} C_d V_1 H + \frac{10^2}{2\pi} C_f (P_1 - P_2) V_1 + m_c}$$

A.1.34

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{1}{6 \times 10^9} C_d \frac{\mu H}{P_1 - P_2} + C_f + \frac{2\pi}{10^2} \frac{m_c}{(P_1 - P_2) V_1}}$$

A.1.35

Birinci katmandaki C_d , boşluk oranından zıt kuvvetiyle ters orantılıdır ve bu yüzden geometrik olarak benzer bir dişi pompa ünitesindeki

karakteristik boyutları bağımsızdır.

Bu şekilde deneyatlara dayanarak kuvvetle muhtemel olan C_p veya m_c 'yi ele alan benzer sonuçlara varılabilir.

c) Toplam Pompalı Verim:

Bir pompasının çıkış gücü aşağıdaki gibidir;

$$\text{Çıkış Gücü} = \frac{1}{600} Q_a (P_1 - P_2) \quad \text{A.1.36}$$

Pompayı hareket ettirmek için gereken güç;

$$\text{Gerekli Güç} = \frac{2\pi N n_a}{60000} \quad \text{A.1.37}$$

Q_a ve n_a için önceden elde edilen ifadeleri yerine koyarsak;

$$\begin{aligned} \text{Çıkış Gücü} = \frac{1}{600} (P_1 - P_2) & \left[N V_1 - C_s \frac{6 \times 10^9 V_1 (P_1 - P_2)}{2\pi \times 6 \times 10^9} C_d V_1 \mu H \right. \\ & \left. + \frac{10^2}{2\pi} C_p (P_1 - P_2) V_1 + n_c \right] \quad \text{A.1.39} \end{aligned}$$

Pompanın ideal çıkış gücü;

$$P_t = \frac{N V_1 (P_1 - P_2)}{600} \quad \text{A.1.40}$$

Böylece;

$$\text{Çıkış Gücü} = \frac{1}{600} N V_1 (P_1 - P_2) \left(1 - C_s \frac{P_1 - P_2}{\mu H} \times 6 \times 10^9 \right) \quad \text{A.1.41}$$

$$\text{Gerekli Güç} = \frac{1}{600} N V_1 (P_1 - P_2) \left[1 + C_d \frac{\mu H}{6 \times 10^9 (P_1 - P_2)} \right]$$

$$\left[C_p + \frac{2\pi}{10^2} n_c \frac{1}{(P_1 - P_2) V_1} \right] \quad \text{A.1.42}$$

sonra, $\eta \triangleq$ (çıkış gücü)/(Giriş gücü) olduğundan; Denklem (A.1.16)'ya uygun olarak toplam pompa gücü $\eta = \eta_m \eta_v$ 'dir. Eğer m_c de ihmal edilebilirse, verimler;

$$\eta_v = 1 - c_s \left(\frac{P_1 - P_2}{M H} \times 6 \times 10^9 \right) \quad (\text{önceki gibi})$$

$$\eta_m = \left[1 + c_d \frac{6 \times 10^9 (P_1 - P_2)}{M H} + c_f \right]^{-1} \quad \text{A.1.43}$$

ve

$$\eta = \frac{1 - c_s \frac{P_1 - P_2}{M H} \times 6 \times 10^9}{1 + c_d \frac{M H}{6 \times 10^9 (P_1 - P_2)} + c_f} \quad \text{A.1.44}$$

Sonuçta geometrik olarak benzer bir dizi pompanın verimleri genellikle 4 parametreyle belirlenir;

$$c_s, c_d, c_f \text{ ve } M H / (6 \times 10^9 (P_1 - P_2))$$

Çalışma sırasında boşluklar mevcut kalmadığı takdirde, verimin ifadesi daha karmaşıktır.

Birim analiz kavramları burada ifade edilen sonuçların doğruluğunu ispat etmek için kullanılabilir. Önce bir hidrolik pompanın verimini etkileyecek bütün değişkenleri ele alalım;

$$\eta = \eta_2 \left[\eta_1 (P_1 - P_2) M, c, \Lambda \right] \quad \text{A.1.45}$$

burada c , boşlukların bileşik bir ölçüsüdür.

Hidrolik sıvı yoğunluğunun ifadesi den çıkarılacağına dikkat edilmelidir. Bunun sebebi, boşlukların dağınık olması olduğunun varsayılmasıdır. Dolayısıyla, ne sınırların ne de viskoz kesmenin sıvının yoğunluğuyla alakalı olmalarıdır.

Değişkenlerin bu anlamında c parametre ve sadece 3 önemli biri-

minimiz vardır; kuvvet, zaman ve uzunluk, bu yüzden Buckingham'ın Pi Teoremine göre üç tane birimsiz katsayı oluşturmak mümkündür.

$$\pi_1 = \frac{M \cdot H}{6 \cdot 10^9 (P_1 - P_2)} \quad \text{A.1.46}$$

$$\pi_2 = \frac{c}{\Lambda} \quad \text{A.1.47}$$

$$\pi_3 = \eta \quad \text{A.1.48}$$

böylece,

$$\pi_3 = f_3(\pi_1, \pi_2) \quad \text{A.1.49}$$

veya

$$\eta = f_3 \left[\left(\frac{M \cdot H}{6 \cdot 10^9 (P_1 - P_2)} \right), \left(\frac{c}{\Lambda} \right) \right]$$

mekül katsayısı seçimiyle alınması gereken veri miktarı önemli ölçüde azaltılabilmektedir; bu metod, deneysel bir çalışma için oldukça faydalı bulundu.

VERİLERİN OPTİMİZASYONU

komparatif verileri, birimsiz π_1 parametresine göre artırılabilir. Denklem (A.1.44)'e diferansiyel uygulanıp π_1 'e göre sifira eşitlendiğinde;

$$\frac{d\eta}{d\pi_1} = \frac{c_s/\pi_1^2}{1 + c_d \pi_1 + c_f} - \frac{(1 - (c_s/\pi_1))c_d}{(1 + c_d \pi_1 + c_f)^2} = 0 \quad \text{A.1.50}$$

in kritik değeri için aşağıdaki gibi olduğu bulunur;

$$\pi_{1 \text{ kritik}} = c_s \left(1 + \sqrt{1 + \frac{1 + c_f}{c_s c_d}} \right) \quad \text{A.1.51}$$

bu sonuçla sonuç olarak;

$$\eta_{\text{maks}} = \frac{1}{1 + C_F + 2C_d \left(1 + \sqrt{1 + \frac{1 + C_F}{C_S C_d}}\right)} = \frac{1}{1 + C_F + 2C_d \pi_{1_{\text{krit}}}} \quad \text{A.1.52}$$

Bu hesaplamalardan elde edilen önemli sonuç, maksimum verimin sadece C_S , C_d ve C_F katsayılarının bir fonksiyonu olmasıdır.

Bogluk oranını değiştirmenin etkisi daha sonra incelenecektir. Eğer C_F 'yi ihmal edersek, maksimum verim;

$$\eta_{\text{maks}} = \frac{1}{1 + 2C_d \left(1 + \sqrt{1 + C_F / C_S C_d}\right)} \quad \text{A.1.53}$$

C_{so} ve C_{do} referans değerleri olduğunda; bogluk C , C_o 'dan farklılaş-
tıksa, denklem (A.1.29)'den;

$$C_S = \left(\frac{C_o}{C}\right)^3 C_{so} = R^3 C_{so} \quad \text{A.1.54}$$

ve aynı şekilde, denklem (A.1.29)'den;

$$C_d = \left(\frac{C_o}{C}\right) C_{do} = \frac{C_{do}}{R} \quad \text{A.1.55}$$

burada $R = C/C_o$ ' dir. Maksimum verim, η_{maks} :

$$\eta_{\text{maks}} = \frac{1}{1 + 2C_{so} C_{do} R^2 \left(1 + \sqrt{1 + (1/C_{so} C_{do}) R^2}\right)} \quad \text{A.1.56}$$

Referans C_o de, C 'nin her iki tarafındaki bogluk oranı değişiklikleri-
minin etkisi aynı şekilde incelenebilir. C_{so} ve C_{do} 'nun
tipik değerleri; $C_{so} = 10^7$ ve $C_{do} = 10^5$ dir.

Bu durumda;

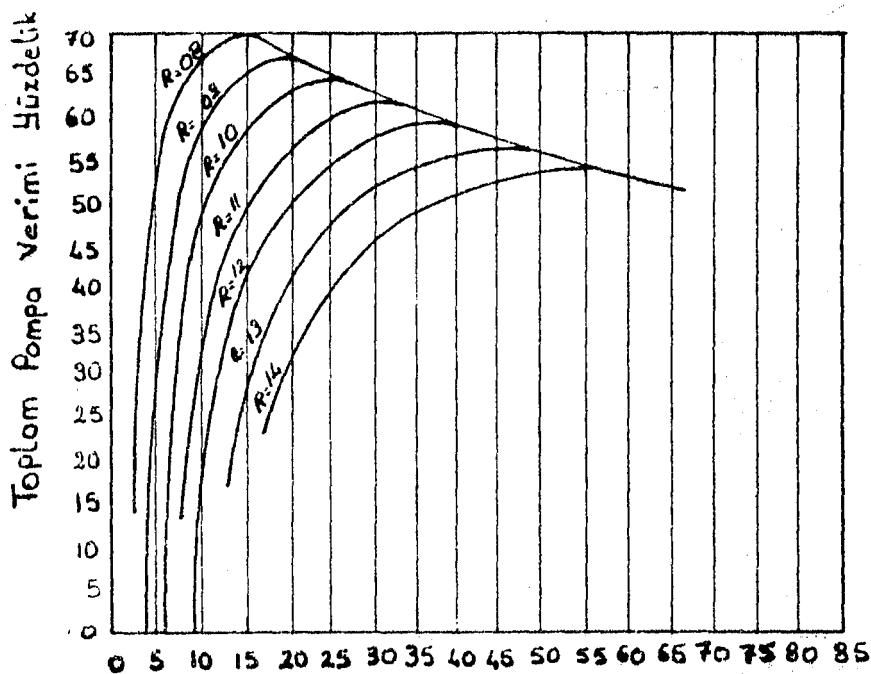
$$\eta_{\text{maks}} = \frac{1}{1 + 0,10R^2 \left(1 + \sqrt{1 + 0,1/R^2}\right)} \quad \text{A.1.57}$$

ve maksimum verimin elde edildiği η_1 değeri;

$$\eta_{1krit} = 0,30 \cdot 10^3 (1 + \sqrt{1 + (30/R)^2}) \quad (A.158)$$

Buğlı oldukları varyasyonların tabiatıyla sınırlanan denklemlerinin geçerlik dizisini değerlendiren bir uyarı yapılmalıdır. Oldukça büyük ya da oldukça küçük boşluk oranlarına dış değer bulmak hatalı olabilir. Gerçekçi bir çalışma tabii ki erigilemeyen küçük boşlukları değerlendirmeyecektir. Minimum boşluk, toleransların imal edilmesiyle ve de kontrolün sıradaki parçacıkların ölçüleriyle sınırlanır.

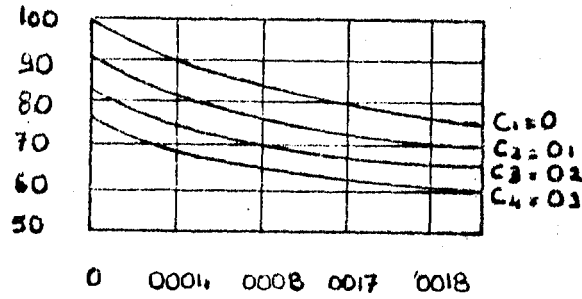
η_1 katsayısı $M N / (3 \cdot 10^9 (P_1 - P_2))$ 'ye karşı pompa verimi çizimledi, çeşitli boşluk oranlarında, tepe verimin parametrelerdeki değişime gösterdiği davranışa göstermektedir (Şekil A.1.3). Böylece boşluk, Örneğin, 0,40 oranında artırılabilir, fakat aynı çalışma çıkışı gerektiğinde; tepe veriminin yokluğunda bir çalışma için daha yüksek vizkoziteli bir yağ kullanılmalıdır.



Şekil A.1.3. Çeşitli boşluk oranlarında $M N (P_1 - P_2)$ 'ye karşı toplam pompa verimi

Anlızden C_p 'nin gakarılmasınn etkisi, şekil A.1.4'de gösterilmektedir. Pompanın karakteristik C_p değerleri 0,07'deki bir çoğunlukla 0,04-0,10 arasında dırılmaktadır. Önceden belirtildiği gibi, yüksek bir C_p değeri fazla bir aşınma göstergesidir ve herhangi bir özel pompanın değerlerinden birinde kullanılmamalıdır. Aynı şekilde, düşük viskoziteden dolayı $M R / ((P_1 - P_2) \times 10^3)$ parametresinin düşük bir değeri, yüksek bir tırnme momentine, M_c , sebep olan eksik yağlanmaya göstermektedir.

Yüksek debi değerlerinde boşluk kayıpları büyüebilir (Q_p artar). Sonuçta, bu tip analiz uygulamalarında makül bir yargılama yapılmalıdır.



Şekil A.1.4. Farklı C_p değerlerinde $C_p C_d$ 'nin bir fonksiyonu olarak negatif debide pompaların maksimum toplam verim oranı

HİDROSTATİK BİR ÜNİTEDEN ENERJİ DENGENSİ [1]

Bu galinin amacına yerine getirmek için aşağıdaki basitleştirilmiş enerji dengesi analizi yeterlidir. Üniteden çevreye yapılan işi belirlemek için hiçbir teçebbüste bulunulmamaktadır ve enerji dağılımının bu kısım, toplam verim hesaplamasında incelenmeyen bir kayıp olarak kabul edilmektedir.

Hidrolik güç, basınç farkı ve yüksek basınç debisinin üretiminde tanımlanır. Debi, belirtilen sıvı ve sıvı basıncındaki gerçek debisidir ve basınç farkı statik basınca ilaveten statik ve kinetik terimleri de ifade edebilir. Doğru enerjiyi içermek için hidrolik güçte bir düzeltme yapılabilir. Denklem (2.3) ve (2.4)'de içermeyen bu düzeltmeler testin doğruluğu üzerinde önemli bir etkileri alacağından yapılmalıdır (Tablo 2.1'de belirtildiği gibi ölçümlerin doğruluk sınırlarını hesaba katarak).

GEREK DEBİ İÇİN DÜZELTME

Belirli bir basınçta **sic.** gerçek debinin elde edilmesi için pompanın basınç amandaki yüksek basınç debisini ölçmek mümkün olmadıktan; debi, diğer basınç ve hızlarda ölçüldüğünde düzeltme yapılmalıdır;

(1) Atmosferik basınca yakın bir basınçta debi ölçüldüğünde basınç için düzeltme

$$Q_a = Q_m \left(1 - \frac{P}{K_p} \right)$$

A.2.1

burada;

Q_a : gerçek debi, lt/dk

Q_m : ölçülen debi, lt/dk

P : ölçülen basınç değeri, bar

K_p : hidrostatik elastisite modülü, bar

(2) ısı için düzeltme

$$Q_u = Q_{u0}(1 + \Delta\theta\alpha) \quad \text{A.2.2}$$

burada

$$\Delta\theta = \theta_{u_{\text{ort}}} - \theta_{u_{\text{ort}}} \quad (^\circ\text{C}) \quad \text{A.2.3}$$

α : termal genişlemenin hacim katsayısı, ($^\circ\text{C}^{-1}$)

(3) İkinci terimden terimleri ihmal ederek bu iki düzeltmenin birleştirilmesi:

şöyle olabilir;

$$Q_u = Q_{u0} \left(1 - \frac{v^2}{2c^2} + \Delta\theta\alpha\right) \quad \text{A.2.4}$$

TOPLAM BAZIĞI SAĞI

Sıvının birim kütlesindeki potansiyel enerji bir veriden olan yükseklik h 'ne bağlıdır ifade edilebilir. Böylece potansiyel enerji-deki değişiklik $(h_1 - h_2)$ 'dir ve basıncı olarak ifade edilebilir;

$$\Delta p_H = \rho g (h_1 - h_2) = 10^{-2} \quad \text{A.2.5}$$

burada

$$\Delta p_H : \text{bar}$$

$$g : \text{kg/l}$$

$$h : \text{m}$$

$$\rho : 0,81 \text{ m/s}^2$$

Sıvının birim kütlesi başına düşen kinetik enerji sıvının ortalama hızının karesi şeklinde ifade edilebilir ve kinetik enerjideki değişiklik $(v_1^2 - v_2^2)$ şeklinde ifade edilebilir;

$$\Delta E_k = \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = 10^{-2} \quad \text{A.2.6}$$

burada;

$$\Delta P_k : \text{bar}$$

$$\rho : \text{kg/l}$$

$$V : \text{m/s}$$

Böylece ünitenin toplam basınç farkı;

$$\Delta P = \rho g(h_1 - h_2) \times 10^{-2} + \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2) \times 10^{-2} + (P_1 - P_2), \text{ bar} \quad \text{A.2.7}$$

İlk iki terim, basınç arzettiği yerlerde, denklem (2.1.3) ve (2.1.4)'te kullanılan ΔP değerinde içermelidirler. Üç terimin herbiri de negatif veya pozitif olabilir, fakat üçüncü terim daima değer olarak en yüksek olduğundan; bir pompa için toplam ΔP değeri negatif olacaktır.

İlk iki terimin önemli olmadığı yerde basınç farkı;

$$\Delta P = P_1 - P_2 \text{ dir.}$$

YÜKSEK BASINÇ DEĞİŞİMİ

Yüksek basınç değişimi, sakıncasızlığından dolayı, şekil değiştirme enerjisi içermektedir. Bu enerji varlığı, testin doğruluğu üzerinde önemli bir etkisi bulunduğunda bir ünitenin hidrolik gücünü belirlemeden içermelidir.

Atmosferik P_0 basıncına değen herhangi bir p basıncında yüksek basınçla V_u sıvısının hacmini ele alalım (Şekil A.2.1).

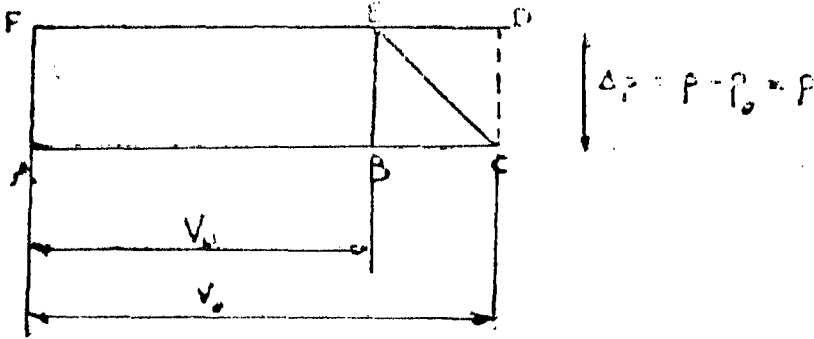
Bu hacim $(P V_u)$ 'ya eşit, p basıncındaki V_u 'nın iş değerini temsil etmektedir.

Bu işi, p 'den P_0 'ya doğru genişleme esnasındaki enerjiyi yaklaşık olarak temsil etmektedir.

Böylece;

$$W = V_u \frac{p}{K}$$

burada K_s , izentropik elastikiyet modülüdür.



şekil 1.2.1.

$$V_a = V_o - V_o \frac{P}{K_s} = V_o \left(1 - \frac{P}{K_s} \right)$$

$$V_o = \frac{V_a}{1 - (P/K_s)}$$

BCE üçgeninin belirttiği şekil değiştirme enerjisi;

$$E_s = \frac{1}{2} \Delta P \left(V_o \frac{P}{K_s} \right) = \Delta P V_o \left(\frac{P}{2K_s} \right)$$

$$= \Delta P V_a \left(\frac{P}{2K_s} \right) \left(\frac{1}{1 - \frac{P}{K_s}} \right)$$

Bir pompanın hidrolik gücünün hesaplanmasında şekil değiştirme enerjisine için vermek için;

$$P_{\text{hidrolik}} = \Delta P Q_{a2} + \Delta P Q_{a2} \left(\frac{P}{2K_s} \right) \left(\frac{1}{1 - \frac{P}{K_s}} \right)$$

(A.2.9)

$$= \Delta P Q_{a2} \left[1 + \frac{P}{2\bar{K}_S} \left(\frac{1}{1 - \frac{P}{\bar{K}_S}} \right) \right] \quad \text{A.2.9}$$

Bu galıgıya için gereken doğruluk limitleri dahilinde bu basitleştirilebilir ve

$$P_{hidrolik} = \Delta P Q_{a2} \left(1 + \frac{P}{2\bar{K}_S} \right) = \xi \Delta P Q_{a2} \quad \text{A.2.10}$$

Burada;

$$\xi = 1 + \frac{P}{2\bar{K}_S} \quad \text{A.2.11}$$

İKİ GÖKLELİ ELASTİSİTE MODÜLÜ

Genel Batış:

Hidrolik bir sıvının sıkıştırılabilirlik katsayısının karşılığı olan elastisite katsayısı (K), birçok farklı şekillerde ifade edilebilir. Elastisite modülü (E)'nin tanjenti, karakteristik eğri. $(\Delta V/V)$ eksenindeki tek bir noktadaki modül, yani belirli bir basınç değerindeki modül gösterir. Elastisite modülünün sekanti (\bar{K}), karakteristik eğri $(\Delta V/V)$ eksenindeki iki nokta arasındaki ortalama modül gösterir ve bu galıgıyaın amacı için aşağıdaki nokta atmosferik basınç olarak alınmaktadır. Böylece \bar{K} , atmosferik basınç ve ele alınan galıgıya basıncı arasındaki elastisite modülünün ortalama değeridir.

Elastisite modülünün iki şekli de ya izotermal yada izentropik (adyabatik) testten elde edilebileceğinden; dört şekil kullanılmaktadır;

- İzotermal elastisite modülü (tanjenti) K_T
- İzentropik elastisite modülü (tanjenti) K_S
- İzotermal elastisite modülü (sekanti) \bar{K}_T
- İzentropik elastisite modülü (sekanti) \bar{K}_S

$$= \Delta P Q_{a2} \left[1 + \frac{P}{2\bar{K}_S} \left(\frac{1}{1 - \frac{P}{\bar{K}_S}} \right) \right] \quad A.2.9$$

Bu galıgama için gereken doğruluk limitleri dahilinde bu basitleştirilebilir ve

$$P_{hidrolik} = \Delta P Q_{a2} \left(1 + \frac{P}{2\bar{K}_S} \right) = \epsilon \Delta P Q_{a2} \quad A.2.10$$

burada;

$$\epsilon = 1 + \frac{P}{2\bar{K}_S} \quad A.2.11$$

HİDROLİK SEYERİN ELASTİSİTE MODÜLÜ

Genel Bakış:

Hidrolik bir sıvının sıkıştırılabilirlik katsayısının karşılığı olan elastiklik katsayısı (K), birçok farklı şekillerde ifade edilebilir. Elastiklik modülü (K)'nın tanjantı, karakteristik eğri. ($\Delta V/V$) üzerindeki tek bir noktadaki modülü, yani belirli bir basınç değerindeki modülü gösterir. Elastiklik modülünün sekanti (\bar{K}), karakteristik eğri ($\Delta V/V$) üzerindeki iki nokta arasındaki ortalama modülü gösterir ve bu galıgamanın amacı için aşağıdaki nokta atmosferik basınç olarak alınmaktadır. Böylece \bar{K} , atmosferik basınç ve ele alınan galıgama basıncı arasındaki elastiklik modülünün ortalama değeridir.

Elastiklik modülünün iki şekli de ya izotermal yada izentropik (adyabatik) testten elde edilebileceğinden; dört şekil kullanılmaktadır;

- izotermal elastiklik modülü (tanjantı) K_{iP}
- izentropik elastiklik modülü (tanjantı) K_{iS}
- izotermal elastiklik modülü (sekanti) \bar{K}_{iP}
- izentropik elastiklik modülü (sekanti) \bar{K}_{iS}

MINERAL YAĞLARIN ELASTİKLİK MODÜLÜNÜN BELİRLENMESİ

Mümkün olduğu yerlerde mineral yağların elastiklik modülüne ilişkin bilgi bir kaynaktan elde edilmelidir. Böyle bir bilgi mevcut olmadığında aşağıdaki denklemler, (yağlar vizkozite endeksi geliştiricilerini içermemek kaydıyla) ± 5 'lik bir doğrulukla, 0-800 bar'a kadar 50°C - 100°C arasında 20°C 'deki 30-1500 cst vizkoziteli bütün mineral yağ hidrlik sınıflarının elastiklik modülünü verir.

ν , 20°C 'deki kinematik vizkozite ve ρ , 20°C 'deki kilogram/litre olarak kütle yoğunluğu olduğunda; θ sayısı ve bir p basıncındaki elastiklik modülü aşağıdakilerle belirlenir;

$$\bar{K}_T = [1,30 + 0,15 \log \nu] [\text{antilog } 0,0023(20-\theta)] \times 10^4 + 5,6 \text{ p bar} \quad (\text{A.2.12})$$

$$K_T = [1,51 + 7(\rho - 0,86)] [\text{antilog } 0,0023(20-\theta)] \times 10^4 + 5,6 \text{ p bar} \quad (\text{A.2.13})$$

$$K_B = [1,57 + 0,15 \log \nu] [\text{antilog } 0,0024(20-\theta)] \times 10^4 + 5,6 \text{ p bar} \quad (\text{A.2.14})$$

$$K_B = [1,73 + 7(\rho - 0,86)] [(\text{antilog } 0,0024(20-\theta))] \times 10^4 + 5,6 \text{ p bar} \quad (\text{A.2.15})$$

TEST METNİNİN AMANLARI [2]

Herhangi bir hız ölçümü nominal hızdan farklı olduğunda, hız ölçümü aşağıdaki formülle göre yapılacaktır; debi ve güç ölçümleri de aynı zamanda yapılmalıdır.

Debi, aşağıdaki formülle gereken hıza ayarlanacaktır;

$$Q_j = \left[\frac{N_j}{N_m} (Q_{ta} + S) \right] - S \quad \text{A.3.1}$$

burada (S), ideal pompa debisinden gerçek pompa debisi çıkarılarak bulunan kayıptır.

$$S = Q_t - Q_a \quad \text{A.3.2}$$

Kayma, iç sızdırmaya ve sıvının sakıtırılabilirliğinden doğmaktadır. Sıvının sakıtırılabilirliğinin debi üzerindeki etkisi dikkat edilebilir, o zaman S sızdırma debisi, Q_1 olacaktır. Bu yüzden,

$$Q_j = \left[\frac{N_j}{N_m} (Q_m + Q_1) \right] - Q_1 \quad \text{A.3.3}$$

Aşağıdaki formül ile giriş gücü gereken hıza ayarlanacaktır;

$$(P_{giris})_j = (P_{giris})_f \frac{N_j}{N_m} + \left[(P_{giris})_m - (P_{giris})_t \right] \left(\frac{N_j}{N_m} \right)^{1,5}$$

A.3.4

$(P_{giris})_t$, aşağıdaki taraftan belirlenen teorik hidrolik güç (iletim) dir.

$$(P_{giris})_t = \frac{\Delta P(v, t) \eta_m}{600} \quad \text{A.3.5}$$

burada $(P_{giris})_t = kW$

(η_m) ns, gerçek test sırasında (t/d) dir.

ve ΔP , bar cinsindedir.

HATA KAYNAKLARI VE HATA HESAPLAMALARI

DÖNÜŞ HIZI

Tokogeneratör çıkış voltajı, bir stroboflaş kullanarak, pompa shaft hızına göre kalibre edilebilir. Kalibrasyon eğrisi, Şekil A.4.1'de olduğu gibidir. Kalibrasyon eğrisinden (dönüş hızına karşı tokogeneratör çıkış voltajı);

$$\omega_v = \frac{dV}{dN} \omega_H \quad (A.4.1)$$

burada;

ω_v : voltmetre okumasındaki hata, volt

ω_H : hız belirlenmesindeki hata, dv/dk.

dV/dN : kalibrasyon eğrisinin eğimi

$$\frac{dV}{dN} = \frac{6 \text{ volt}}{1000 \text{ dv/dk}}$$

$\omega_H/N = \pm 1,0$ (bak. Tablo 2.1) olduğundan, hız ölçümündeki maksimum hata $\omega_H = \pm 0,01 \times N$ 'dir. $(\omega_H)_{\min} = \pm 0,01 N_{\min}$

Hız ölçümündeki (ω_H) gerçek toplam hata, voltmetre okumadan kaynaklanan (ω_{H1}) ve kalibrasyon hatası olan (ω_{H2}), hıza karşı tokogeneratör çıkış voltajlarının doğrusallığından kaynaklanan hataların toplamı olmaktadır.

MOMENT

Kalibrasyondan doğan hata aşağıdaki gibidir;

$$m = W \times L \quad (\text{bak. şekil A.4.2})$$

$$\left(\frac{\omega_m}{m}\right)^2 = \left(\frac{\omega_w}{W}\right)^2 + \left(\frac{\omega_L}{L}\right)^2 \quad (A.4.2)$$

burada;

m : tork

ω : hataları gösterir.

W : ağırlık

L : moment kolu

GÜÇ

Mekanik giriş gücü denklem (2.2) ile hesaplanmaktadır;

$$P_1 = \frac{2\pi \cdot f \cdot m}{60000}$$

Öte yandan

$$\left(\frac{\omega P_1}{P_1}\right)^2 = \left(\frac{\omega n}{n}\right)^2 + \left(\frac{\omega H}{H}\right)^2$$

Moment ve hız ölçümlerindeki maksimum hataların ikisi de yaklaşık % 1,0 olduğundan;

$$\left(\frac{\omega P_1}{P_1}\right)^2 = \left(\frac{1}{100}\right)^2 + \left(\frac{1}{100}\right)^2 = \frac{2}{10^4}$$

$$\frac{\omega P_1}{P_1} = \pm \frac{\sqrt{2}}{100} = \pm \frac{1,41}{100} \quad \text{veya } \% \pm 1,41$$

bu, 1 nolu referansın gerektirdiği gibi % $\pm 1,5$ 'tan daha küçüktür (bak. Tablo 2.1).

BASINÇ

EMME BASINCI

Emme basıncı, 1 inHg (civa)'lık bölümlerle -30-30 inHg ölçeklenen bir vakum/basınç göstergesiyle ölçülmektedir.

Bu yüzden,

$$\omega_p = \pm \frac{1}{2} = \pm 0,5 \text{ inHg (kalibrasyon hatası yok)}$$

$$= 0,017 \text{ bar} < 0,030 \text{ bar} \quad 1 \text{ 'in gerektirdiği gibi}$$

(bak. Tablo 2.1)

BASINÇ BASINCI

Basınç göstergesi 5 kgf/cm²'lik aralıklarla 0-250 kgf/cm²'yi ölçeklenmektedir. Bu yüzden,

$$\Delta_p = \pm \frac{5}{2} = \pm 2,5 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (kalibrasyon hatası olmaksızın)}$$

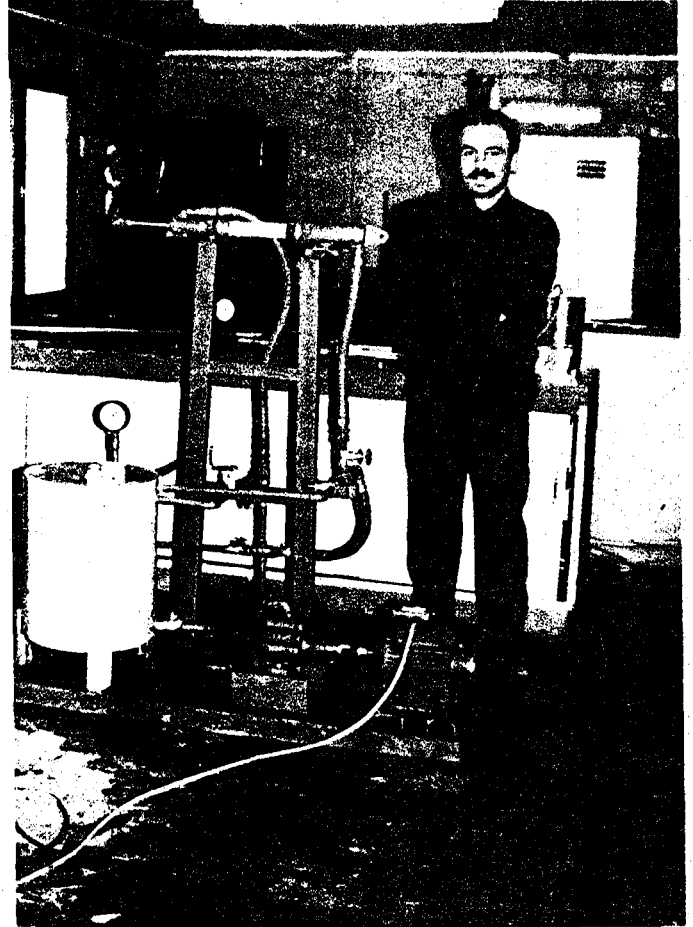
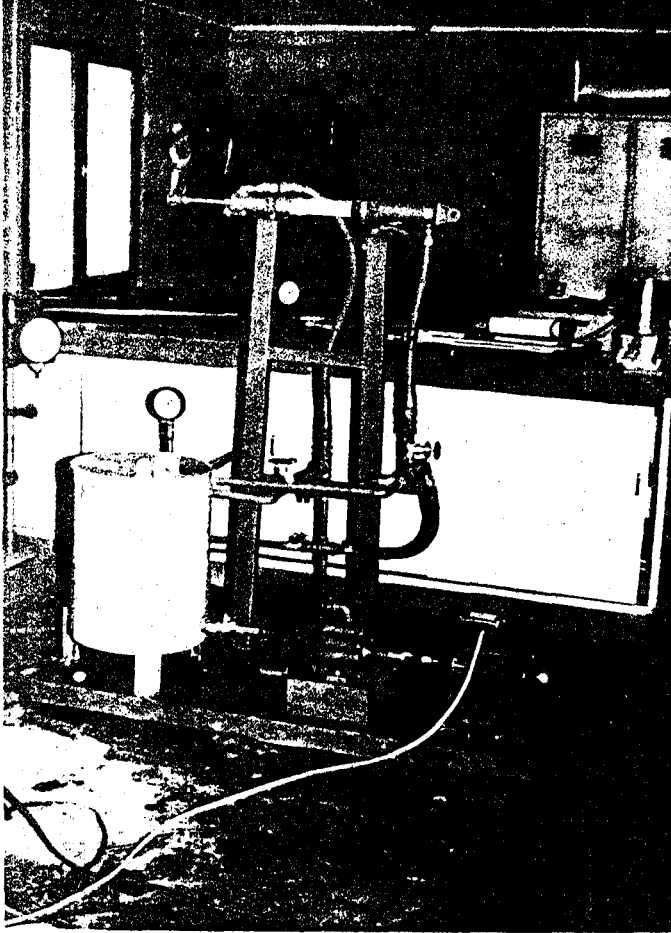
Maksimum basınç ölçümündeki hata aşağıdaki gibi olacaktır;

$$\frac{\Delta_p}{P} = \pm \frac{2,5}{200} = \pm 0,0125 \quad \text{veya } \% 1,25$$

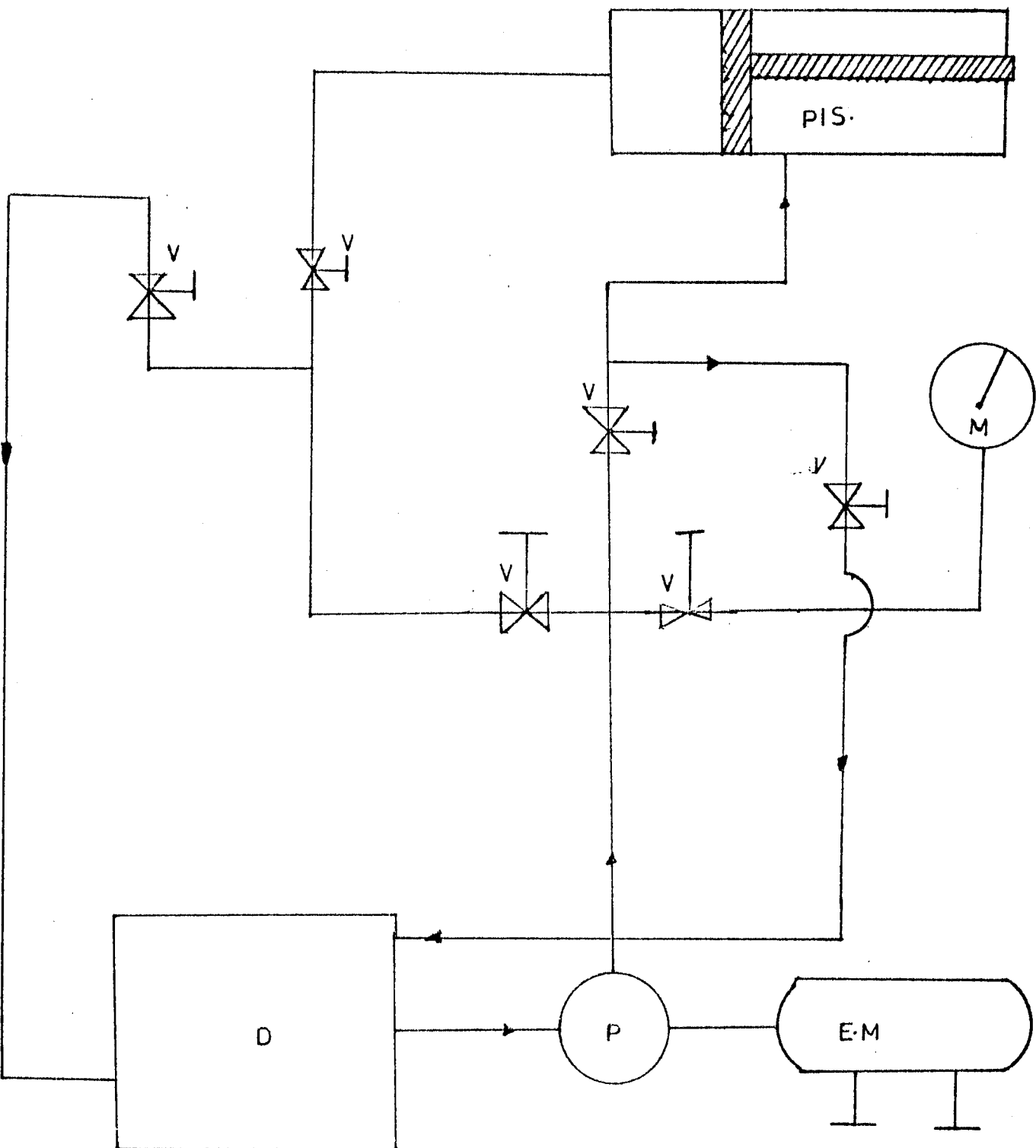
bu, maksimum müsaade edilebilen hata, % 1,5 dan daha azdır.

6. DENEY SONUÇLARI VE DENEY CİHAZININ RESİMLERİ

Hidrolik pompaların denenebilmeleri için dizayn edilmiş deney tesisatı teli üzerine bağlanmış dişli pompa ile ilgili karakteristikler çıkarılmıştır. Sonuç olarak, yapılan çalışmayla dizaynı yapılan deney tezi her türlü hidrolik pompaların testlerinin yapılabileceği görülmüştür.



DENEY CİHAZININ ŞEMATİK RESMİ



REFERANSLAR:

- | <u>KAYNAK:</u> | <u>KONU:</u> | <u>İSİM:</u> |
|--------------------------------------------------------|--------------|-----------------------------------------|
| 1) Theodore Faumaeister: | | Marks standart handbook for mechanical. |
| 2) Haydrolic Pump : | | Federal republic of CERMANY . 1975 |
| 3) Bearing maintenance and Replacment Guide : | | COPYRIGAT .1977 |
| 4) Fluid Power Designer's: manval | | WOM ACK MACHINE SUPPLY COMPANY. 1974 |
| 5) Drafting Fundamentals: | | MCGRAW-HILL RYERSON LIMITED. 1976 |
| 6) The Force of Pumps : | | Timuri. 1976 |
| 7) Hidrolik Pompalar : | | Riza Aras. 1974 |
| 8) Hidrolik Pompalarda basma yüksekliğin önemi: | | Ali SHAMİ. 1975 |
| 9) Hidrolik pompaların çalışma piresibi : | | H.L. STEWART 1981 |
| 10) Isı Değiştircilerin alışma tarzi : | | Ali SARIOĞLU 1980 |
| 11) Hidrolik pompalarda sıvının Viskositesinin önemi : | | Ali A. KARBALAYI 1980 |