

84990

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FREKANS KONVERTÖRLÜ POMPALARDA ENERJİ  
TASARRUFUNUN İNCELENMESİ


Mak. Müh. Murat EMİR

F.B.E Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan


YÜKSEK LİSANS TEZİ

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Ahmet KOYUN

  
Yrd. Doç. Dr. A. Koyun

  
Prof. Dr. Bahri Şahin

  
Doç. Dr. Recep Özdemir

İSTANBUL, 1999

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	i
ŞEKİL LİSTESİ	ii
ÇİZELGE LİSTESİ	iv
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
1. GİRİŞ.....	1
2. POMPA SINIFLANDIRMALARI.....	3
2.1. Santrifüj Pompalar.....	3
2.2. Pistonlu Pompalar.....	7
2.3. Dişli Pompalar.....	11
2.4. Paletli Pompalar.....	12
3. POMPA SEÇİMİ.....	13
3.1. Pompa Seçimi İçin Sistem Analizi.....	13
3.1.1. Hareket ettirilecek sıvı kapasitesi alanı ( Q ).....	13
3.1.2. İhtiyaç duyulan basma yüksekliği ( H ).....	14
3.1.3. NPSH.....	14
3.1.3.1 Kavitasyon.....	14
3.1.4. Basma yüksekliği eğrisinin şekli ( Q-H ).....	17
3.1.5. Sıvı karakteristikleri.....	19
3.1.6. Spesifik yerçekimi.....	19
3.1.7. Konstrüksiyon.....	20
4. POMPA SEÇİMİ İÇİN ALTERNATİF VERİLER.....	21
4.1. Pompa Karakteristik Eğrileri.....	21
4.2. Sistem Karakteristik Eğrileri.....	23
4.2.1. Basit sistem karakteristikleri.....	24
4.2.1.1. Statik yükseklik ağırlıklı basit sistem.....	24
4.2.1.2. Kayıp ağırlıklı basit sistem.....	25
4.2.1.3. Tamamı kayıplardan oluşan basit sistem ( Sirkülasyon devresi ).....	26
4.2.1.4. NPSH Problemi olan devreler.....	27
4.2.2. Belirlenebilen Sistemler için Gerekli Alternatif Veriler.....	28
4.2.2.1. Bir binanın ısı kontrollü kalorifer sirkülasyon sistemi.....	28
4.2.2.2. Derin bir deponun boşaltılması işlemi.....	29
4.2.3. Belirlenemeyen Sistemler ve Çözümleri.....	30

4.2.3.1.	Hidrofor sistemi.....	30
4.3.2.	Yangın sistemleri.....	36
5.	POMPALAR.....	37
5.1.	Genel.....	37
5.2.	Güç Bağıntısı, Genel Kurallar ve Karakteristik.....	39
5.3.	Sistemin Düşü-Debi karakteristiği.....	42
6.	DEVİR HIZI AYARI İLE AKIŞKAN KONTROLÜNÜN DİĞER YÖNTEMLERLE KARŞILAŞTIRILMASI.....	47
6.1.	Çıkış Vanası.....	48
6.2.	By-pass Üniteleri.....	48
6.3.	Hız Kavramaları.....	50
6.4.	Sıvı Akış Kontrolünde Enerji Tasarrufu.....	51
7.	FREKANS KONVERTÖR PANOLARI ve UYGULAMALARI .....	54
7.1.	Frekans Konvertör Panoları.....	54
7.2.	Regülasyon Sistemleri.....	55
7.2.1.	Regülasyon sisteminin tarifi.....	55
7.2.2.	Uygulanan regülasyon ve ayar seçenekleri.....	56
7.3.	Regülasyon Şekilleri.....	57
7.3.1.	$\Delta p-c$ ( Diferans basıncı- sabit ) regülasyonu.....	57
7.3.2.	Kritik nokta referanslı regülasyon.....	59
7.3.3.	$\Delta p-v$ ( Diferans basıncı- değişken ) regülasyonu.....	60
7.3.4.	$\Delta p-q$ Debi öncelikli diferans basıncı regülasyonu.....	61
7.3.5.	$\Delta p-t$ Diferans basıncı- sıcaklıktan bağımlı regülasyonu.....	62
7.3.6.	$\Delta T$ diferans sıcaklığı regülasyonu.....	63
7.3.7.	$\pm T$ sıcaklıktan bağımlı devir hız ayarı.....	64
7.3.8.	$p-c$ basınç-sabit regülasyonu.....	65
8.	KULLANILAN ENERJİNİN HESAPLANMASI ve EKONOMİK DEĞERLENDİRİLMESİ.....	66
8.1.	Gerekli Bilgiler.....	66
8.1.1.	Ayarlanabilir hızlı tahrik sisteminin karşılaştırılması gereken akışkan yöntemleri.....	67
8.1.2.	Pompa verileri.....	67
8.1.3.	İşletme bilgisi.....	67
8.1.4.	Elektrik ve kontrol sistemlerinin verimi.....	67
8.2.	Hesaplama Yöntemi.....	68

8.3.	Örnek uygulamalar.....	71
9.	DENEYSEL ÇALIŞMA.....	74
9.1	Deney.1 – Sabit Devirli Bir Pompanın Karakteristiklerinin İncelenmesi..	74
9.1.1.	Deneyin gayesi.....	74
9.1.2	Deney tesisat şeması ve izahatı.....	74
9.1.3	Deneyin yapılışı ve hesaplar.....	77
9.2	Deney.2 – Değişken Devirli Bir Pompanın Karakteristiklerinin İncelenmesi.....	80
9.2.1	Deneyin gayesi.....	80
9.2.2	Deney tesisat şeması ve izahatı.....	80
9.3	Deney Sınıçlarının Enerji Tasarrufu ve Ekonomik Yönden Değerlendirilmesi.....	88
10.	SONUÇ.....	92
	KAYNAKLAR.....	94
	ÖZGEÇMİŞ.....	95



## SİMGE LİSTESİ

$\Omega$	:	Kesit alanı ( m <sup>2</sup> )
n	:	Devir sayısı ( d/d )
$\eta$	:	Verim ( % )
Q	:	Debi ( m <sup>3</sup> /h )
p	:	Basınç ( N/m <sup>2</sup> )
P	:	Güç ( kW )
$\Delta$	:	İki nokta arasındaki fark
g	:	Yerçekimi ( m/s <sup>2</sup> )
$\lambda$	:	Boru sürtünme katsayısı
f	:	Gerilim frekansı ( Hz. )
C <sub>p</sub>	:	Sıvılar için özgül ısı ( kcal/ Kg.°C )



## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1a	Pompaların sınıflandırılması..... 4
Şekil 2.1b	Pompaların sınıflandırılması..... 5
Şekil 2.2	Santrifüj pompa..... 7
Şekil 2.3	Pistonlu pompa..... 8
Şekil 2.4	Dişli pompalar..... 11
Şekil 2.5	Paletli pompa..... 12
Şekil 3.1	Emiş yapan pompa sistemi..... 15
Şekil 3.2	Pompalama sistemi..... 16
Şekil 3.3	Santrifüj pompa için maximum sıvı viskozitesi..... 18
Şekil 4.1	Çeşitli pompaların karakteristik eğrileri..... 22
Şekil 4.2	Çok kademeli veya seri bağlı pompalar..... 23
Şekil 4.3	Çift emişli veya paralel bağlı pompalar..... 23
Şekil 4.4	Statik ağırlıklı basit sistem karakteristikleri..... 25
Şekil 4.5	Kayıp ağırlıklı basit sistem karakteristikleri..... 26
Şekil 4.6	Tamamı kayıplardan oluşan sistem karakteristikleri..... 27
Şekil 4.7	NPSH problemi olma devreler için karakteristik eğriler..... 28
Şekil 4.8	Isı kontrollü sirkülasyon pompası karakteristiği..... 29
Şekil 4.9	Taransfer pompası karakteristiği..... 29
Şekil 4.10	Dik karakteristikli basınç kumandalı hidrofor..... 31
Şekil 4.11	Yatık karakteristikli basınç kumandalı hidrofor..... 34
Şekil 4.12	Yatık karakteristikli debi kumandalı hidrofor..... 35
Şekil 5.1 a	Devir/ düşü değişimi..... 40
Şekil 5.1 b	Devir/güç değişimi..... 40
Şekil 5.2	Santrifüj pompanın değişken debi/basınç karakteristiği..... 41
Şekil 5.3	Örnek bir pompalama sistemi..... 43
Şekil 5.4	Sistem düşü karakteristiği..... 43
Şekil 5.5 a	% 100 sürtünme düşülü sistem karakteristik eğrileri..... 45
Şekil 5.5 b	% 100 sürtünme düşülü pompalama sistemi eğrileri..... 45
Şekil 5.6 a	% 100 statik düşülü sistem karakteristik eğrileri..... 46
Şekil 5.6 b	% 100 statik düşülü pompalama sistemi ..... 46

Şekil 6.1	By-pass sistemi.....	49
Şekil 6.2	% 100 sürtünme düşülü sistemde dolaştırma ünitesi.....	49
Şekil 6.3	% 100 statik düşülü sistemde dolaştırma ünitesi.....	50
Şekil 6.4	Hız kavraması ile çalışmada karakteristik.....	50
Şekil 6.5	Değişik akış yöntemleri için debi/verim eğrileri.....	51
Şekil 6.6	Vana ile kontrolde pompa eğrileri.....	52
Şekil 6.7	Vana ile kontrolde güç.....	52
Şekil 6.8	Değişken hız ile kontrolde pompa eğrileri.....	52
Şekil 6.9	Değişken hız ile kontrolde güç.....	53
Şekil 7.1	$\Delta p$ -c regülasyon işletim karakteristiği.....	58
Şekil 7.2	Kritik nokta referanslı regülasyon prensip şeması.....	59
Şekil 7.3	$\Delta p$ -v regülasyon seçeneğinde işletim karakteristikleri.....	60
Şekil 7.4	Çok pompalı sistemlerde $\Delta p$ -q regülasyon seçeneğinde işletim karakteristikleri.....	61
Şekil 7.5	Set edilen diferans basıncının sıcaklığa göre değişimi.....	62
Şekil 7.6	Pompa debisinin sıcaklık farkına göre değişimi.....	63
Şekil 7.7	Kademesiz sıcaklık ayarı prensip şeması.....	64
Şekil 7.8	3 pompalı bir hidroforda p-c regülasyonu.....	65
Şekil 8.1	Pompa güç/debi karakteristiği.....	72
Şekil 9.1	Deney tesisat şeması.....	75
Şekil 9.2	Q-Hm diyagramı.....	80
Şekil 9.3	Debi-güç diyagramı .....	80
Şekil 9.4	Q-Hm diyagramı.....	85
Şekil 9.5	Debi-güç diyagramı .....	86
Şekil 9.6	% Debi- güç değişimi.....	87
Şekil 9.7	Son 20 yılın yük faktörü.....	89

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1a Santrifüj pompa-pistonlu pompa karşılaştırılması.....	9
Çizelge 2.1 b Santrifüj pompa-pistonlu pompa karşılaştırılması.....	10
Çizelge 3.1 Suyun buharlaşma basıncının sıcaklıkla değişimi.....	17
Çizelge 7.1 Frekans-pompa parametreleri.....	55
Çizelge 9.1 Deney veri tablosu ( n=sabit= 2550 d/d için ).....	79
Çizelge 9.2 Deney veri tablosu ( n=değişken, $\Delta p=6,6$ mSS için ).....	81
Çizelge 9.3 Deney veri tablosu ( n=değişken, $\Delta p=3,0$ mSS için ).....	82
Çizelge 9.4 Deney veri tablosu ( n=değişken, $\Delta p=8,0$ mSS için ).....	83
Çizelge 9.5 Deney veri tablosu ( n=değişken, $\Delta p=9,8$ mSS için ).....	84



## ÖZET

Enerji tasarrufunun önem kazanmaya başladığı son yıllarda buna paralel olarak pompaların seçimi ve kontrolü de önem kazanmıştır. Gelişen sanayi ve şehirleşme sonucu tesisat hacimlerinde dikey ve yatay olarak büyük artışlar meydana gelmiştir. Dolayısıyla kullanıcı kendisine optimum verim sağlayacak, enerji sarfiyatını minimuma indirecek seçimlerin yapılmasını istemektedir.

Tesisatta kullanılan akışkanların tahrik edildiği sistemlerde çıkış büyüklüğü olan Debi ve Basınç gibi verilerin değişken olması istenmektedir. Bunu sağlamak, akışı kısıtlayan sistemler veya devir hızı değişimi ile yapılmaktadır. Akışı kısıtlayan sistemler kullanıldığında sisteme pompa tarafından verilen enerjinin bir kısmı kaybedilecektir. Buna karşılık değişken hızlı sistemler ise, sadece o anda istenilen debi ve basıncı karşılayacak şekilde pompayı kontrol ettiğinden büyük enerji tasarrufları olmaktadır. Fakat frekans konvertörlü sistemler kullanılmak istendiğinde mutlak şekilde çok iyi şekilde analizinin yapılması gerekli olduğu kaçınılmaz bir gerçektir. Bu sistemlerin her pompalam sistemine uygulanması her zaman doğru olmayabilir.

Tabii ki günümüzde frekans konvertörlü pompalar sadece enerji tasarrufu için değil, gün geçtikçe artan istenen konfor şartlarının iyileşmesi ve akışkan kontrolünün kolaylığı yapılmasını da sağlamakta olduğu için kullanım sahası artmaktadır.

## **ABSTRACT**

**In recent years, heat recovery is getting more important, so selection and controlling of frequency convertor pumps gets too. Since the industry is developing and cities are expanding, installation volumes increased vertically and horizontally. Therefore, users must select the products which provide optimum efficiency and decrease energy consumption.**

**In systems where used fluids are pumped, it is supposed that flow rates and pressure are variable. This is done by using a system that limits flow and changes turning velocity. When flow limiting systems are used, a part of the energy which is given to systems by pump will be lost. On the other hand, since variable velocity systems control the pumps in order to get required flow rate and pressure at the moment, a great energy recovery is provided. But when using frequency convertor systems it must be analysed properly. To apply these systems to every pumping system cannot be suitable every time.**

**Nowadays, not only frequency convertor pumps are used for energy recovery but also used to get comfort conditions.**

## 1.GİRİŞ

Dünyada üretilen elektrik enerjisinin büyük bir bölümü pompa ya da fan gibi akışkan tahrik sistemlerinin çalıştırılması için harcanmaktadır. Bu sistemlerin tahrikinde günümüzde çoğunlukla asenkron motorlar kullanılmaktadır. Akışkan tahrik sistemlerinde çıkış büyüklüğü olarak elde edilen DEBİ ve BASINÇ gibi büyüklüklerin değişken olması istenir. Bu durumda eğer tahrik, sabit hızlı bir motorla yapılıyor ise, çıkış büyüklüklerinin değiştirilmesi için bazı ek düzenlerin kullanılmasına ihtiyaç vardır. Bu şartları sağlayabilmek için valfler, çıkış damperleri,giriş vanaları, mekanik hız düşürücüler ve By-pass ünitesi gibi sistemler kullanılmaktadır. Bu düzenlerin kullanılması sistemde istenilen debi ve basınç ayarı için yapılan bu sistemlere kayıplara neden olmaktadır.

Akışı kısıtlayan bu düzenler, sisteme girişte verilen enerjinin bir kısmının kaybına neden olurlar ki, bu da sistemin veriminin düşmesine neden olur. Günümüz endüstrisinde pompa ve fan gibi akışkan tahrik sistemlerinin kullanıldığı sektörlerde sürekli yükselmekte olan ürün kalitesi ve gitgide hassaslaşan toleranslar bu makinaların çok hızlı ve hassas bir biçimde kontrol edilmesi ihtiyacını doğurmuştur. Bu ihtiyaç gün geçtikçe daha büyük olacağı şimdiden ortadadır.

Bu yukarıda sözünü ettiğimiz ihtiyaç ki sürekli çalışma şartlarını etkileyen değişkenlerin kontrol edilmesi gerekir. Burada değişken hızlı tahrik sistemleri ile hem burada istenilen ihtiyaca cevap verilmiş olacak, ham de büyük miktarlarda enerji tasarrufu sağlanacaktır.

Pompa ve fan gibi akışkan tahrik sistemlerinde değişken hızlı tahrik sistemlerinin getirdiği üstünlükler aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- İşletme sırasında vana, damper ve By-pass üniteleri gibi sabit hızda akışkan kontrolü yapan sistemlere göre enerji tasarrufu sağlaması,
- Değişken hız gerektiren işletmelerde, mekanik hız dönüştürücülere göre daha verimli ve daha az bakım gerektirmeleri,
- Yumuşak kalkış karakteristiği ani kalkışta motor, kaplin veya dişli üzerine gelecek şokları yok eder, böylece sistemde oluşabilecek arızaların asgariye indirilmesini sağlamaları,
- Yüksek hızlarda çalışan makinaların, balans ayarı ve kontrolü için ardarda çok sayıda kalkış ve duruş yapmaya olanak sağlaması,

- Değişken hızlı tahrik sistemleri öyle düzenlerdir ki, değişen işletme şartlarına kolay uyum sağlar,
- Yardımcı bir düzene ihtiyaç duymadan ihtiyaç duymadan geniş sınırlar içerisinde hız ayarı yapmaya olanak sağlaması,
- Akışkan miktarının ürün kalitesi üzerine etkili olduğu işletmelerde hassas yaparak istenilen kaliteyi sağlaması.

Burada sıralamış olduğumuz bütün bu üstünlüklerin en önemlisi ve bence en çok kullanılmasının gerekli olduğu yer enerji tasarrufu yapılmak istenen yerdir ki, günümüzde doğal yakıtların gün geçtikçe azaldığı ve dünyada bir enerji dar boğazının yavaş yavaş baş göstermeye başlamasıdır.



## 2.POMPA SINIFLANDIRMALARI

Çalışmalarının temel prensibi bakımından pompalar, DİNAMİK ve DEPLASMAN pompalar olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Daha az bilinen ejektör , gaz kaldırma pompası, hidrolik eşanjörler ve sınıflandırılması zor olan çeşitli tiplerde vardır.

Hem pozitif deplasman pompaları (PD), hem de santrifüj pompalar geniş tanımlamalar gerektirmektedir. Pozitif deplasman pompaları kendi reciprocating ( karşılıklı gidiş gelişli ) ve rotary ( dönel ) olarak ikiye ayrılırlar ve her birinin formu da farklıdır.

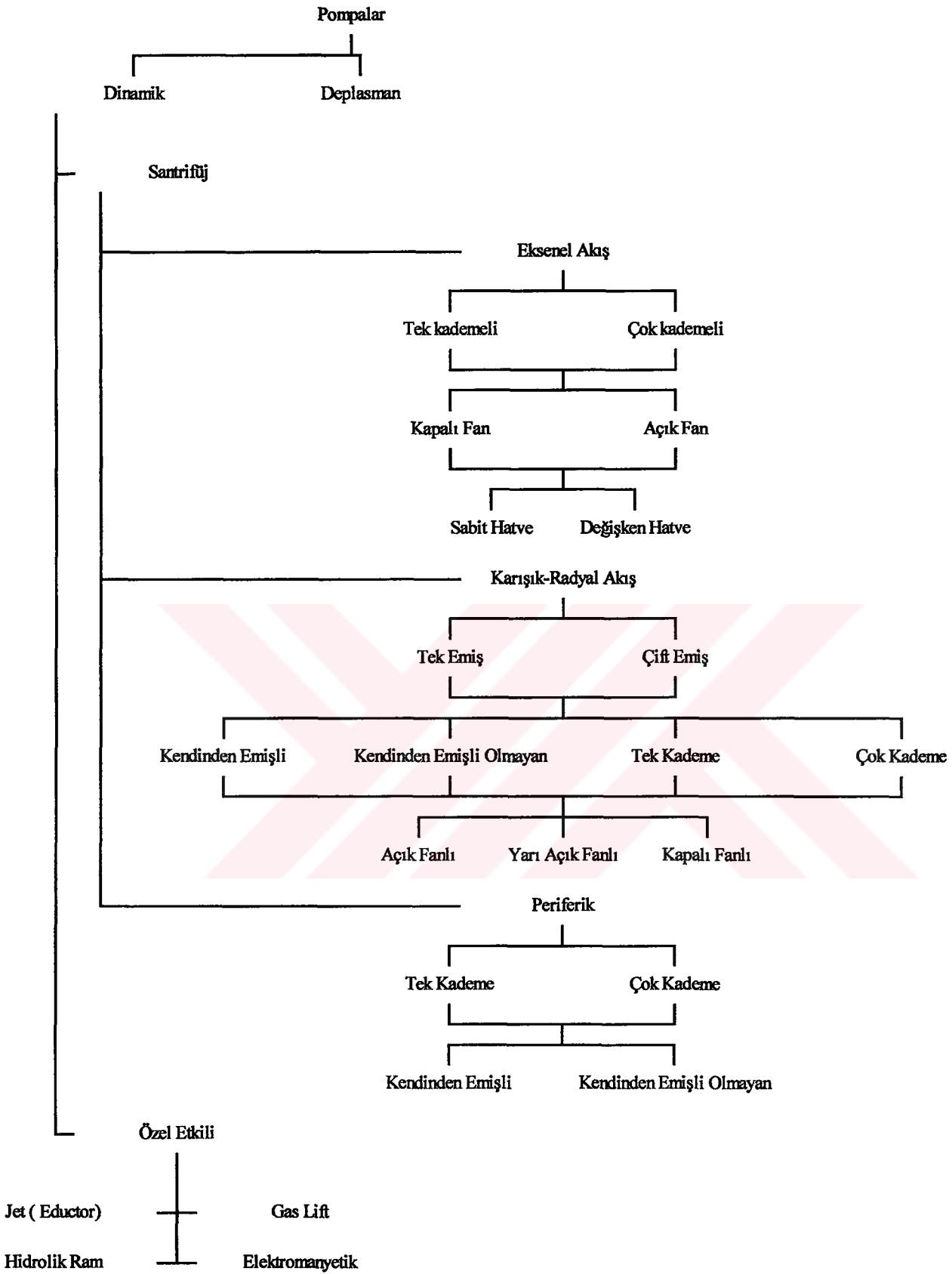
Dönel pompalarda en önemli çalışma elemanı bir impeller ( çark ), fııldak veya vida formundan oluşan bir rotordur. İmpeller tip rotorlu pompalara impeller pompaları da denir. Bu impeller tarifi daha çok turbo makinenin dönen elemanları için kullanıldığından karışıklığa yol açabilir.

Deplasman pompaları reciprocating ve dönen pompalar dışında bucket ( kova ), scoop, wheel ( tekerlek ) v.s... enjektör, pulsator ( ejektör ) v.s. gibi çok çeşitli pompaları da kapsamaktadır. Bazı tipler ise ne deplasman nede turbo makine tipinde olup bunların sınıflandırılması çok zor olmaktadır.

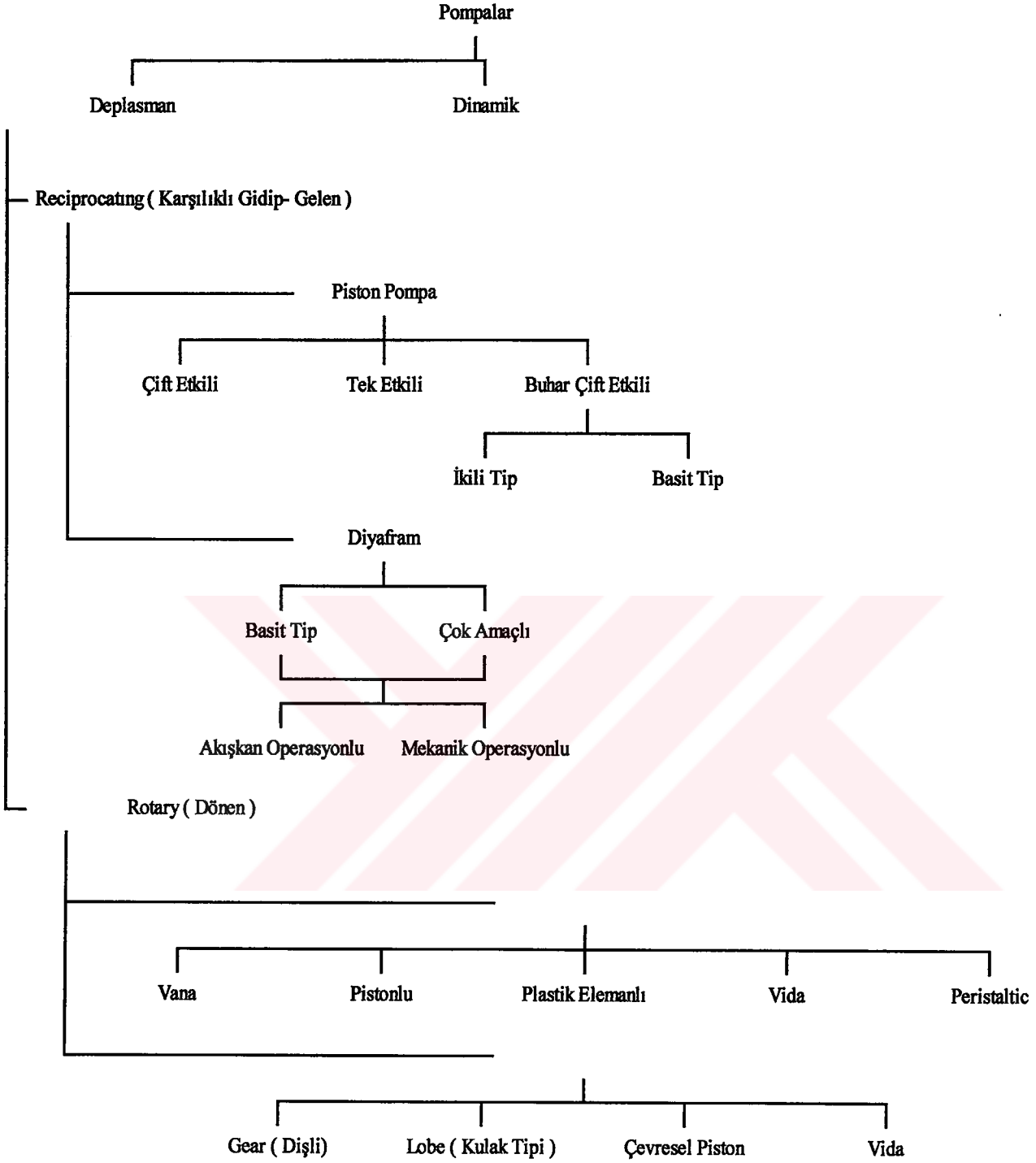
### 2.1.Santrifüj Pompalar

Santrifüj pompa impeller ile akışkana pozitif yol verme momentum ile yer değiştiren makinaların tarifidir. Sonuç olarak akış, basma yüksekliği ve dağıtımına bağlıdır ki, performansı ilk prensiplerden rahatlıkla çıkarılamaz. Bunlar en iyi turbo makinalardır. Çünkü değişik impeller formlarına sahiptir ve sıvıyı pompadan değişik yollarla aktarırlar.

Turbo-pompalar ve küresel pompalar daha çok kıta Avrupasında genişçe kullanılmaktadır. İkincisi santrifüj anlamına gelmektedir ve bu da gerçekte bir tür turbo makina sınıfına girmektedir.



Şekil 2.1a Pompa sınıflandırılması



Şekil 2.1b Pompa sınıflandırılması

$\Omega$  = Kesit alanı

n = Devir sayısı

2r = Strok

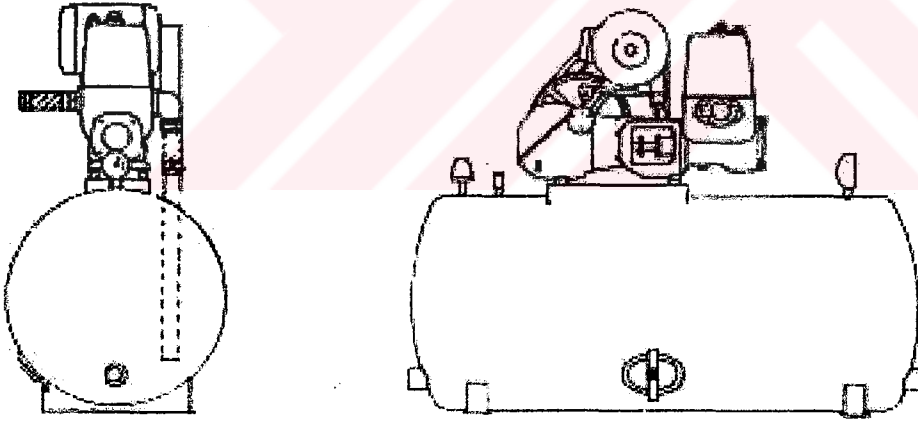
olduğuna göre;

$$Q = \frac{n \cdot 2r \cdot \Omega}{60} \quad (2.1)$$

Subapların kapanması çok azda olsa zaman aldığından bir kaçak olacaktır. Kaçak verimide hesaba katılacak olursa;

$$Q = \frac{n \cdot 2r \cdot \Omega \cdot \eta}{60} \quad (2.2)$$

şeklinde yazılabilir. Bu pompaların verdikleri su miktarı devamlı olmayıp kesik kesik olmaktadır.



Şekil 2.3 Pistonlu pompa

		<b>SANTRİFÜJ POMPALAR</b>	<b>PİSTONLU POMPALAR</b>
DEBİ :	Q	Tamamen muntazam olup pratik olarak istenilen miktara kadar yükseltilebilir.	Kesik kesik su verir; umumiyetle 200 m <sup>3</sup> /h' ten büyük takatlerde kullanılmaz.
BASINÇ :	H	Yüksek basınçlar ancak devir adedini ve kademe sayısını arttırmak sureti ile mümkündür; bu da ancak büyük debilerde iktisadi olur.	Küçük devir adetleriyle büyük basınçlar temin edilebilir; en küçük debilerde bile iyi verimle çalışırlar.
DEVİR SAYISI TAHRİK ELEMANI	n	Normal devir sayıları 1000 ile 3000 arasında değişir. Türbinle tahrik edilen pompalarda umumiyetle 6000 ve daha yüksek devir adetlerine kadar çıkılır. Ekseriya pompa ve motor direkt olarak akuple edilir.	Normal devir adetleri dakikada 100 ile 300 arasında değişir. Elektrik motoru ile çalıştırıldıkları taktirde bir vites kutusuna ihtiyaç vardır.
VERİM	$\eta$	Debi ile basınç arasındaki orana çok bağlıdır. Q/H oranını küçük olması halinde verimde küçüktür. Yüksek Q/H halinde bu pompaların verimleri pistonlu pompaların verimlerine yaklaşır. Viskoz ve içinde yüzücü maddeler bulunan mayiler basıldığı taktirde verim yine düşer.	Verim, pratik olarak Q/H oranına bağlı değildir. Pistonlu pompalarla basılabilen bütün mayiler halinde yüksek bir verimle çalışırlar.
EMME KABİLİYETİ		Normal konstrüksiyonlar havayı emme borusundan ememezler. Bu borudaki havanın boşaltılması için basılabilecek mayi ile doldurulması lazımdır.	Mukabil basınç olmadığı taktirde bu pompalar belirli bir dereceye kadar kendiliklerinden emerler. Mukabil basınçla çalışma halinde pompa gövdesini mayi ile doldurulması gerekmektedir.
ARMATÜRLER		Emme tarafına mümkün olduğunca az sayıda armatür konmalıdır. Basınç Yolu üzerinde bir ventil veya şiber koymalıdır.	Basınç yolu üzerinde armatür kullanılmadığı taktirde bunlarla pompa arasına bütün debiyi dışarıya verebilecek bir emniyet ventili koymak lazımdır.
YER, İHTİYAÇ, AĞIRLIK ve FİYAT		Yüksek devir sayısı rotatif hareket ve sürekli debi akımından dolayı büyük miktarlar az bir yerle, hafif ve ucuz makinalarla temin edilir.	Gidip gelme hareketinden ve küçük stroklardan dolayı fazlaca alana ihtiyaç vardır.

Çizelge 2.1a Santrifüj pompa-pistonlu pompa karşılaştırması

	SANTRİFÜJ POMPALAR	PİSTONLU POMPALAR
<p><b>AYAR İMKANI</b></p> <p>1-) <math>n = \text{sabit}</math></p> <p>2-) <math>H = \text{sabit}</math></p> <p>3-) <math>Q = \text{sabit}</math></p>	<p>Debi basınca bağlı olarak değişir. Debiyi çıkış ventilini kısmak suretiyle, istenilen şekilde ayarlamak mümkündür. Fakat bunun verime tesir edeceği tabiidir.</p> <p>Debiyi devir sayısını değiştirmek sureti ile ayarlamak mümkündür. Çıkış ventilini kısarakta debiyi azaltmak mümkündür.</p> <p>Basıncı, devir sayısını değiştirmek sureti ile ayarlamak mümkündür.</p>	<p>Debi basınca bağlı değildir. Debiyi ancak basınç yolundan bir kısmını emiş yoluna vermek suretiyle ayarlamak mümkündür.</p> <p>Debiyi, devir sayısını değiştirmek sureti ile ayarlamak mümkündür. Bu şekildeki ayarlama verime tesir etmezse mayinin bir kısmını emiş yoluna vererek yapılan ayarlama verimi düşürür.</p> <p>Basınç otomatik olarak mevcut mukabil basınca göre kendini ayarlar ve bu ayarlama verime tesir etmez.</p>
<p><b>MUHTELİF MAYİLERİ BASMA KABİLİYETLERİ</b></p> <p>1) Viskoz Mayiler</p> <p>2) Lapa Çeşidi Mayiler</p> <p>3) İçinde yabancı maddeler bulunan mayiler</p> <p>4) Köpüren Mayiler</p> <p>5) Sıcak ve Kimyevi tesiri olan malzemeler</p>	<p>Viskozite arttıkça başlangıçta Q ve H küçük miktar azalır. Viskozitenin daha fazla artması halinde bu azalma çok fazla olur.</p> <p>Bunlar ancak hususi tipli pompalarla muayyen bir irifaya kadar basılabilir.</p> <p>Bunlar ancak kanal çarklı pompalarla ve geniş çıkış ağızları ile basabilirler.</p> <p>Ancak alçak devir sayılarında kullanılabilirler.</p> <p>Muayyen şartlarda ve muayyen konstrüksiyon malzemesi ile her çeşit mayi basılabilir.</p>	<p>Mayi akıcı olduğu müddetçe bu pompalarla, verim belli hudutlar içerisinde kalmak suretiyle basılabilir.</p> <p>Mayi halinde akabilen bütün lapalar basılabilir.</p> <p>Bu pompalar ile basılabilirler. Yalnız ventil, klepe kullanılması arızaya sebep vererbilir.</p> <p>Bu çeşit mayiler için uygundur.</p> <p>Muayyen konstrüksiyon malzemesi halinde kullanılabilirler.</p>

Çizelge 2.1b Santrifüj pompa-pistonlu pompa karşılaştırması

### 2.3.Dişli Pompalar

Basit bir dişli pompa iki alın dişlisinden oluşur. Bu dişlilerden biri çevrilince diğeri aksine yönde döner ve şekildedeki görüldüğü gibi sıvıyı A emme kanalından alarak B basma kanalına basar. Burada her iki diş arasında bulunan boşluk emme tarafında dolar ve basma tarafında boşalır. Yani başka bir anlatımla emme kısmında doldurulan hacimler zorlu olarak basma kısmına verilirler. Bu suretle volümetrik bir pompalama işlemi başarılmış olur.

$n$  : Dakikadaki dönme sayısını

$Z$  : Diş sayısını

$\Omega$  : Diş arasındaki boşluk

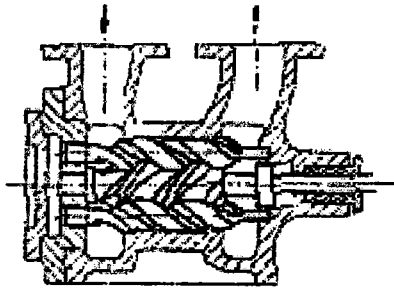
$b$  : Diş genişliğini

gösterirse pompanın verdiği debi;

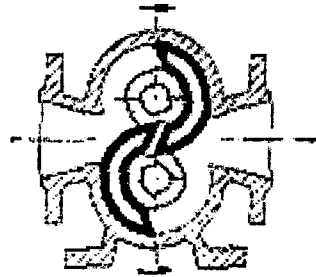
$$Q = \frac{2\Omega b Z n}{60} \text{ olur.} \quad (2.3)$$

Diğer volümetrik pompalarda olduğu gibi dişli pompalarda sabit devir sayısında sabit debi verirler, ancak basma yüksekliği arttıkça kaçakların artmasına karşı gelecek şekilde efektif debi hafifçe azalır.

Dişli pompalar genellikle motorlarda yağ pompası olarak, hidrolik kumanda devrelerinde hidrolik yağını basma işinde kullanılır.



Üçlü helisel dişli pompa

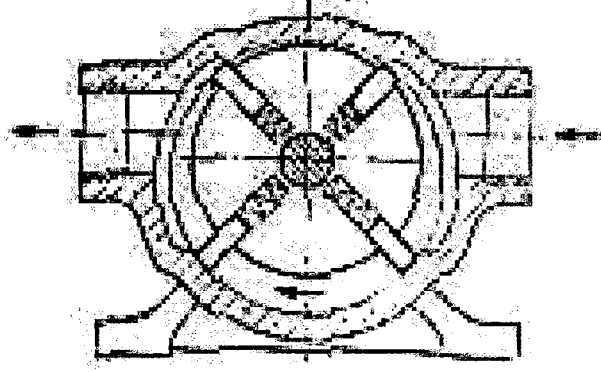


Tek dişli pompa

Şekil 2.4 Dişli pompalar

## 2.4.Paletli Pompa

Bu bir eksantrik pompadır. Silindirik bir rotor üzerine açılmış yarıklara paletler yerleştirilmiştir. Paletlerin diplerine konmuş olan yaylar paletleri çevreye doğru iterler. Rotor çevriline emme tarafından alınan hacim basma tarafına doğru basılır. Paletlerin dış kısımları sürekli olarak O merkezli silindir ile temasta kalır. Palet adedi en az ikiye kadar indirilebilir.



Şekil 2.5 Paletli pompa

### 3.POMPA SEÇİMİ

Sıkıştırılmayan türden akışkan ortam olarak tanımlanan sıvılara enerji aktaran cihazlara “POMPA “ denmektedir. Buna göre pompa seçiminde ;

#### 3.1.Pompa Seçimi İçin Sistem Analizi

Bir pompa seçilmeden önce, uygulama alanı açıklıkla belirlenmelidir. İster küçük bir geriye dönüşlü, isterse karmaşık bir boru hattına ihtiyaç duyulsun tüm uygulamaların ortak gereksinimi sıvıyı bir noktadan diğerine ulaştırmaktır. Pompa gereksinimlerinin, sistem karakteristiklerine uyması gerektiğinden, pompa şartlarına açıkça belirlemek için tüm sistemin analizi gerekir. Bu kullanıcının sorumluluğunda olup, sistem konfigürasyonunun , yükseklikteki değişikliklerin, pompanın güç kaynağının ve terminalindeki ihtiyaç duyulan basıncın incelenmesini içerir. Bu analizle ilgili bilgi pompa üreticisine bir pompa veri sayfası ve pompa spesifikasyonu şeklinde iletilir. Verilen bu bilgiden sonra aşağıdaki maddeler pompa seçimini belirleyecektir.

1. Hareket ettirilecek sıvının kapasite alanı ( Q )
2. İhtiyaç duyulan basma yüksekliği ( H )
3. NPSH
4. Basma yüksekliği eğrisinin şekli ( Q-H )
5. Sıvı karakteristikleri
6. Spesifik Yerçekimi
7. Konstrüksiyon

##### 3.1.1. Hareket Ettirilecek Sıvının Kapasite Alanı

Transfer edilecek sıvının kapasite alanı seçimi etkileyen en etkili faktörlerden biridir. Tesisat çapını ve buna bağlı olarak pompa boyutlarını etkileyici bir özellik taşır. Sıvının kapasitesini belirleyen faktör tesisata çalışma amacına göre değiştirecek sıvı miktarı ihtiyacıdır.

### 3.1.2. İhtiyaç Duyulan Basma Yüksekliği

Pompanın sağladığı basma yüksekliği, sistem basma yüksekliği eğrisinden bulunabilir. Bu toplam statik basma yüksekliği ve değişik hızlardaki sürtünme kayıplarının grafik şeklinde çizimidir.

### 3.1.3. NPSH

Emme nozulundeki belirli bir seviyeye göre ( datum ) sıvının feet olarak kesin basılabilme eksi sıvının feet olarak buhar basıncıdır. Net pozitif mümkün emme yüksekliği pompada oluşacak kavitasyon açısından önemlidir.

#### 3.1.3.1.Kavitasyon-NPSH

Pompa seçiminde ve pompanın emiş şartlarının belirlenerek yerleşim planının yapılmasında önemle dikkate alınması gereken diğer bir hususta, performans eğrilerinin alt kısımlarında gösterilen pompanın NPSH karakteristiğidir

Katalogta gösterilen bu değerler, gaz ve hava kabarcıklarından arınmış temiz su için geçerlidir. Kullanım emniyetinin yükseltilmesi ve pompanın kavitasyon riskinin azaltılması için katalogta gösterilen NPSH değerlerinin enaz 0,5 m artırılarak kullanılması doğru olacaktır.

Net pozitif emme basıncı diye isimlendirilen NPSH değeri, bir pompanın öngörülen işletme değeriinde kavitasyonsuz ve verimli bir şekilde çalışabilmesi için, pompanın emiş ağzında var olması gereken asgari nominal su basıncını ifade etmektedir.

Akışkanın sıcaklığı kavitasyon oluşumunda diğer bir faktördür. Sıcaklık arttıkça kavitasyon riskide yükselmektedir.

Bu durum akışkanın buharlaşma basıncı ile ilgilidir. Akışkanın buharlaşmaması için gerekli olan asgari basınç sıcaklığı ile birlikte artmaktadır.

Örneğin;

20 °C'deki suyun buharlaşmaması için pompanın emiş ağzında varolması gereken asgari basınç  $p_d = 0.02337$  bar ( ~ 0.2 m ) iken, 85 °C'deki suyun buharlaşmaması için gereken asgari basınç  $p_d = 0.5780$  bara ( ~ 5.78 m ) yükselmektedir.

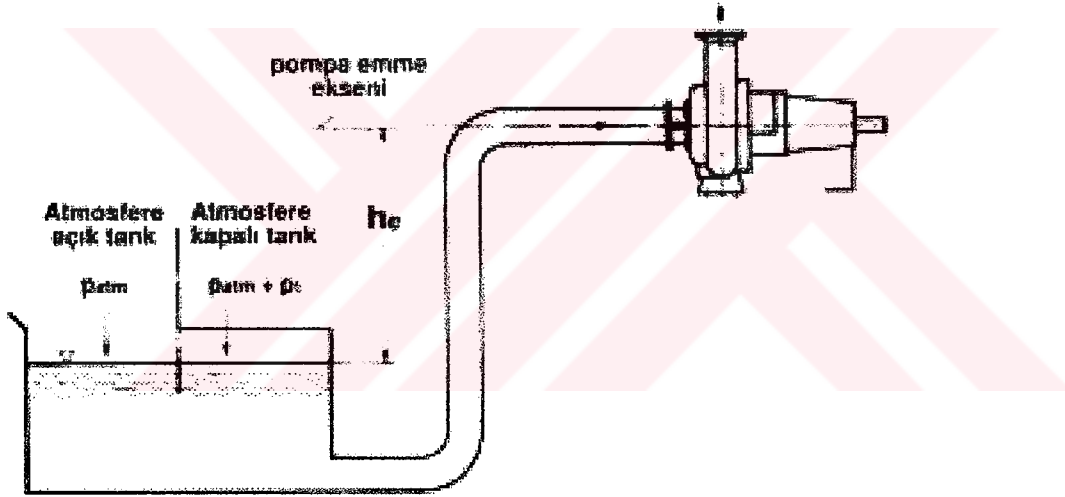
Dolayısıyla yüksek sıcaklıktaki akışkanların pompalanmasında atmosfere kapalı tank sistemine geçilerek, tankın ayrıca basınçlandırılması ( $p_{atm} + p_t$ ) gerekli olabilir.

Özellikle akışkan seviyesinin pompanın emiş ağzına nazaran daha düşük olduğu emiş yapılarak çalışılacak durumlarda veya akışkan sıcaklığının  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den daha yüksek olduğu uygulamalarda; sistemin depo yerleşimi ve emiş hattı özelliklerinden kaynaklanan mevcut NPSH değerinin, pompanın problemsiz çalışabilmesi için gerekli olan NPSH değerini sağlayıp sağlayamayacağı vermiş aşağıda vermiş olduğumuz formüllere göre kontrol edebiliriz.

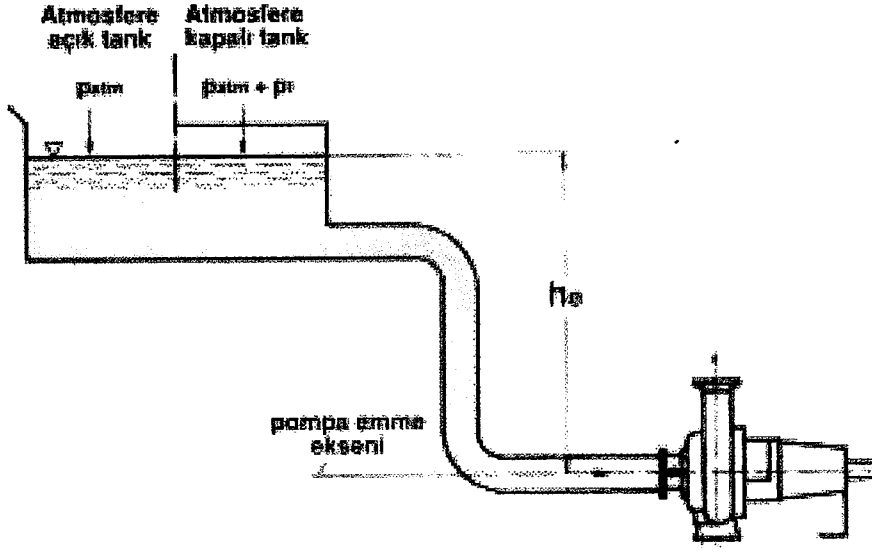
Problemsiz bir işletim için

$$\text{NPSH}_{\text{mevcut}} > \text{NPSH}_{\text{pompa}}$$

olmalıdır.



Şekil 3.1 Emiş yapan pompalama sistemi



Şekil 3.2 Pompalama sistemi

Şekil 3.1’de görüldüğü gibi bir uygulama varsa,

$$NPSH_{mevcut} = 9.5 - (\Delta p_e + h_e + p_d) \quad (3.1)$$

Şekil 3.2’de görüldüğü gibi bir uygulama varsa,

$$NPSH_{mevcut} = 9.5 + h_e - (\Delta p_e + p_d) \quad (3.2)$$

Atmosfere açık tanklı uygulamalarda atmosfer basıncının yaklaşık 9,5 mSS olduğu varsayımıyla, sistemin mevcut NPSH değerini hesaplariken,

$\Delta p_e$  : Emiş hattı direnç kayıpları toplamı

$h_e$  : Emiş derinliği

$p_d$  : Akışkanın buharlaşma basıncı

formüllerde gösterildiği gibi dikkate alınmalıdır.

t (°C)	p <sub>d</sub> (bar)	t (°C)	p <sub>d</sub> (bar)	t (°C)	p <sub>d</sub> (bar)
0	0.00611	80	0.47360	160	6.18100
10	0.01227	90	0.70110	170	7.92000
20	0.02337	100	1.01330	180	10.02700
30	0.04241	110	1.43270		
40	0.07375	120	1.98540		
50	0.12335	130	2.70130		
60	0.19920	140	3.61400		
70	0.31160	150	4.76000		

Çizelge 3.1 Suyun buharlaşma basıncının sıcaklıkla değişimi

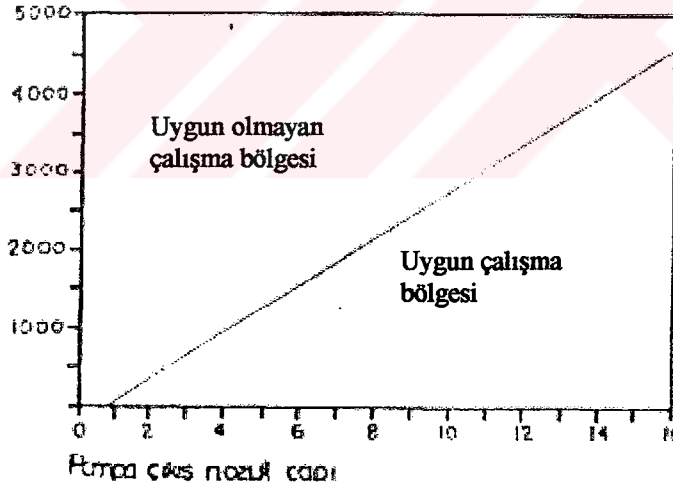
### 3.1.4. Basma Yüksekliği Eğrisinin Şekli

Q-H eğrisinin istenilen şekli, sistemin analizi sırasında belirlenir. Spesifikasyonların bir çoğu sistem limitleri, çalışma modu ve değişken ya da kanca şeklinde eğrilerle belirlenen en uygun verimlilik noktasındaki (BEP) yüzde olarak artışla sürekli yükselen bir eğri meydana getirir.

Maksimum basma yüksekliğinin sıfırdan biraz daha yüksek olduğu yerlerde bir çok pompanın paralel çalışması istenilen bir durum değildir. Bu tip uygulamada sıfır basma yüksekliğinin sıfırdan biraz daha yüksek olduğu yerlerde bir çok pompanın paralel çalışması istene bir durum değildir. Bu tip uygulamalarda sıfır basma yüksekliği, sistem basma yüksekliğinden düşük olabilir ve ikinci bir pompanın hatta dahil edilmesini engeller. Aynı zamanda bir pompanın akış hızını belirleyen ve diğerinden, çıkış basıncından doğan eşit olmayan bir akış ile ayrılması mümkündür. Bu kanuni sebepler herhangi bir uygulama için değişken (sabit olmayan, dengesiz) eğrilerinin kullanımının yasaklanması sonucunu doğurmuştur. Bu durum mükemmel bir şekilde kullanıma uygun olan eğriler için talihsizlik olmuştur. Daha önemlisi değişken eğrilere sahip pompalar kendilerine sürekli yükselen karşıt parçalarına nazaran daha fazla basma yüksekliği sağlar ve daha verimli olur. Bu dengesiz durum normal olarak daha düşük hızlarda gerçekleşir. Spesifik hız arttığında Q-H eğrisi daha dengeli hale gelir.

1. Pompa hızı, elektrik frekansı ya da uygun tahrik edici hıza uymak üzere kullanıcı tarafından tahmin edilebilir. Ancak pompa üreticisi istenilen hızının NPSHA'ya uygun olmasını ve optimum verimliliğin sağlanmasını etmin etmek zorundadır.
2. Bir pompadan sıvı akarken oluşan hidrodinamik kayıplar viskoziteden etkilenir ve herhangi bir artış, oluşan basma yüksekliğinin azalması ve emilen güçteki artıştan kaynaklanan verimlilik ile sonuçlanır.

İç akış pasajlarının boyutu da, kayıplar üzerinde gözle görülür bir etkiye sahiptir, böylece pompa ne kadar küçük olursa, viskozitenin etkileri daha büyük olur. Bir pompanın fiziki büyüklüğü arttığında, taşıyabileceği maksimum viskozite artar. 3 inçlik bir çıkış nozülüne sahip bir pompa 500 ssu tutabildiği halde, 6 inçlik çıkış nozülüne sahip bir pompa 1700 ssu tutabilir. Santrifüj pompalar daha yüksek viskoziteler tutabilirler, fakat bu limitlerinin ötesinde artan bir kayıp vardır. Belirli bir büyüklükteki pompa için viskozite çok yüksek olduğu zaman daha büyük bir pompa seçilir. Makul bir viskoziteye karşı pompa büyüklüğü Şekil 3.4'de gösterilmiştir. Viskos sıvılarla pompa performansını önceden tahmin etmek için kullanılan metodlar, Hidrolik Enstitü Standartları ile belirlenir.



Şekil 3.3 Santrifüj pompa için maximum sıvı viskozitesi

### 3.1.5.Sıvı Karakteristikleri

Makul bir ömür için pompa malzemeleri sıvı ile uyumlu olmalıdır. Basılacak sıvı ile ilgili bilgi sahibi olarak kullanıcı üreticiye kullanılması gereken malzemeleri belirtir. Pompa üreticisinin pompa malzemelerini seçmesi gerektiğinde kullanıcının gerekli tüm bilgileri ona iletmesi gerekir.

Sıvılar temiz olanlardan, içinde gazlar, buharlar ve çeşitli katı maddeler içerenlere kadar birçok değişiklikte olduğundan bu konudaki önemli bilgiler sıcaklık, spesifik yerçekimi , PH seviyesi, katı içerik, içerdiği hava veya çözülmüş gaz miktarı ve sıvının korozif olup olmadığını içerir. Son olarak malzeme seçiminde, pompa üreticisi, çalışma gerilmelerini ve korozyon, erozyon ve abrazyonun etkilerini de dikkate almalıdır.

### 3.1.6. Spesifik Yerçekimi

Viskos olmayan bir sıvıyı basarken pompalar sıvının spesifik ağırlığından etkilenmeden aynı basma yüksekliğini verecektir. Basınç spesifik yer çekimi ile değişir ve aşağıdaki ifadeyle hesaplanır.

$$\text{Değişken Basınç ( PSE )} = \frac{\text{DeğişkenBasmaYüksekliği} \times \text{spgr}}{2.31} \quad (3.3)$$

Böylece pompalar, ürün yoğunluğundaki değişimle, aynı basma yüksekliği verdiklerinde basınçta bir değişim gösterecek ve pompanın çektiği gücü spesifik yer çekimi ile direkt olarak değişecektir. 0.5'lik spesifik yer çekimine ( spesifik ağırlık ) sahip bir hidrokarbonu tutmak için satın alınan bir pompa normal olarak eğrinin üzerindeki beygir gücünden bir miktar daha fazla olacak şekilde bir motora sahip su üzerinde yapılan fabrika testi esnasında, emilen beygir gücü, normal çalışma altındakinin iki katı olacaktır ve böylece test esnasında contract motor kullanımını engelleyecektir. Bu tip durumlarda pompa üreticileri standart test motorları kullanırlar.

### 3.1.7.Konstrüksiyon

Pompa konstrüksiyonu hakkında daha çok pompa veri yaprağında bahsedilir. Yatay, dikey, radyal ayırım ve aksiyal ayırımgibi terimler kullanılır. Birçok uygulama için konstrüksiyon bakım kolaylığı, güvenilirlik, uygun hakiki değer ve çalışma parmetreleri ile belirlenir. Ancak şartlara uygun konstrüksiyonu seçmek pompa üreticisinin görevidir.

Buna göre pompa seçimi;

Veri yaprağından elde edilen bilgilerle, bir pompa üreticisinin satış kataloğundan seçim yapılabilir. Bunlar genellikle bölümlere ayrılır ve her biri belirli bir konstrüksiyonu temsil eder. Performans haritaları, kapasite sınırlarını ve mümkün basma yüksekliğini verirken tek tek performans eğrileri verimliliği ve NPSHR'yi verir. Eğer pompa gereksinimleri satış kataloğunda gösterilen performans eğrilerinin içine giriyorsa, işlem nisbeten kolaydır. Ancak pompa gereksinimleri, performans sınırının dışına taşıyorsa seçim artık kolay değildir. Pompa dizaynerinin sorumluluğu haline döner.

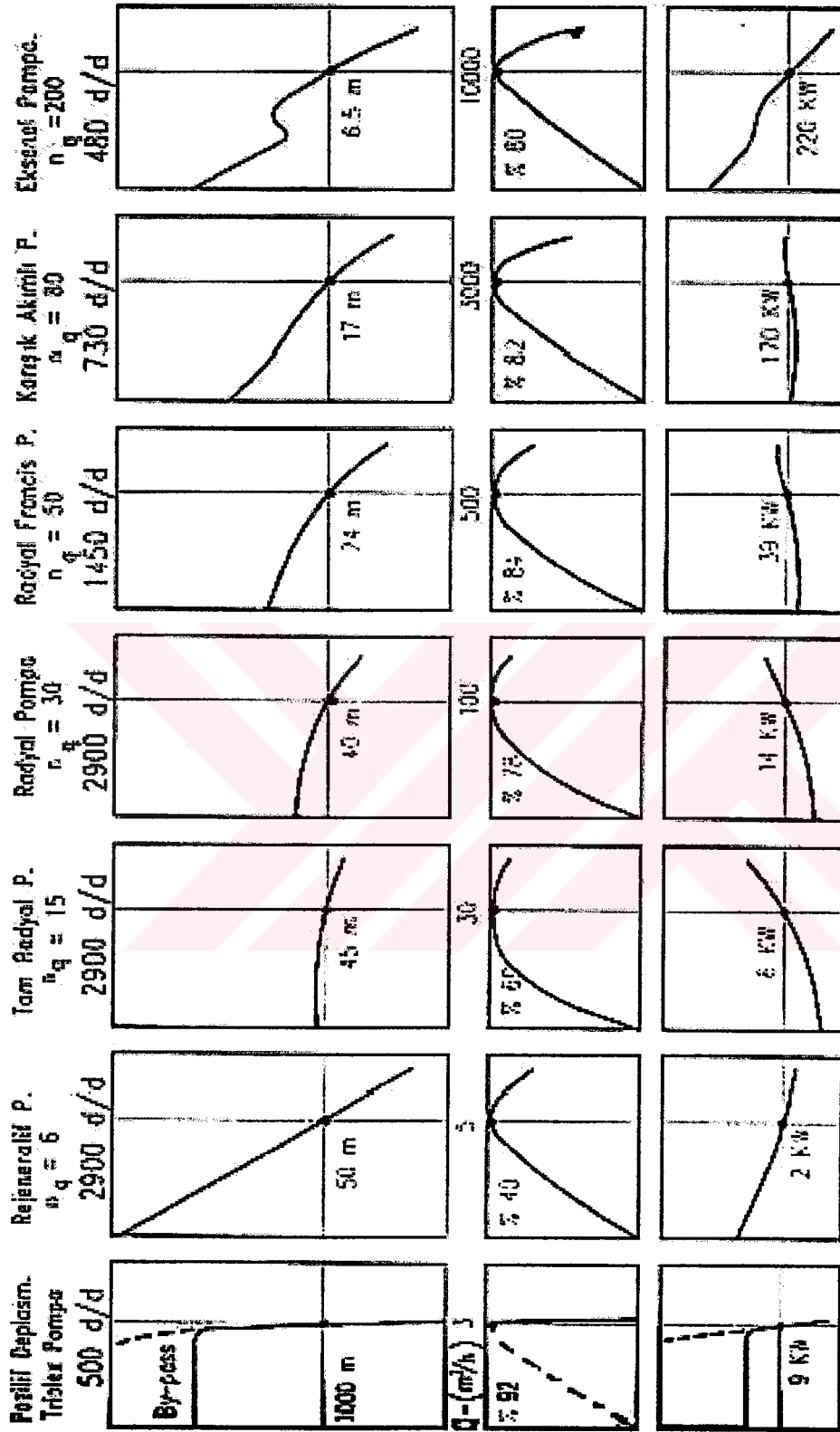


#### 4.POMPA SEÇİMİ İÇİN ALTERNATİF VERİLER

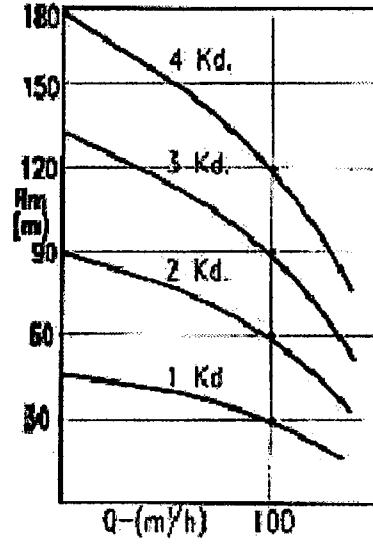
Bir pompalama olayının iki temel büyüklüğü olduğunu biliyoruz. Tüm pompalama olaylarını, bu iki büyüklüğün yatay ve düşey eksenlerde yer aldığı Q-H düzleminde incelemek çok anlaşılır ve kolay olmaktadır. Olayı etkileyen diğer büyüklükler, bu düzlem üzerine parametreler şeklinde ifade edilebilir veya bu değişkenler için yatay eksen Q olan ikincil diyagramlar kullanılabilir. Her pompanın ve her sistemin Q-H düzleminde bir karakteristiği çizilebilir. Bir pompa ile bir sistemin ortak çalışma noktası, bu iki karakteristiğin kesişme noktasıdır ve Q-H düzleminde hemen görülebilir.

##### 4.1.Pompa Karakteristik Eğrileri

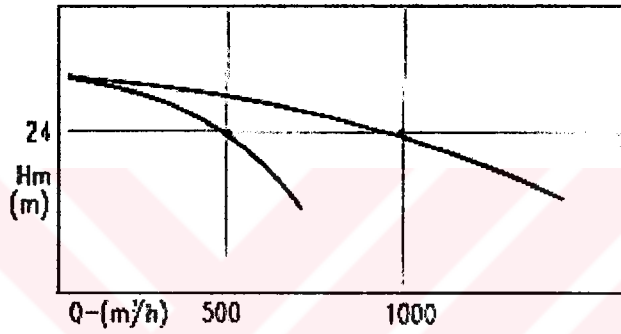
Değişik pompa türlerinin Q-Hm karakteristikleri birbirinden farklıdır. Öncelikle pompa tipine bağlı olarak farklıdır ve doğal olarak aynı türdeki pompalarda boyut ( büyüklük ) olarak farklıdır. Aksi söylenmedikçe veya parametrelerle ifade edilmedikçe, bir pompa karakteristiği, pompanın sabit bir açısız hızdaki karakteristiğini ifade etmektedir.( n= sabit). Pozitif deplasmanlı ( pistonlu-dişli-paletli-loblu-vidalı vs ) pompaların karakteristikleri teorik olarak tam dikey bir doğru şeklindedir. Hm ( basınç ) arttıkça artan kaçak kayıpları sebebi ile bu eğri bir miktar sola doğru kayacaktır. Rotadinamik ( Santrifüj-karışık akımlı-eksenel ) pompaların karakteristikleri ise teorik olarak alçalan, Q ve H eksenlerini belirli pozitif değerlerde kesen bir doğru şeklindedir.Bu teorik eğriler, pompa içinde meydana gelen sürtünme, çarpma, mekanik ve hidrolik kayıpların etkisi ile debiye ve yüke bağlı olarak aşağı düşmekte gerçek karakteristik eğri ortaya çıkmaktadır. Rotadinamik pompaları karakterize eden özgül hıza bağlı olarak tipik bazı şekiller almaktadır. Şekil 4.1 pozitif deplasmanlı ve değişik Rotadinamik pompalara ait tipik sabit hız karakteristiklerini göstermektedir.Bu şekillerde pompanın verim ve güç karakteristikleri ile en yüksek verim noktaları işaretlenmiştir. Eğriler üzerindeki rakamlar bu özellikteki örnek bir pompayı tanımlayan değerlerdir ve sadece fikir vermek amacıyla konulmuştur. Bu şekildeki karakteristikler tek çarklı pompalara aittir. Bilindiği gibi bir pompa içinde birden fazla çark olabilir. Bu çarkların seri bağlı yerleştirilmesi ile çok kademeli pompalar üretilmektedir. Böyle bir pompa karakteristik eğrisi Şekil 4.2'de görülmektedir. Benzer şekilde bir pompa içine iki çarkın paralel bağlanması ile çift emişli pompalar yapılmaktadır, böyle bir pompaya ait karakteristik eğri Şekil 4.3 de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Çeşitli pompaların karakteristik eğrileri



Şekil 4.2 Çok kademeli veya seri bağlı pompalar



Şekil 4.3 Çift emişli veya paralel pompalar

#### 4.2.Sistem Karakteristik Eğrileri

Sistem karakteristiği veya şebeke karakteristiği, sistemden istenen debinin geçebilmesi için birim ağırlık için gerekli enerjiyi yani bu iş için kullanılacak pompanın sağlaması gerekli Toplam Dinamik Basma Yükünü yani Manometrik Yüksekliği göstermesidir. Bu enerjinin boyutu Birim Akışkan Sütunu yani metrik birim için m'dir. Bilindiği gibi hidrolik enerji birbirine dönüşebilen üç elemandan ( yükseklik farkı-Basınç-Hız enerjisi ) oluşur. Sistem içerisinde bulunan boru, armatür, dirsek hazne v.s. gibi elemanların sürtünme kayıpları da sistem karakteristiğinin önemli elemanlarıdır.

Bir sistem karakteristiğini en genel şekli ile ele alalım. Burada su emilen ve basılan haznelerdeki sıvı seviyeleri arasında bir geometrik yükseklik farkı, bu hazneler üzerinde varolan basınç farkı, sistemdeki yük kayıpları ve hız yüksekliği elemanları bulunmaktadır. Sistemdeki yük kayıplarının ve hız yükünün debinin karesi ile değiştiğini biliyoruz. Böyle basit bir sistem karakteristiğinin genel formülü

$$H = H_g + \frac{p.d}{\gamma} + k.Q^2 \quad (4.1)$$

olacaktır. Bu formül sistem karakteristiğinin temel ifadesidir. Yukarıdaki ifadede  $H_g$  statik yükseklik farkını,  $\frac{P.d}{\gamma}$  emme ve basma hazneleri arasındaki basınç farkını ve  $k.Q^2$  hız yüksekliği ve sistemdeki kayıpların toplamını göstermektedir. Yukarıdaki ifadede  $Q$  temel değişkendir. Basit bir şebeke diğer büyüklükler sabit olacağı için sistem belirgindir ve kolaylıkla çözülebilir.  $H_g$ ,  $P_d$  ve  $k$ 'nın da değişken olabileceği düşünülürse sistem karakteristiğinin karmaşık bir hal aldığı ve sistem ile pompanın bir tek çalışma noktasından bahsedilemeyeceği ortaya çıkar. Farklı sistemlerin karakteristikleri birbirinden farklı olacaktır. Sistem karakteristiklerini öncelikle basit, belirlenebilen ve belirlenemeyen diye üçe ayırmak mümkündür. Bunlar ;

#### 1.Basit Sistem Karakteristikleri :

Geometrik yükseklik, Basınç farkı ve Sistem kayıp katsayısının sabit veya bazılarının sıfır olduğu sistemlerdir.

#### 2.Belirlenebilen Sistem Karakteristikleri :

Sistem değerlerinin bilinen bir kural içerisinde değiştiği sistemlerdir.

#### 3.Belirlenemeyen Sistem Karakteristikleri :

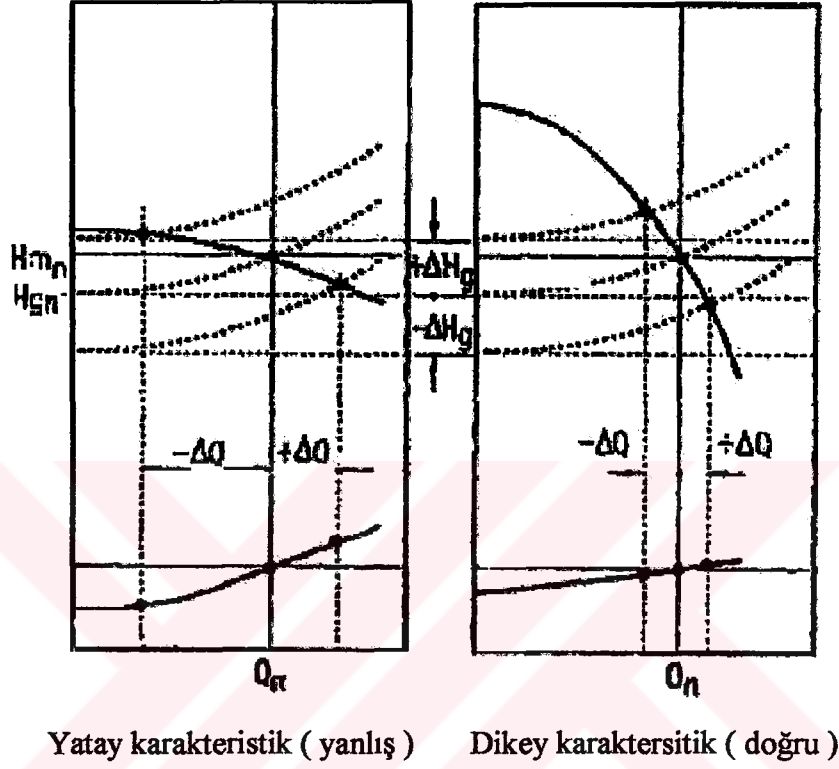
Sistem değerlerindeki değişimlerin hiç bir kurala bağlanamadığı sistemlerdir.

### 4.2.1.Basit Sistem Karakteristikleri

#### 4.2.1.1.Statik yükseklik ağırlıklı basit sistem

Örnek olarak bir köye içme suyu getirme sistemi bu türden bir sistemdir. Burada geometrik yükseklik sabit, her iki ucu atmosfere açık ( basınç farkı yok) ve boru kaybı sabittir (Şekil 4.4). Bu tip bir şebekenin çalışma karakteristiğini göstermektedir. Bu tip bir işletmede debinin olabildiğince sabit kalması istenir. Çünkü kaynaktaki debi sınırlıdır ve ya bu debi başka bir pompa ile ( bir derin kuyudan ) sağlanmaktadır. Geometrik yüksekliğin çok iyi hesaplanması ve alternatif veri olarak şartname veya istek formunda belirtilmesi gerektiği görülmektedir. Bu şebeke için seçilecek pompanın karakteristiği, çalışma noktası yakınında dik olmalıdır.

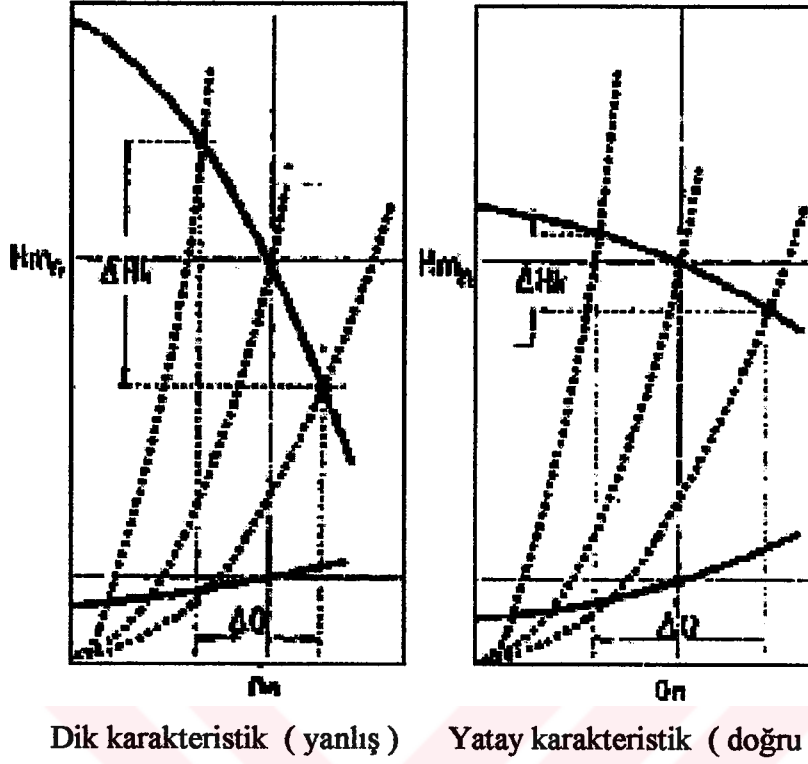
Şekil 4.4'de yatay karakteristikli bir pompa seçilmesi halinde geometrik yükseklikteki küçük bir farkın debide büyük değişmelere yol açacağı görülmektedir. Sistem kayıpları geometrik yüksekliğe oranla çok küçük olduğu için buradaki bir değişim debiyi pek fazla etkilemeyecektir.



Şekil 4.4 Statik ağırlıklı basit sistem karakteristikleri

#### 4.2.1.2. Kayıp ağırlıklı basit sistem

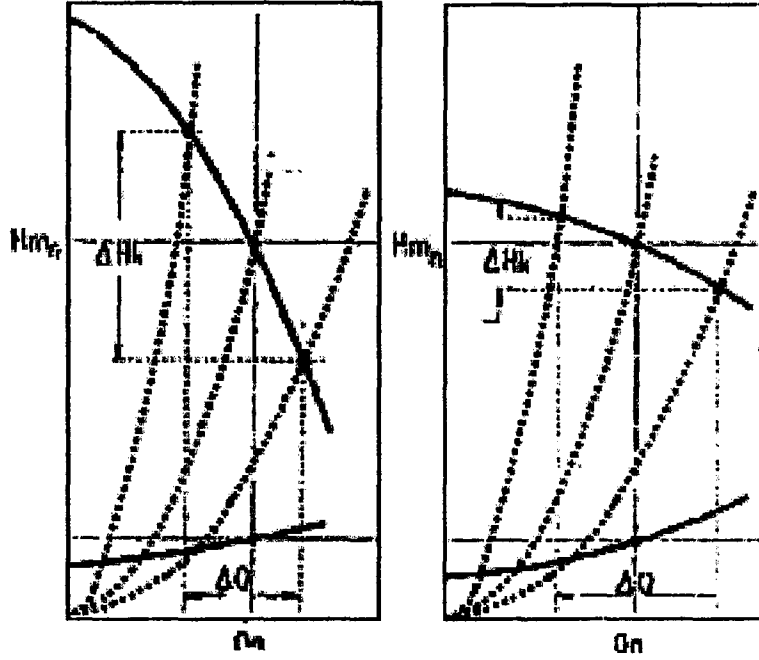
Örnek olarak eşanjörlü bir soğutma kulesini gösterebiliriz. Bu sistem önceki sisteme benzemektedir. Aralarındaki tek fark geometrik yüksekliğin çok küçük ve değişme olasılığının az olmasıdır. Bu çalışma şeklinde geometrik yükseklikten çok sistemde kullanılan eşanjörün veya tüm sistemin direnç- debi bağıntısının alternatif veri olarak verilmesi gerekir. Sistem debisinin ihtiyaca göre değiştirilmesi gerekebilir. Bu sebeple seçilen pompanın karakteristik eğrisi oldukça yatay olmalıdır. Böylece sistem üzerindeki bir ayar vanası ile kayıpları çok az değiştirerek debide büyük değişmeler elde edilebilir. Bu durumu Şekil 4.5'de de açıkça görebilmekteyiz.



Şekil 4.5 Kayıp ağırlıklı basit sistem karakteristikleri

#### 4.2.1.3. Tamamı kayıplardan oluşan basit sistem ( Sirkülasyon devresi )

Sabit debili bir sirkülasyon devresinde Manometrik yüksekliğin tamamı kayıplardan oluşmaktadır. Debideki sapmaların ayarlanabilmesi için bir ayar vanası bulunmalıdır. Vananın az kısılması ile ( az enerji kaybı ile ) debide büyük farklılıklar elde edebilmek için pompa karakteristik eğrisi elden geldiğince yatay olmalıdır. Böyle bir sisteme ait pompa istek formunda Alternatif veri olarak sistemin bir sirkülasyon devresi olduğu ve statik yüksekliğin sıfır olduğu bildirilmelidir.



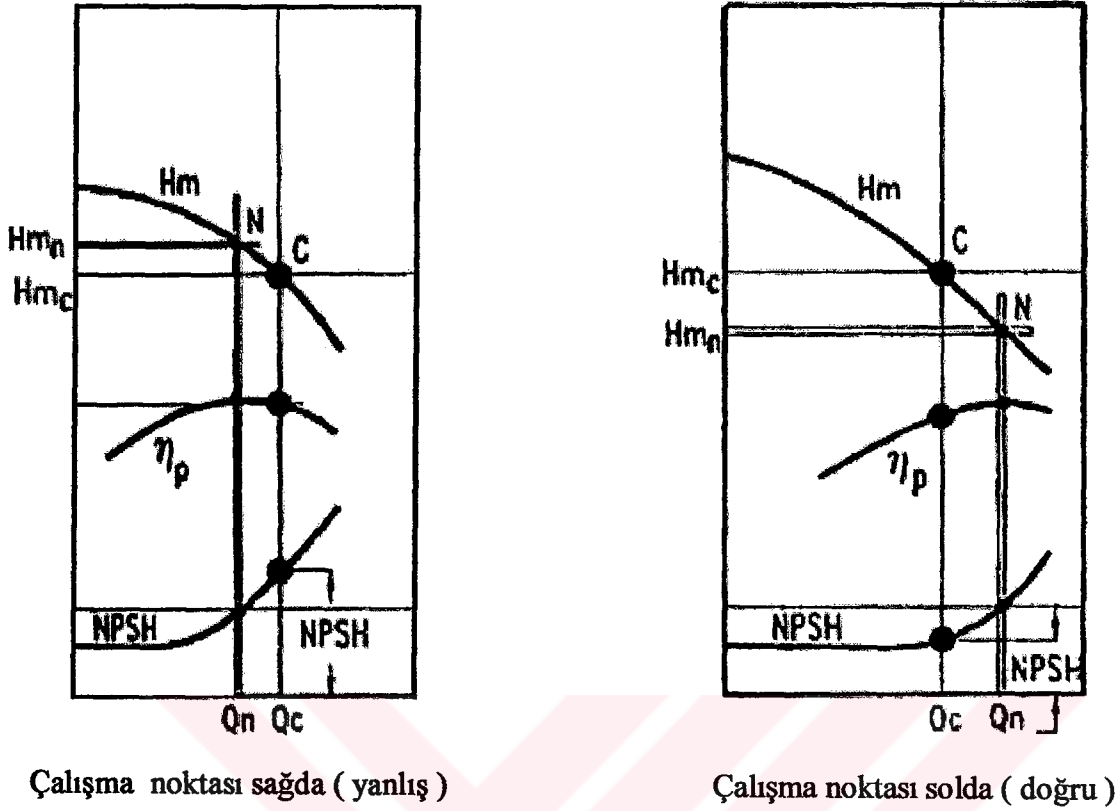
Dik karakteristik ( yanlış ) Yatay karakterisitk ( doğru )

Şekil 4.6 Tamamı kayıplardan oluşan sistem karakteristikleri

#### 4.2.1.4.NPSH problemi olan devreler

Bu tip devrelerin NPSH değerleri düşüktür. Yani devrede kavitasyon tehlikesi mevcuttur. Sistemin Emmedeki Net Pozitif Yük ( ENPY ) değeri mutlaka alternatif veri olarak pompa istek formunda belirtilmelidir. Bilindiği gibi ENPY (NPSH) değeri devir sayısı ile artar. Pompa seçiminde öncelikle devir sayısı düşük olan pompa seçilmelidir. Aynı devir sayısındaki iki pompa arasında seçim yapılacak olursa; istenen çalışma noktası, pompa optimum noktasının solunda olan pompa seçilmelidir. Bu seçimin doğruluğu pompa karakteristik diyagramlarında bulunan ENPY eğrilerinden araştırılmalıdır.

Şekil 4.7'de bu tip bir devrede aynı devir sayısındaki iki pompa karşılaştırılmaktadır. Bu şekillerden de görüldüğü gibi çalışma noktası optimum noktanın solunda olan pompanın ENPY değeri daha küçüktür. Yani bu pompa seçilmelidir.

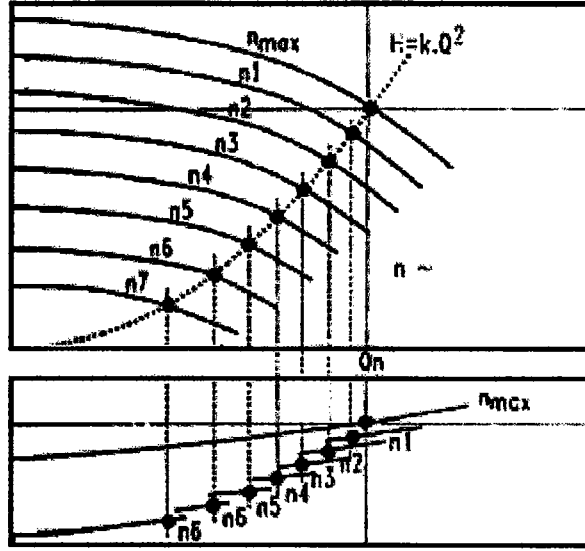


Şekil 4.7 NPSH problemi olan devreler için karakteristik eğriler

#### 4.2.2. Belirlenebilen Sistemler İçin Gerekli Alternatif Veriler

##### 4.2.2.1. Bir binanın ısı kontrollü kalorifer sirkülasyon sistemi

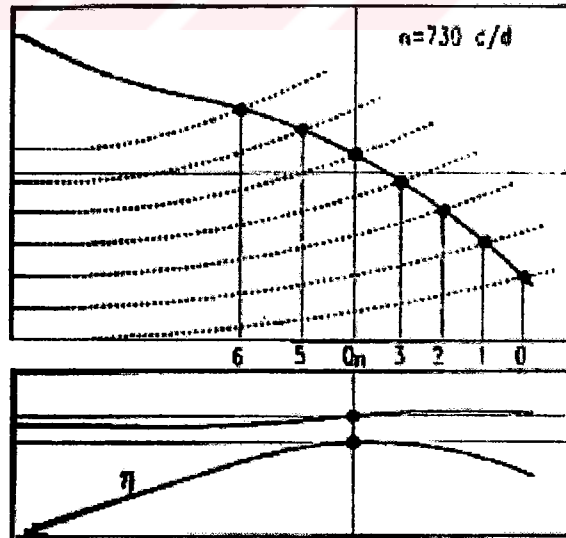
Geometrik yükseklik ve Basınç farkı yok, tamamı debinin karesi ile değişen yük : Sistem karakteristiği  $Q=0-H=0$ 'dan geçen bir parabolüdür. ( $H= k.Q^2$ ) Bu çok yaygın uygulamada pompa karakteristiğinin devir sayısı ile değişiminden yararlanmak en uygun yol olmaktadır. Bilindiği gibi bu değişim de benzer bir parabolüdür. Önceleri hız kademeli olarak değişen motorlar kullanıldı. Şu anda daha çok sürekli değişen devirli ( frekans kontrollü ) sistemler uygulanmaktadır. Burada pompa seçimi için bilinmesi gereken alternatif veri sistemin maksimum ve minimum debi gereksinimleri ve bu çalışma noktalarındaki sistem kayıpları ( yani manometrik yükseklikler ) olmalıdır. Şekil 4.8'de böyle bir sistemin çalışma karakteristiği ve şeklin alt bölümünde güç karakteristiği görülmektedir.



Şekil 4.8 Isı kontrollü sirkülasyon pompası karakteristiği

#### 4.2.2.2. Derin Bir Deponun Boşaltılması İşlemi

Burada statik yükseklik sıfırdan başlayıp havuz taban derinliğine kadar değişmektedir. Burada kullanılan boru sisteminin karakteristiği Alternatif veri olarak verilmelidir. Geometrik yükseklik sıfırdan başlayarak havuzdan su alınması ile artmakta ve buna bağlı olarak debi azalmaktadır. Havuzun tamamen boşaltılması için geçecek sürede bir alternatif veri olarak verilmelidir.



Şekil 4.9 Transfer pompası karakteristiği

Başlama süresi, her andaki debinin neden olacağı seviye düşmesini ve buna bağlı olarak değişecek yeni debiyi hesaplayarak yapılacak bir integrasyon ile bulunabilir. Bir akaryakıt deposunun doldurulması işlemide aynı şekilde hesaplanabilir. Bu tip bir sistem için karakteristikler Şekil 4.9'da görülmektedir.

#### 4.2.3. Belirlenemeyen Sistemler ve Çözümleri

DEBİ ve MANOMETRİK YÜKSEKLİK gereksiniminin hiç bir kurala ve hatta zamana bağlı olmadığı sistemler olabilir. Bu sistemlerin kesin çözümü ancak tam otomatik bir kontrol sistemi ile sağlanabilir. Yani o anda gerekli  $Q-H_m$  ikilisinin değeri ölçülmeli ve sistemde mevcut pompa karakteristiklerinin bu noktadan geçmesini sağlayacak parametre değişikliklerini uygulayarak sonuca ulaşılmasını sağlayacak hızlı ve etkili bir sistem uygulanmalıdır. Elde edilen sonuç tekrar kontrol edilerek gerekli düzeltmeler yapılmalı ve sistem gereksinimlerindeki değişikliklere sürekli uyum sağlanmalıdır. Teknolojinin bugün ulaştığı düzeyde özellikle güçlü frekans değiştiriciler, mikroelektronik ve bilgisayarlar yardımı ile bu sonuçlara ulaşmak mümkün olmaktadır.

Hata düzeyini azaltmak; otomatik kontrol ünitelerindeki gelişmelerle sağlanabilir. Ancak pompanın sisteme uyum sağlayacak özellikte seçilmesi kontrol işlemlerini ve zorunlu salınımlarını en az düzeye indirebilir. Burada belirlenemeyen ve çok yaygın olarak kullanılan birbirine benzer iki sistem alınmış ve kullanılan yaklaşık çözümler irdelenmiştir.

##### 4.2.3.1 Hidrofor Sistemi

Çok katlı bir binada kullanma suyunun basınçlandırılması, Debi belirsiz ve çok geniş bir alanda hiç bir kurala ve zamana bağlı kalmadan değişebilir. Belirli konfor şartlarının yerine getirilmesi istenir ( Basıncın mümkün olan en küçük tolerans çinde sabit tutulması gibi ). Burada sistemin ana verileri maximum debi ve sağlanması istenen ortalama basınçtır ( Bunun yerine Max. ve Min. basınç değerleride verilmiş olabilir ). Basınç aralığı arttıkça konfor uzaklaşılır, ancak sistem basitleşir ve ucuzlar. Buradaki alternatif veri bu basınç aralığı olabilir. Kullanılacak pompa sayısında bildirilmiş olabilir. Böyle bir sistemde ideal bir çözüm ancak tam bir otomasyonla sağlanabilir ancak bu çok pahalı çözüm yerine kullanılan ara çözümler yaygın olarak uygulanmaktadır. Burada bu yaklaşık çözümleri karşılaştırarak bu çözümlerde pompayı doğru seçmenin önemini görebiliriz.

## Pompaların ortak çalışma karakteristikleri

## 30 dakikalık çalışma sonuçları

1. Pompa  $P_{\text{Çalışma}} = 3.2 \text{ bar}$   $P_{\text{Durma}} = 5.5 \text{ bar}$

Toplam start = 35

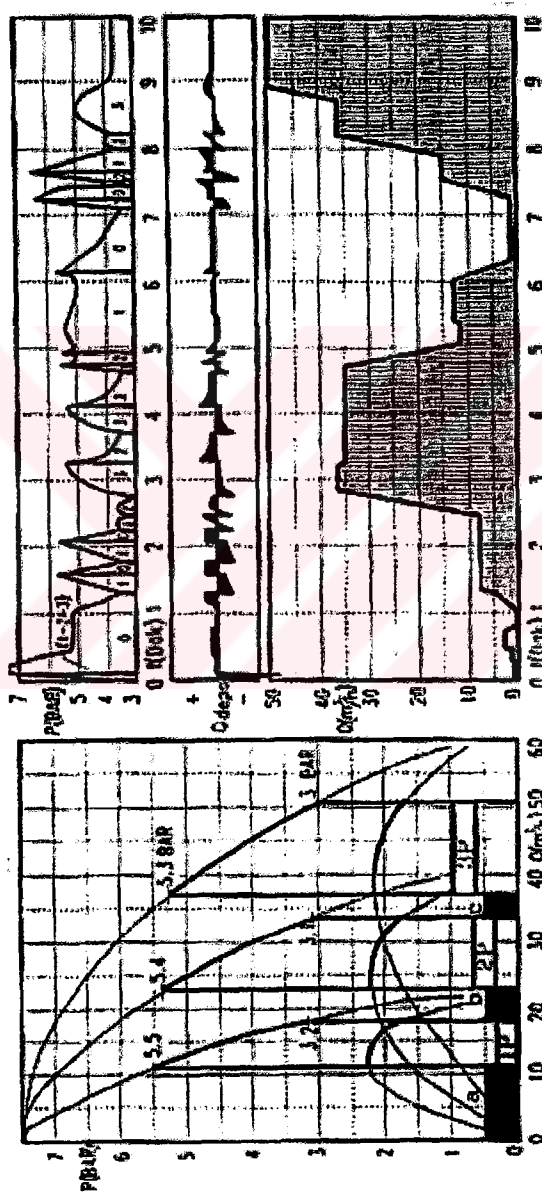
2. Pompa  $P_{\text{Çalışma}} = 3.1 \text{ bar}$   $P_{\text{Durma}} = 5.4 \text{ bar}$

Basılan toplam su = 10.407 m<sup>3</sup>

3. Pompa  $P_{\text{Çalışma}} = 3.0 \text{ bar}$   $P_{\text{Durma}} = 5.0 \text{ bar}$

Harcanan enerji = 3.301 KWh.

Sistem verimi = % 32.8



Şekil 4.10 Dik karakteristikli – basınç kumandalı hidrofor

Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’de hidroforlarda çok sık kullanılan büyük depolu, basınç kumandalı, çok pompalı iki sistem görülmektedir. Bu, yapılabilecek en basit ve ucuz ancak konfor şartlarından uzak bir çözümdür. Depo serbest yüzeyli veya membranlı olabilir. Serbest yüzeyli depo halinde basınç altında suda eriyip azalan havanın takviyesi için çeşitli düzeneklerin kullanılması zorunludur ( Ayrıca depodaki suyun bitmesi veya elektirik arızası gibi bir sebeple pompaların çalışmaması halinde binadaki boru şebekesine hava girmesi gibi bir sakıncada vardır). Membranlı depolarda bu sakıncaların tümü önlenmektedir. Her pompaya ayrı bir basınç şalteri kumanda etmektedir. Bu basınç şalterlerinin alt ve üst basınçları kademeli olarak ayarlanmaktadır. İlk giren son çıkacak şekilde bir kademelendirme yapılmaktadır. Böylece her pompanın devreye giriş ve devreden çıkış basınçları arasındaki basınç farkı eşit yapılabilmektedir. Şekil 4.10’da dik karakteristikli pompalar Şekil 4.11’de ise yatık karakteristikli pompalar kullanılmıştır. Dik karakteristikli pompalar halinde Şekil 4.10’da görüldüğü gibi bir pompanın çalışma alanına girmeyen a, b c bölgeleri vardır. Sistem bu debi bölgeleri içinde sürekli çalışma durumunda kaldığında tankın faydalı hacmine bağlı olarak sık sık devreye girip çıkacaktır. 1P, 2P, 3P bölgeleri ise 1, 2 ve 3 pompanın kararlı çalışma bölgeleridir. Bu kararsızlığın çözümü bir sonraki pompanın durma basıncına ait debinin, bir önceki pompanın çalışma basıncındaki debiden küçük olması ile sağlanır. Yani pompalar ait kararlı çalışma bölgeleri arasındaki aralığın arttırılması veya yatık karakteristikli pompaların seçilmesi gerekir. Basınç aralığının arttırılması, konfordan vazgeçmek demektir. Yapılacak iş yatık karakteristikli pompalar kullanmaktır. Şekil 4.11’de böyle bir hidrofora ait karakteristiği göstermektedir. Burada sadece sıfır ile birinci pompa durma basınçları arasındaki (a) bölgesi kararsızdır. Bu bölgede debi çok küçük olduğundan devreye girme sıklığı fazla olmayacaktır. Bu tip pompalarla imal edilmiş özellikleri şekillerin üzerinde belirtilmiş hidroforlarda aynı debi- zaman değişiminin uygulandığı deneyler neticesinde elde edilen değişimler şekillerde gösterilmiştir.

Şekil 4.12 pompalara debi ile kumanda edilen başka bir sistemi göstermektedir. Bu sistemde ilk pompanın devreye girmesi bir alt basınç şalteri ile olmakta, ikinci ve üçüncü pompaların devreye girmesi debinin önceden belirlenmiş değerlere ulaşması ile yapılmaktadır. Pompaların devreden çıkması yine debi kontrolü ile yapılmaktadır. Birinci pompanın devreden çıkması debinin çok küçük bir değerinde yapılmaktadır. Başak bir ifade ile pompalardan biri çok küçük debilerde çalışmaktadır. Bu sebeple pompaların aynı oranda çalışmasını sağlayacak bir rotasyon düzeni gereklidir. Bir pompanın devreye giriş debisi devreden çıkış debisinden büyük olmalıdır böylece sık devreye girmeme ve kararlı çalışma şartları sağlanmış olur. Bu sistemde yatık karakteristikli pompaların kullanılması ( basınç dalgalanmalarını azaltmak için ) gereklidir. Bu üç hidroforun karşılaştırılması sonucunda, yatay karakteristikli basınç kumandalı hidroforun diğerlerinden daha verimli olduğu, debi kontrollü sistemdeki hidroforda ise basınç dalgalanmalarının ve devreye girme sayısının daha az olduğu görülmektedir.



## Pompaların ortak çalışma karakteristikleri

## 30 dakikalık çalışma sonuçları

1. Pompa  $P_{\text{Çalışma}} = 4.2 \text{ bar}$   $P_{\text{Durma}} = 5.5 \text{ bar}$

Toplam start = 22

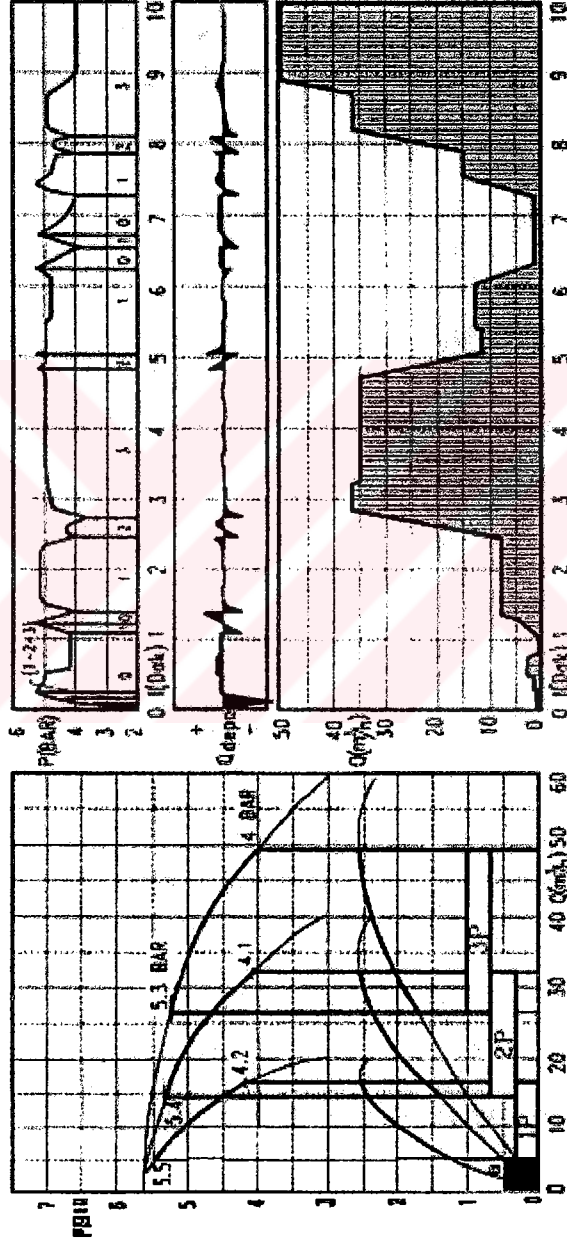
2. Pompa  $P_{\text{Çalışma}} = 4.1 \text{ bar}$   $P_{\text{Durma}} = 5.4 \text{ bar}$

Basılan toplam su = 10.407 m<sup>3</sup>

3. Pompa  $P_{\text{Çalışma}} = 4.0 \text{ bar}$   $P_{\text{Durma}} = 5.0 \text{ bar}$

Harcanan enerji = 3.107 KWh.

Sistem verimi = % 41.5



Şekil 4.11 Yatık karakteristikli- basınç kumandalı hidrofor

## Pompaların ortak çalışma karakteristikleri

## 30 dakikalık çalışma sonuçları

1. Pompa  $P_{\text{Çalışma}} = 4.2 \text{ bar}$   $Q_{\text{Durma}} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$

Toplam start = 22

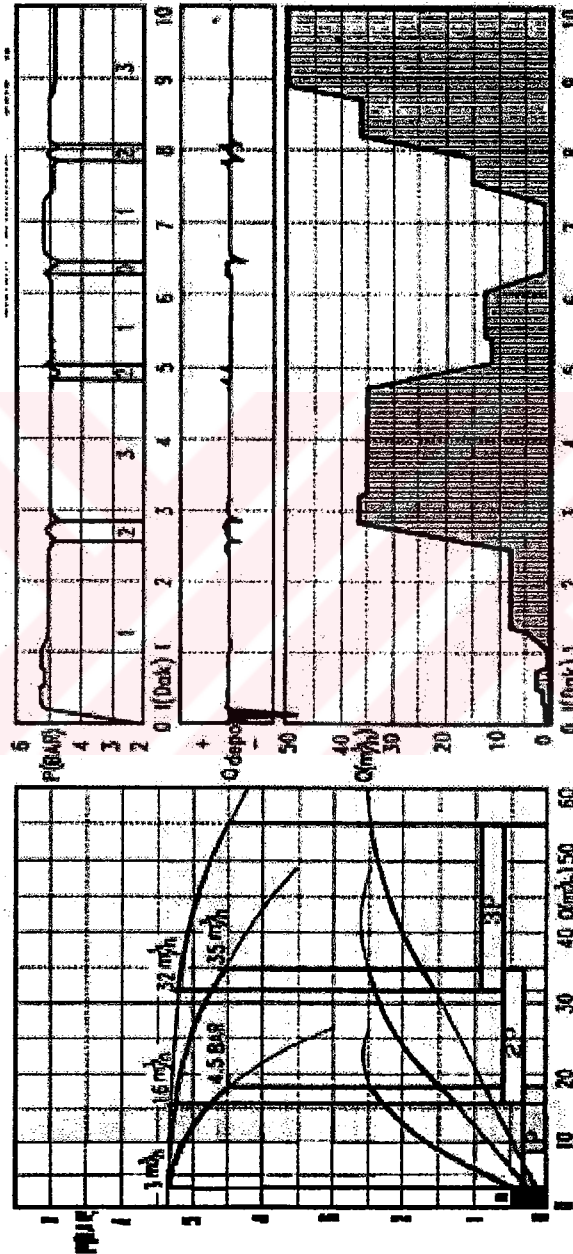
2. Pompa  $Q_{\text{Çalışma}} = 18 \text{ m}^3/\text{h}$   $Q_{\text{Durma}} = 16 \text{ m}^3/\text{h}$

Basılan toplam su = 10.407  $\text{m}^3$

3. Pompa  $Q_{\text{Çalışma}} = 35 \text{ m}^3/\text{h}$   $Q_{\text{Durma}} = 32 \text{ m}^3/\text{h}$

Harcanan enerji = 3.970 KWh.

Sistem verimi = % 35.5



Şekil 4.12 Yatık karakteristikli debi kumandalı hidrofor

#### 4.2.3.2. Yangın Sistemleri

Pompa seçimi konusunda kuralları ve koşulları en iyi belirlenmiş örnek yangın sistemleridir. Örneğin NFPA ( National Fire Protection Assosiation ) ve benzeri kuruluşlar yangınla mücadele konusunda standartlar geliştirmişler ve bu standartların uygulanması çeşitli kuruluşlarca zorunlu hale getirilmiştir. Yangın pompası şartnamelerinin önemli bir bölümü kullanılacak ana pompanın sıfır debideki manometrik yüksekliğinin, işletme değerinin en çok % 20 fazla olması öngörülmektedir. Bu oldukça yatık bir karakteristik demektir. Ayrıca debi 1,5 katı arttığında basınç, işletme değerinin % 55'den daha küçük olmamalıdır. Böylece debinin değişik değerlerinde basıncın az değişmesi gerektiği vurgulanmıştır. Yangın hidroforları bir jokey pompa ile donatılmıştır. Jokey pompa debi sıfırken boru donanımında işletme basıncının üstünde bir basıncı sağlamaktadır. Küçük kaçaklar halinde meydana gelecek basınç düşmelerinde devreye girerek sistem basıncının bekleme basıncına gelmesini sağlar. Sistemde fazla debi çekilmesi halinde ( yangın vanalarından biri veya bir kaç devreye girdiğinde ) basınç bir anda fazlaca düşer ve ana pompanın çalışma basıncına iner ve ana pompa devreye girer. Vana kaptıldığında ana pompa durur. Bu sistem karakteristik bakımından statik yüksekliği az yük kaybı ağırlıklı bir basit sisteme benzer.

## 5.POMPALAR

### 5.1.Genel

Özellikle santrifüj ve pistonlu pompalar kendi aralarında birbirlerine benzerler. Santrifüj tiplerde çark, akışkanı savurarak taşır, pistonlu tiplerde ise piston akışkanı iter. Akışkanların taşınmasında gerekli güç, akışkanın “ Q” debisinin “H<sub>m</sub>” toplam basıncı ile çarpımına eşittir. Bu güç, taşıyıcı sistemin verimine bölünerek elektrik motorunun vermesi gereken mil gücü bulunur.

$$P= Q \cdot H_m \quad (5.1)$$

$$P_m = \frac{Q \cdot H_m}{\eta} \quad (5.2)$$

P : Pompa Gücü

P<sub>m</sub> : Elektrik Motoru Gücü

H<sub>m</sub> : Pompa Basma Yüksekliği

Q : Pompa Debisi

η : Verim

Gerilim düşümüne, boru direncine vb. değerlerindeki değişime karşı motor gücü % 10-15 büyük seçilir.

Sabit bir d yoğunluğunda bir akışkanın h yüksekliğinde oluşturduğu akışkan basıncı yoğunluğunun yükseklik ve yerçekimi ivmesinin çarpımına eşittir.

$$P= P_2 - P_1 = P_h + P_s + P_d + \Delta P \quad (5.3)$$

$$P= d \cdot g \cdot h \quad (5.4)$$

Sürtünme basıncı akışkan yolundaki dirençleri yenmeye yarar. Örneğin, bir borunun sürtünme basıncı L uzunluğuna, D içi çapına, λ sürtünme katsayısına geçen akışkanın d yoğunluğuna ve V hızına bağlıdır. Dinamik basıncı ise akışkanın ivmelenmesinden kaynaklanır ve hareket enerjisinin hacme bölümü olup, d akışkanın yoğunluğuna ve V akışkan hızının karesiyle orantılıdır. Süreklilik denklemine göre V akışkan hızı Q hacimsel akımının A kesitine bölümüdür.

$$P_s = \lambda \frac{L * d * V^2}{2 * d}; \quad (5.5)$$

$$P_d = \frac{1}{2} * d V^2; \quad (5.6)$$

$$V = \frac{Q}{A} \quad (5.7)$$

$\lambda$  : Boru sürtünme katsayısı                      V : Hız

L : Boru uzunluğu                                      Q : Debi

D : Boru apı    A : Kesit Alanı

d : Yoğunluk

SI birimleri ile yoğunluk 20 °C'de ve normal basınçta su için 1.000 kg/m<sup>3</sup>'tir. Suyun yoğunluğuda sıcaklığa bağlı olup, yaklaşık 370 °C'de yarıya düşerek 500 kg/m<sup>3</sup> olur. Basınç kaybı en fazla borularda, dirseklerde, kesit değişimlerinde, giriş ve çıkışlarda, vanalarda, süzgeçlerde vb.. yerlerde oluşur. Vanalar ve boru dirseklerindeki basınç kayıpları pratikte boru uzunluğunu uygun bir miktar artırarak dikkate alınır.

Toplam basınçta en önemli kısmı oluşturan sıvı basıncından gidildiğinde pompa giriş gücü için ilk yaklaşıklıkta,

$$P_m = k. \frac{Q * d * g * h}{\eta} \quad (5.8)$$

$$k = 1,1 \dots 1,4$$

formülü kullanılır. Buna göre, gerekli motor gücü sıvının çıkarıldığı h yksekligi ile orantılıdır. Basınç kaybını karşılamak için, pompa gücü k= 1,05....1,25 katsayısı ile çarpılır. Pompa verimi, pistonlu pompalarda % 80-95, santrifüj pompalarda ise % 50-85 arasındadır. Salmastra sürtünmesi nedeniyle santrifüj pompaların gücü k= 1,1....1,4 arasında ve artan güce göre daha küçük seçilen bir güvenlik katsayısı ile çarpılır.

Santrifüj pompalar emiş yanında, atmosfer basıncına göre düşük bir alt basınç oluşturur. Bu sayede atmosfer basıncı sıvının emiş borusunda yükselmesini sağlar. Emme yüksekliği, fiziksel olarak atmosfer basıncının değeri ile üstten sınırlanır. Pompa emiş yanında basınç sıfır olursa, normal atmosfer basıncında emiş yüksekliği en fazla 10 m su sütununa eşit olurdu. Pompa açık bir kaptan emiş yaptığında, emiş yüksekliği, pompa eksenini ile sıvı yüzeyi arasındaki yükseklik farkıdır. Eğer, kapalı bir kaptan belli bir basınçtan emiş yapılıyorsa, basınç farkını bulmak için, sıvı basıncına kabın alt basıncı eklenir. Eğer üst basınç var ise bu basınç çıkartılır.

Çalışma ilkesinin merkezkaç kuvvete dayanması nedeniyle basma yüksekliği sıvının yoğunluğuna bağlı değildir. Kayıplar bir yana bakılırsa, aynı bir merkezkaç pompa soğuk veya sıcak suyu, yoğunluğa bağlı olmaksızın bütün sıvıları aynı yüksekliğe basar. Buna karşın sıvının statik ve dinamik basıncı, dolayısıyla güç gereksinimi basılan sıvının yoğunluğuna bağlıdır. Hatlardaki basınç kayıpları hesaplanırken sıvının yoğunluğu dikkate alınmalıdır.

Sınırlı emiş yüksekliği nedeniyle derin kuyularda, pompa nderine yerleştirilir ve büyük bir taşıma yüksekliği sağlayacak biçimde seçilir. Motor yukarıda bulunur ve uzun bir mil ile pompayı tahrik eder. Özellikle büyük derinliklerde yeğlenen çözüm sualtı pompasıdır. Bu çalışma da motor, pompa ile birleşik olup taşınacak sıvı içerisine daldırılır.

Santrifüj pompa gerek yeni kurulmakta olan sistemlerde gerekse eski sistemlerin daha verimli çalıştırılmaları için değişken hızlı tahriklerin kullanılabilceği en uygun iş makineleridir. Bu makinelerin tahriği endüstride sabit hızlı motorlarla yaygın olarak yapılmaktadır. Değişken hızlı tahriklerin kullanılması akışkan kontrolünü, işlem sırasında kayıplar oluşturmadan yapma olanağı sağlar. Fakat, bu sistemlerin kullanılması için yapılacak analizlerin çok gerçekçi yapılması ve bazı yanlışlara düşülmemesi gerekir.

Belli bir işletme için, gerek klasik yöntemlerle akışkan kontrolü yapılması gerekse değişken hızlı tahriklerle akışkan kontrolü için ayrı ayrı hesap yapıp, her iki durumda harcanan enerji farkına bakarak iki sistemi karşılaştırmak gerekir.

## 5.2. Güç Bağıntısı, Genel Kurallar ve Karakteristik Eğriler

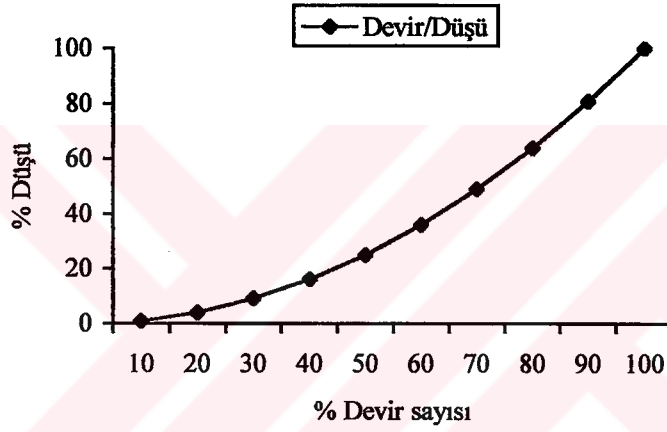
Güç bağıntısına bakacak olursak; gerekli mil gücü Q debisine ve  $H_m$  toplam basıncına doğru orantılı  $\eta$  pompa verimine ters orantılıdır.

$$P_m = \frac{Q * H_m}{\eta} \quad (5.9)$$

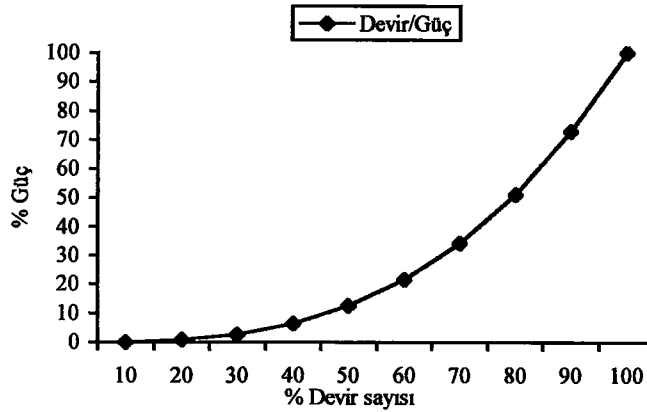
Gerekli olan debi, belirlenebilen büyüklük olduğuna göre, bizim elde edeceğimiz pompa verimi ve basınç, gerekli gücün hesaplanmasında kullanılan kritik faktörlerdir. Bu büyüklükleri bulabilmek için, sisteme ait basınç-debi eğrilerini ve kullanılan pompanın karakteristik eğrilerini bilmek gerekir.

Santrifüj pompalar için söylenen her şey hız değişiminin, sistem performansı üzerine etkisine bağlı olan çekim yasaları ve fan yasalarından yola çıkılarak söylenmişlerdir. Bu yasalar hız, hacimsel akış, basınç ve güç arasındaki ilişkileri belirtirler. Bu ilişkiler birimsel değerlerle aşağıdaki gibidir ( Şekil 4.1 a,b ).

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (5.10)$$



Şekil 5.1 (a) Devir sayısı/ düşü değişimi



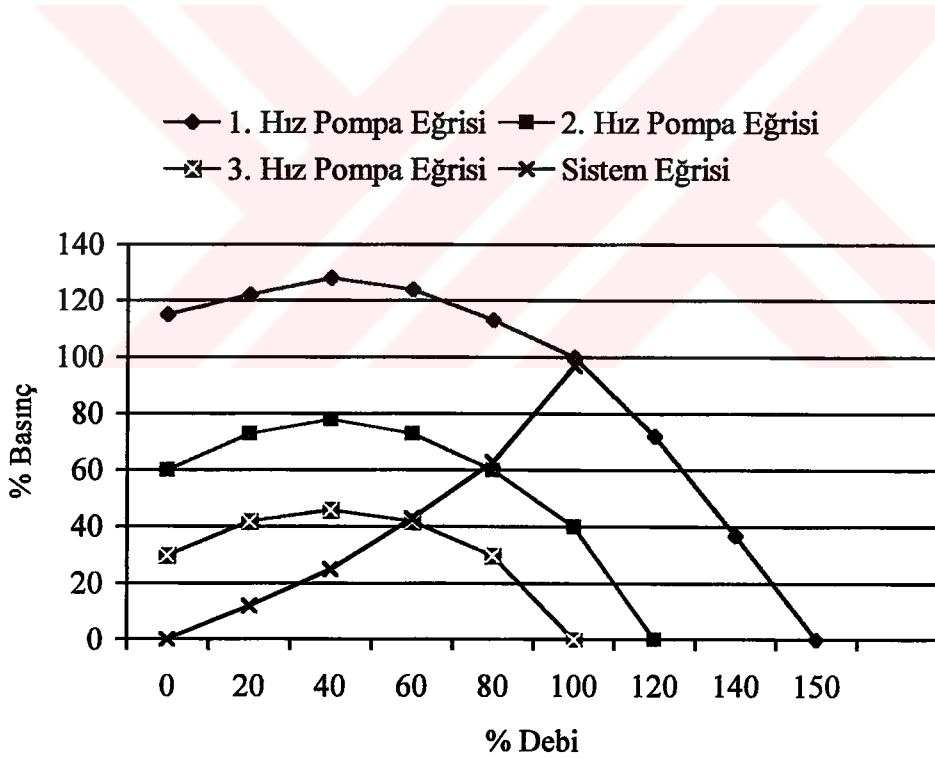
Şekil 5.1 (b) Devir sayısı/ güç değişimi

Eğer bu büyüklükler arasındaki ilişkiler biliniyorsa, güç denkleminde ne gerek var diye sorulabilir.

Şunu bilmek gerekir ki; bu ilişkiler yalnız hız değişimi yapıldığı durumda pompa karakteristik eğrilerinde ortaya çıkacak farklılıkları tanımlarlar.

Gerçek uygulamalarda pompaların ihtiyacı olan güç, debinin küpü oranında azaltılmayabilir. Bu pompanın düşük debi ve hızda elde edilen basıncı, sadece makinanın bulunduğu sistemin yapısında bağlıdır. Bunun bilinmesi değişken hızlı tahrik sistemlerinin ekonomik değerlendirilmesinde çok önemlidir.

Santrifüj pompalar Şekil 5.2’de görüldüğü gibi sabit bir pompa hızı için, sabit basınç- debi karakteristik eğrisine sahiptir. Sabit bir hız için pompanın çalışma noktaları, bu eğri üzerindedir. Değişken hızlı tahriklerin kullanılması durumunda, nominal hız için çizilen eğrinin altında kalan bütün alan, çalışma alanı olur ve istediğimiz noktayı çalışma noktası olarak seçebiliriz. Tabii ki, bizim tahrik düzenimizin hız sınırları içerisinde olmak koşulu ile.



Şekil 5.2 Santrifüj pompanın değişken hızda debi-basınç karakteristiği

### 5.3.Sistemin Düşü-Debi Karakteristikleri

Bir pompa sisteminde düşü belirli bir debide ve çalışma hızında sıvıya verilen enerjidir. Pompanın bulunduğu sistemin düşüsü,, öncedende belirttiğimiz gibi  $P_h$  sıvı düşüsü ( statik basınç ),  $P_f$  sürtünme kayıplarını ve hız düşüsünü karşılayan, sürtünme ( dinamik ) düşüsü giriş ve çıkış kayıpları gibi bileşenlerden oluşur. Statik düşü yükseklikler arası farka dayanır. Sistemin toplam statik düşüsü, basma sıvı seviyesi ile emme sıvı seviyesi arasındaki yükseklik farkıdır. Eğer emme veya basma sıvı seviyesinden biri, atmosferik basınçtan farklı bir basınç altında ise, bu basınçta statik düşü için ayrıca düşünölmelidir.

Sürtünme düşüsü, boru ve hatlardan sıvının geçmesi ile oluşan sürtünme kayıplarını yenmek için gerekli olan düşüdür. Bu düşü, akışkanın debisi, akışkanın cinsi, boru ve ahtların ölçü, tip ve çalışma şartlarına bağlı olup üstel bir fonksiyondur.

Hız düşüsü, akışkanın herhangi bir noktadaki kinetik enerjisidir. Eğer, akışkan verilen bir hızda hareket ediyorsa hız düşüsü, su kütlelerinin bu hızı kazanmak için düşeceği mesafeye eşittir. Yüksek düşülü pompalarda hız düşüsü oldukça küçüktür. Fakat küçük düşülü pompalarda dikkate almak gerekir.

Bir santrifüj pompanın toplam düşüsü, basma düşüsü ile emme düşüsü arasındaki fark kadar pompaya verilen enerjidir. Eğer, emme düşüsü ile basma düşüsü ayrı ayrı hesaplanmadıysa toplam düşü  $H$  aşağıdaki bileşenlerden oluşur( Şekil 5.3 ).

$$H = h_2 - h_1 = H_{st} + h_f + h_i + h_e + ( P_2 - P_1 ) \quad (5.11)$$

$H$  : Toplam düşü

$h_2$  : Basma düşüsü

$h_1$  : Emme düşüsü

$H_{st}$  : Emme seviyesinden basma seviyesine olan statik düşü

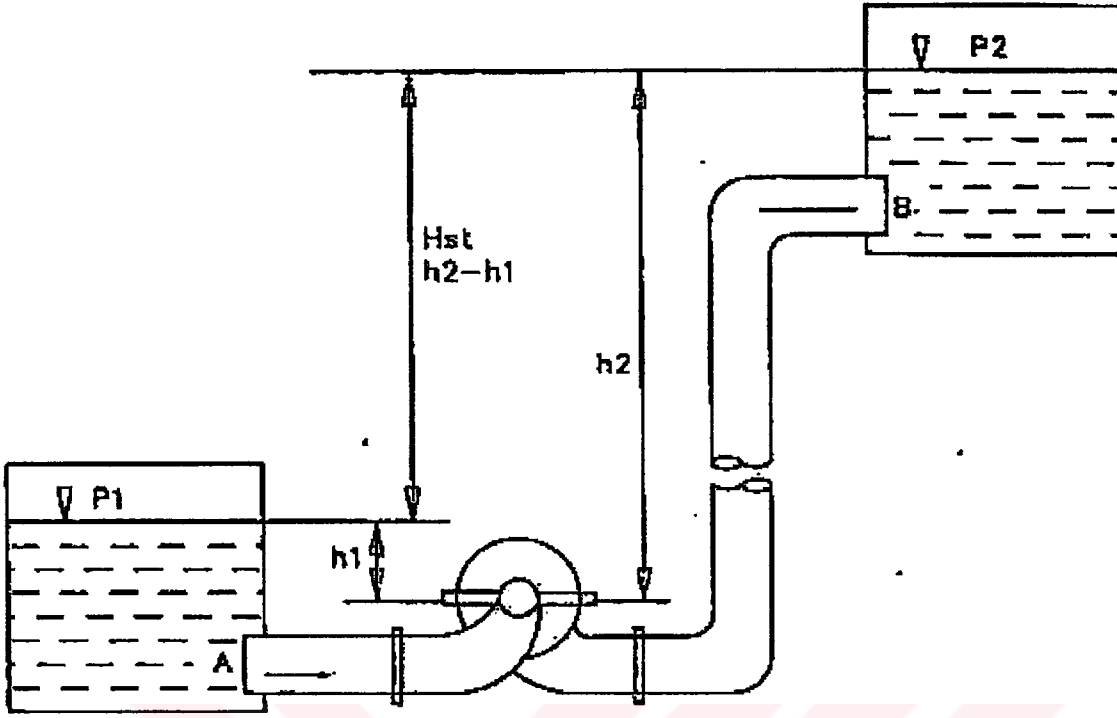
$h_f$  : Tüm sistemin sürtünme kayıpları

$h_i$  : Giriş kayıpları ( A noktası )

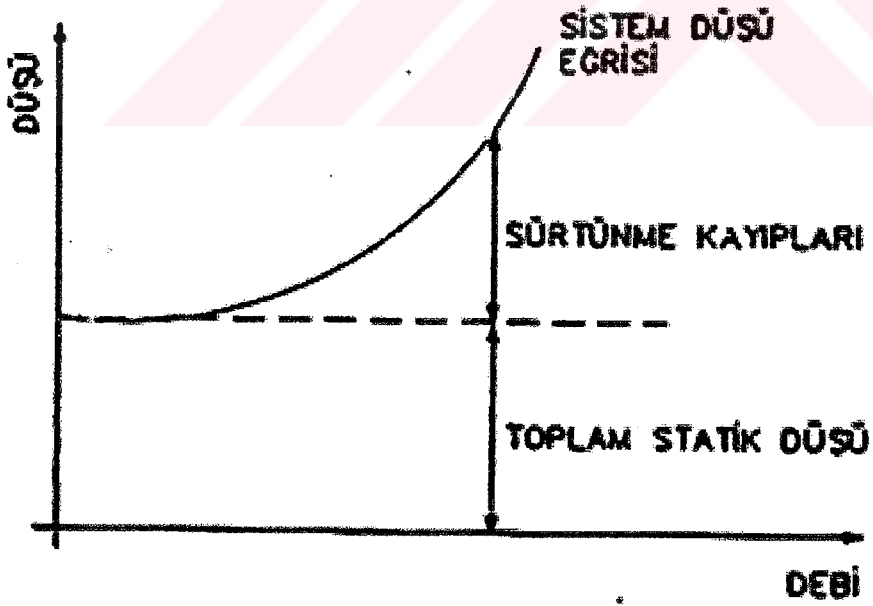
$h_e$  : Çıkış kayıpları ( B noktası )

$P_2$  : Basılan kabın basıncı

$P_1$  : Emilen kabın basıncı



Şekil 5.3 Örnek bir pompalama sistemi



Şekil 5.4 Sistem- düşü karakteristiği

Sistem basıncını sağlayacak olan pompa basıncı söylediğimiz gibi iki bileşenden oluşur. Bu bileşenler, pompa sisteminin uygulanmasına bağlı olarak belirli oranlarda ortaya çıkarlar. Düşük debili çalışmada gerekli basınç ve güç, bu bileşenlerin oranlarına göre büyük değişiklik gösterir. Bunun daha da iyi anlaşılması için aşağıda iki ayrı pompa uygulamasını inceleyeceğiz. Bu sistemlerin herbiri bu basınç bileşenlerinin sadece birine sahip olduğu kabul edilecektir.

Şekil 5.5(a,b) ve Şekil 5.6(a,b)'da gösterilen sistemler basınç açısından birbirlerinden farklı olduklarından, düşük hızlı çalışmada yapılacak enerji tasarrufu da iki sistem için birbirinden farklı olacaktır.

Şekil 5.5(a,b)'de statik basıncı olmayan % 100 sürtünme düşülü bir sistem görülmektedir. Çünkü, kesitte bir değişiklik ve herhangi bir yükseklik farkı yok. Giriş-çıkış basınçları birbirine eşit. Pompa basıncı sadece boru boyunca oluşacak sürtünme kayıplarını önleyeceği için, % 100 sürtünme olan bir karakteristik eğrisine sahiptir.

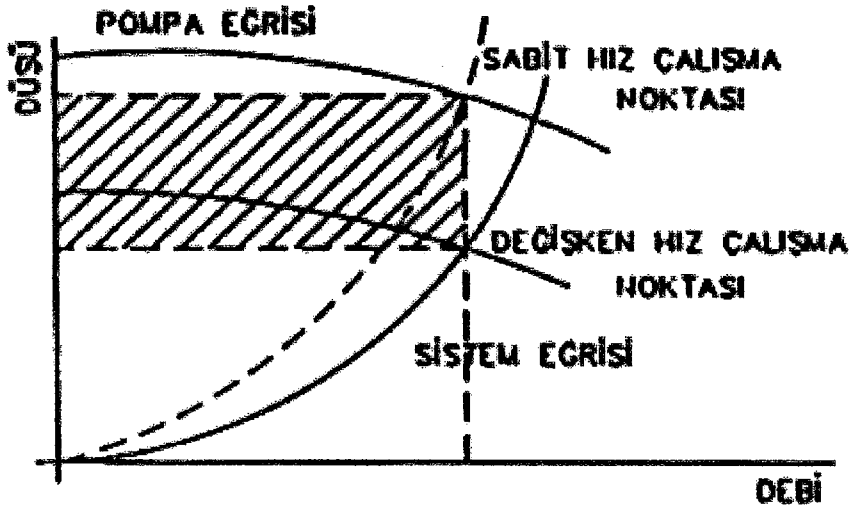
Bu örnek, fan yasaları temel alınarak incelenecek olursa, düşük debili çalışma noktasında, şekilde gösterildiği gibi değişken hızlı tahriklerin kullanılması ile sabit hızlı tahriklerin kullanılması durumunda sistemlerin gerektirdikleri pompa basınçları arasında büyük fark vardır. Bu basınç azalmasına ek olarak değişken hızlı sistemlerde pompa verimi hız azalması ile çok az düşerken, sabit hızlı vanalı sistemlerde vananın kısılması ile pompa veriminde büyük düşme görülecektir. Dolayısıyla pompanın gerektirdiği güç sabit hızlı sistemde çok az bir düşme gösterirken, değişken hızlı tahriklerin kullanıldığı sistemlerde akışkan debisinin küpü oranında düşecektir.

Öte yandan Şekil 5.6'daki sistem kısa boru hattına sahip olduğu için sürtünme kayıpları ihmal edilecek kadar küçüktür. Fakat, bir su tankına su basıldığı için tank içerisindeki su sütunu pompa tarafından karşılanması gereken statik basıncı oluşturmaktadır. Bu statik basınç akışkanın debisi ile değişmez. Şekil 5.6 (b)'de gösterildiği gibi direnç eğrisi akışkan debisi eksenine paralel bir doğrudur. Düşük debili çalışma noktalarında, değişken hızlı tahriklerle, sabit hızlı tahriklerin kullanılması pompa basıncı veya verimi açısından Şekil 5.5'deki sistem kadar önemli değildir.

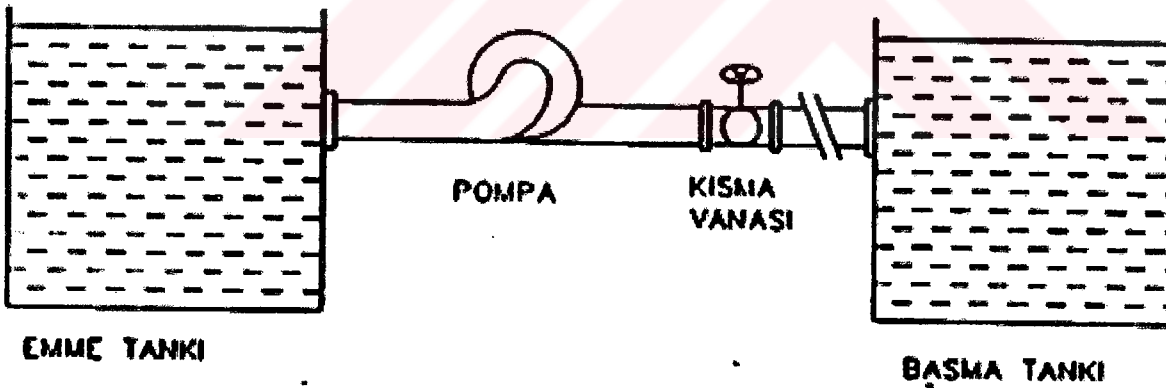
Bu örnekten de anlaşılacağı gibi endüstride bazı pompa uygulamalarında değişken hızlı tahrik düzenlerinin kullanılması ile enerji tasarrufu sağlamak mümkün değildir.

Şunu bilmek gerekir ki, sistem karakteristiği üzerinde ekonomik bir analiz yapabilmek için o sistemin nasıl bir sistem olması gerektiğini bilmek gerekir.

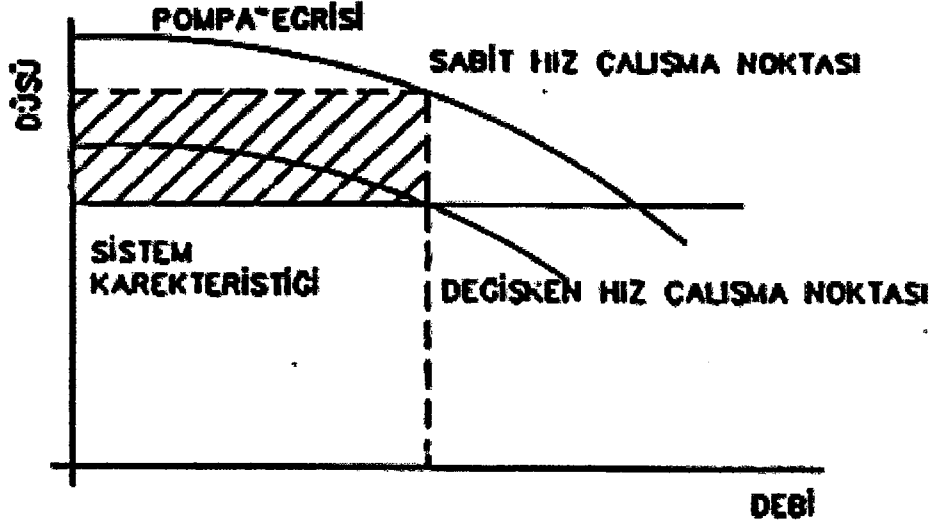
Çoğu sistem Şekil 5.3'de gösterildiği gibi uygulamaya bağlı olarak statik ve sürtünme basınçlarına bazı oranlarda sahiptir. Genelde bir çok pompalama uygulamalarında daha çok statik basıncı büyük olan sistemlere rastlanırken fan sistemlerinde daha çok sürtünme basıncı büyük olan sistemlere rastlanır.



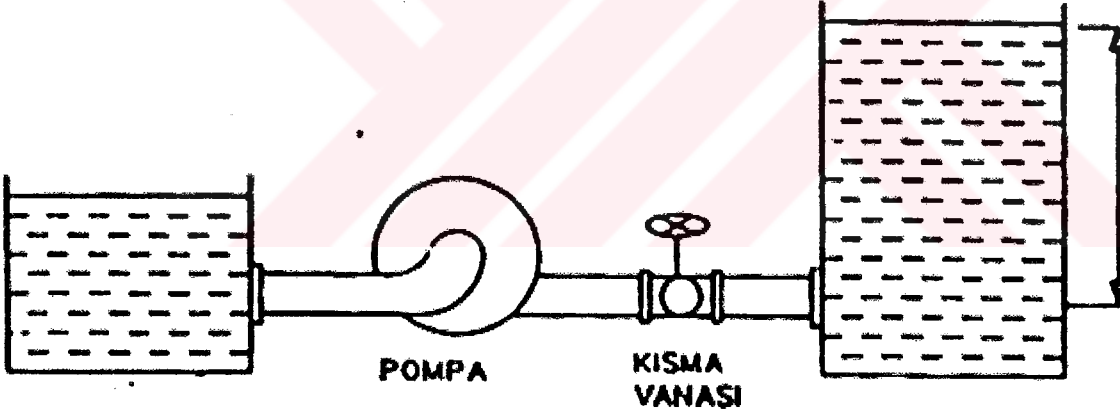
Şekil 5.5 (a) % 100 sürtünme düşülü sistem karakteristik eğrileri



Şekil 5.5 (b) % 100 sürtünme düşülü pompalama sistemi



Şekil 5.6 ( a ) % 100 statik düşümlü sistem karakteristik eğrileri



Şekil 5.6 ( b ) % 100 statik düşümlü pompalama sistemi

## 6.DEVİR HIZI AYARI İLE AKIŞKAN KONTROLÜNÜN DİĞER YÖNTEMLERLE KARŞILAŞTIRILMASI

Değişken hızlı tahrik sistemlerinin kullanılması, pek çok pompanın basınç-debi karakteristiğinin kontrol amacı ile kullanılmasını sağlar. Pompa basıncı herhangi bir debi değerinde elde edilmesine izin vermesi, sistemin ihtiyacı olan basıncı sağlamada kolaylık sağlar. Pompa motorunun hızı azaltıldığı zaman pompa karakteristik eğrisi azalan bir eğridir.

Normal hızdaki bir basınç –debi eğrisi üzerindeki bir çalışma noktasına denk düşen düşük hızdaki eğri üzerinde bir noktabulmak mümkündür. Düşük hızdaki basıncın değeri, nominal hızdaki basıncın hızın karesi oranında azaltılmış değeridir. Debi değeri ise, hız oranında azaltılmış değeridir. Böylece nominal hız eğrisinden yararlanarak, herhangi bir hız değeri için yeni bir eğri bulmak mümkündür.

Aynı hız eğrisi, sistemin direnç eğrisinin yapısına bağlı olarak çok çeşitli debileri sağlayabilir. Normalde basınç ve debi belirlenmiş büyüklükler, hız ise bunlara bağlı buluna büyüklüklerdir. Onun için konunun incelenmesinde, hız değerinin bilinmesi çok önemli değildir.

Bir sistemde statik basınç değeri arttıkça gerekli hız, sürtünme basınçlı daha az bir hız gerektiren sistem değerinden, statik basınçlı daha çok hız gerektiren bir sistem değerine yükselir.

Pompanın, istenilen bir noktada çalışmasını sağlamak için genel kuralalrdan yola çıkarak pompa karakteristiği ile çalışma noktasında kesişmesi sağlanır. Bunu yaparken birçok değişkenin bir çok şartı sağlaması gerekir.

Değişken hızlı akışkan kontrolü ile karşılaştırılan yöntemlerin hepsine sabit hızlı sistemler demek tam doğru değildir. Çünkü bu yöntemler iki hızlı motorları ve hız kaplinlerini kapsamaktadır. İki hızlı bir motorla tahrik edilen bir sistem, iki kademeli değişken hızlı sistem demektir. Bazı uygulamalar için iki hızlı sistemler maliyet açısından daha geniş hızlı sistemlere alternatif olabilirler. Ancak iki hızlı sistemler, sürtünme düşüsünün büyük olduğu ve akış miktarının büyük oranlarda kısılması gereken yerlerde kullanılırlar. Bu sınırlamalar iki hızlı sistemlerin kullanılma alanlarını azaltır.

### 6.1.Çıkış Vanası

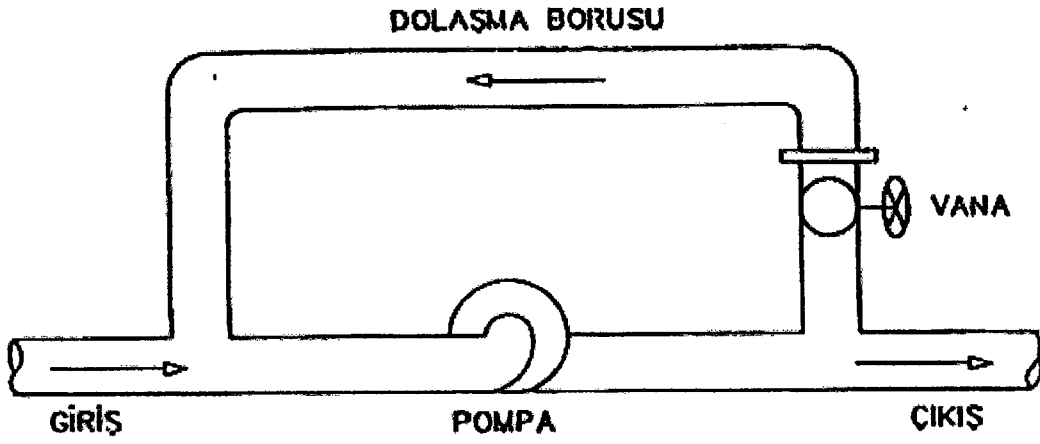
Şekil 5.5(a,b) ve Şekil 5.6(a,b)'de değişken düşünün olduğu yerlerde sabit karakteristikli bir pompa sisteminde basit ve yaygın olarak kullanılan akışkan kontrol yöntemi gösterilmektedir. Çıkış kısma valfi ek bir düşü oluşturarak, sistem direnç karakteristiğini, kesikli çizgi ile gösterilen uyarlanmış sistem eğrisi durumuna getirir. Gerekli olan pompa gücü az bir miktarda olsa azalacaktır. Çünkü, debinin düşmesine rağmen, düşüdeki artış bu etkiyi, gerekli güç açısından yok edecektir. Buna ek olarak pompa genellikle düşük verimde çalışır.

Sabit debinin gerektirdiği karakteristikli sistemlerde Şekil 5.5(a,b) ve Şekil 5.6(a,b)'de gösterildiği gibi sistemin basınç-debi karakteristik eğrisi bazı nedenlerden dolayı değişiklik gösterebilir. İşlem sırasında vanalardan dolayı kesit değişimi, akışkan seviyelerinin değişmesi, akışkan özgül ağırlarının değişmesi gibi nedenlerden almaktadır. Karakteristik eğrisi azalan vir sistemde sabit akışı sağlamak için akışkanın vana ile kısılması, ek basınç düşüşünden dolayı enerji kayıplarına neden olur. Değişken hızlı tahriklerin kullanılması durumunda ise, sistemin gerektirdiği basınç düşüşünü sağlayarak bu kayıpların oluşmasını engellemektedir.

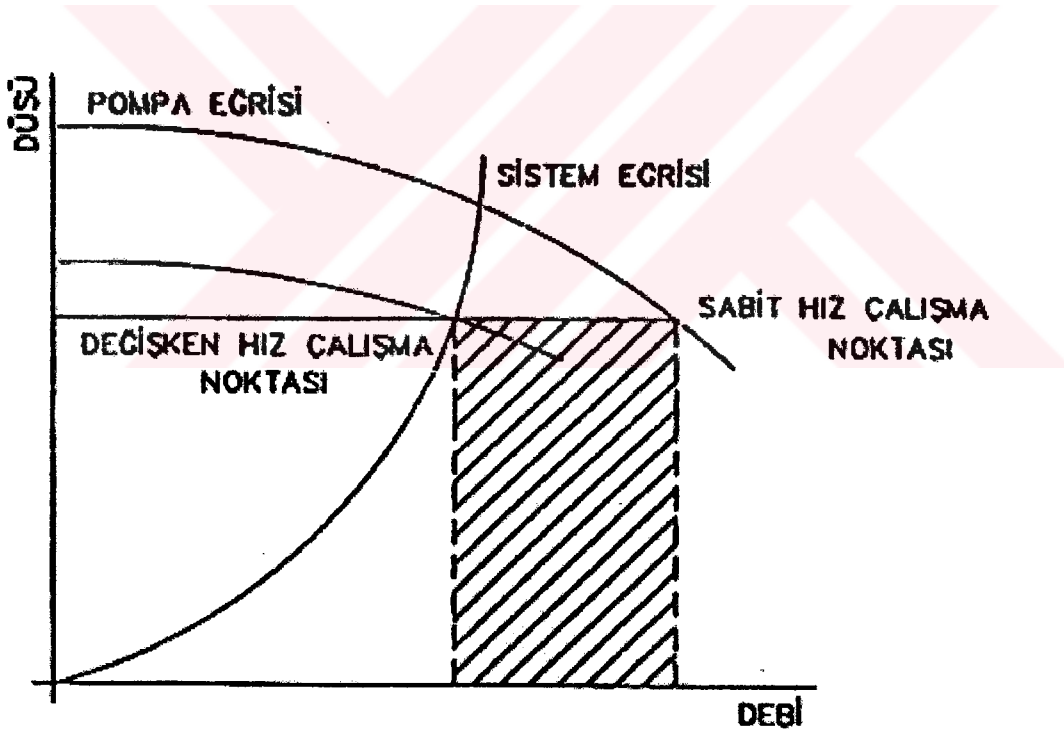
### 6.2.By-Pass Üniteleri

İşletmenin ihtiyacından fazla olma akışkanın, by-pass üniteleri ile geri döndürülmesi ancak akışkanın verimli kullanılması açısından fayda sağlar. Gerekli güç açısından ise, pompa sürekli nominal hızında çalışacağından ve pompa üzerindeki akış da nominal olacağından, nominal güç harcanması olacaktır. Pompa tarafında sağlanan basınç, işletmenin gerektirdiği basınç düşüşüne düşürülür. Ancak, sonuçta meydana gelen çalışma noktası Şekil 6.2 ve Şekil 6.3'de gösterildiği gibi düşük verimli bir çalışma noktasıdır.

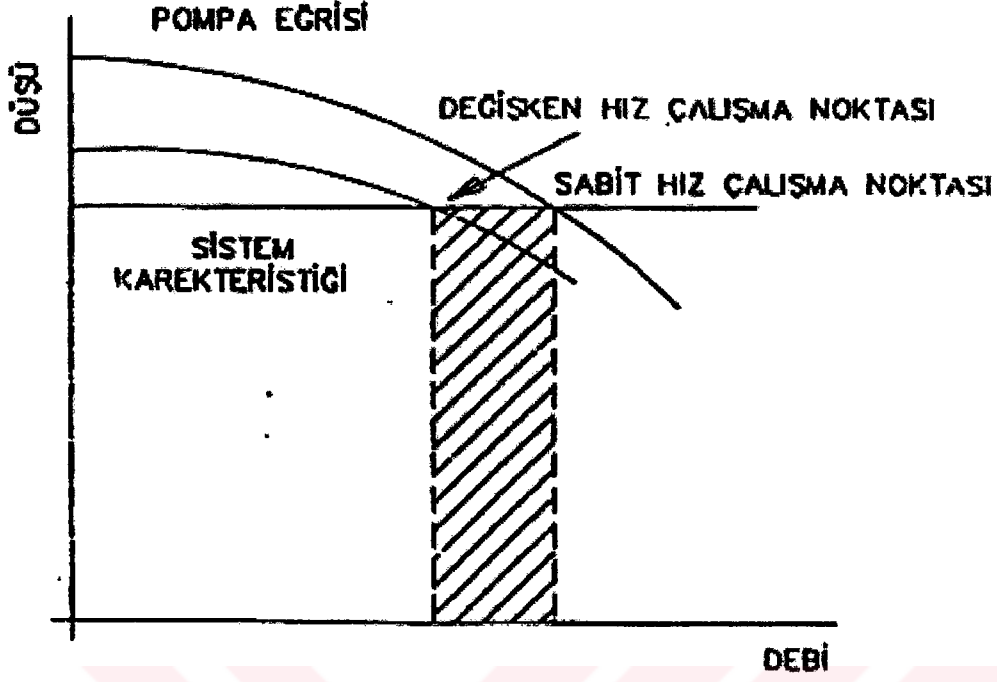
Eğer işletme sabit bir basınç gerektiriyorsa, sistemde sürtünme basıncı daha büyük olsa bile, sabit basınç kontrolünün yapılması için sistem karakteristiği % 100 statik basınç gibi düz bir doğru olur. Böyle bir sistemde Şekil 6.3'de gösterildiği gibi işletmenin gerçek gereksinimine bağlı olmaksızın pompanın nominal debi ve basınçta çalışması gerekir. Değişken hızlı tahriklerin kullanılması ile bu problem ortadan kaldırılır ve önemli bir enerji tasarrufu yapılmış olur.



Şekil 6.1 By-pass sistemi



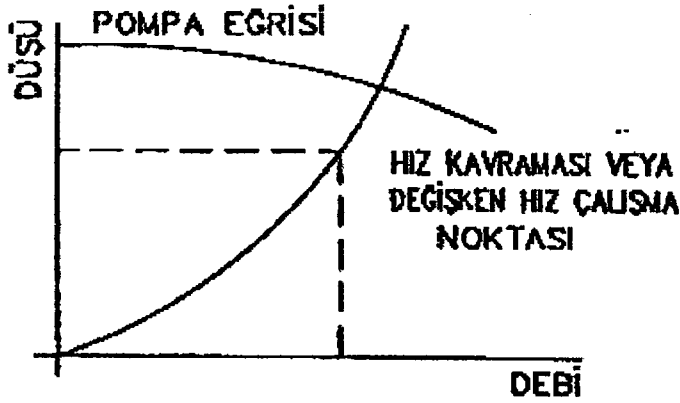
Şekil 6.2 % 100 sürtünme düşülü sistemde dolaştırma ünitesi



Şekil 6.3 % 100 statik düşülü sistemde dolaştırma ünitesi

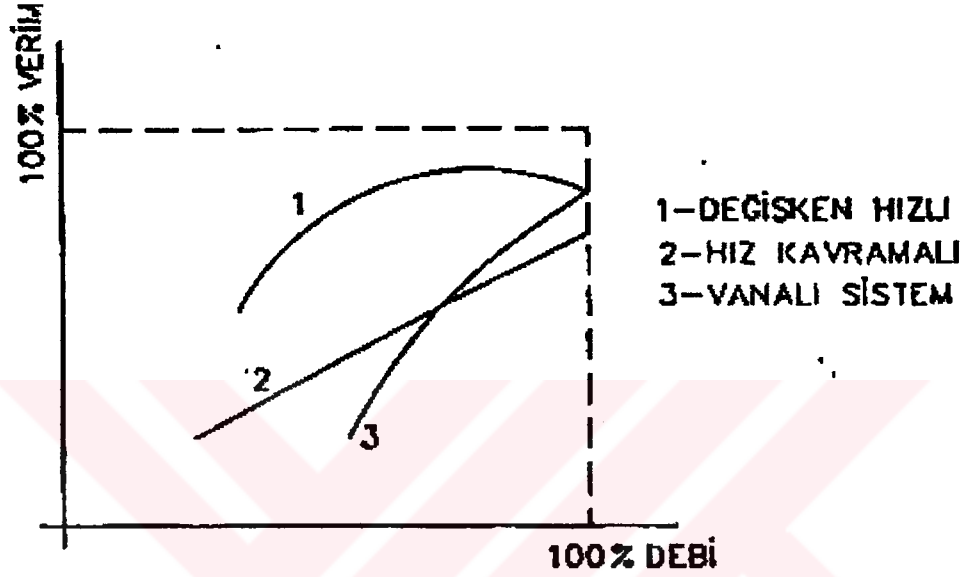
### 6.3.Hız Kavramaları

Değişken hızlı çalışma için hidrolik ve magnetik kaplinlerin her ikisi de kullanılabilir. Pompa karakteristik eğrilerinin sisteme uyarlanması değişken hızlı tahriklerde olduğu gibidir (Şekil 6.4).



Şekil 6.4 Hız kavraması ile çalışmada karakteristik

Değişken hızlı tahrik sistemleri, geniş bir hız bölgesi içinde verimli çalışma olanağı sağlar. Buna karşın hız kaplinleri, hız ile doğru orantılı azalan bir verimde çalışırlar(Şekil 6.5). Eğer hız hız düşürülmesi çok büyük miktarlarda değil ise, kavramaki kayma veya sürtünme kayıpları çok büyük değildir. Buna rağmen kullanıcılar, hız kavramalarının fazla bakım gerektirdiğinden şikayetçidirler. Değişken hızlı tahrik sistemlerinin kullanılmasının en büyük nedeni olan enerji tasarrufu yanında az bakım gerektirmesi de göz önünde bulundurulmalıdır.

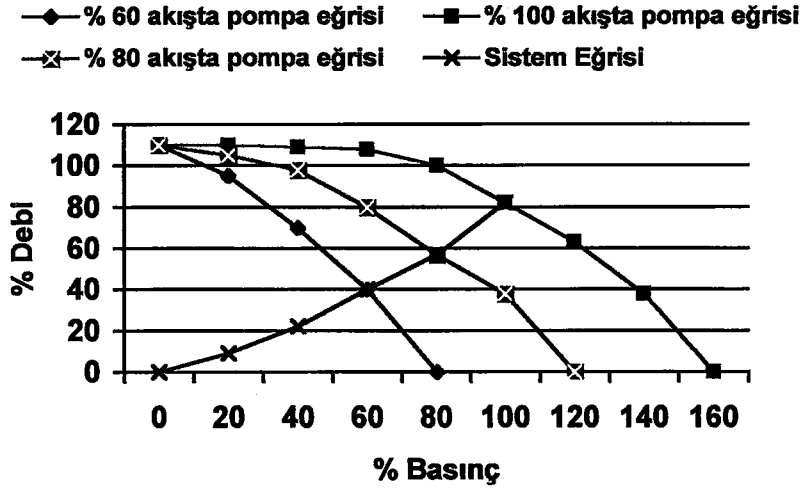


Şekil 6.5 Değişik akış yöntemleri için debi/verim eğrileri

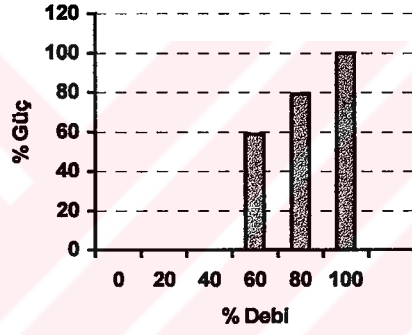
#### 6.4.Sıvı Akış Kontrolünde Enerji Tasarrufu

Şekil 6.6 ve Şekil 6.7'de tipik bir kısma valfi ile değişik debiler için elde edilen çalışma noktaları ve giriş güçleri verilmiştir.

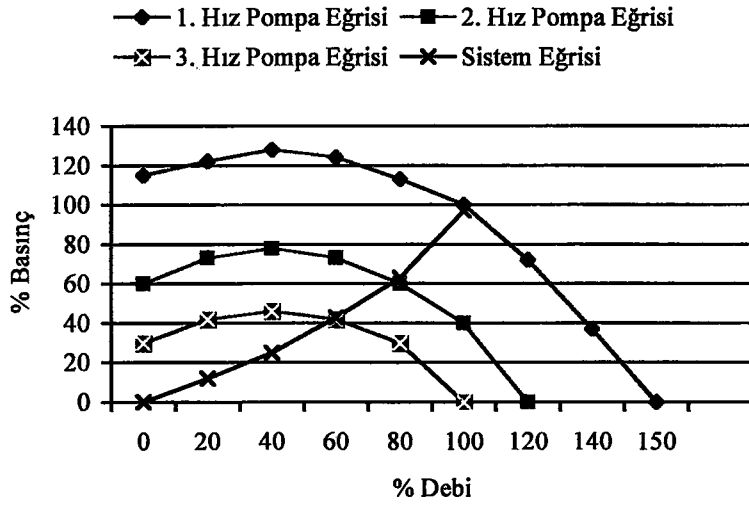
Şekil 6.8 ve Şekil 6.9'da ise, değişken hızlı tahrik uygulandığında oluşacak durum gösterilmiştir. Bu son uygulamada, sanki her çalışma noktası için ayrı ayrı bir pomap seçimi yapılması durumundaki sonuçlara karşı düşmektedir. Yani hız, debiye göre ayarlandığı zaman pompanın verimli çalışacağını söyleyebiliriz.



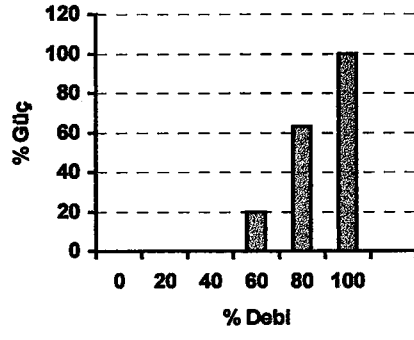
Şekil 6.6 Vana ile kontrolde pompa eğrileri



Şekil 6.7 Vana ile kontrolde gerekli güç



Şekil 6.8 Değişken hız ile kontrolde pompa eğrileri



Şekil 6.9 Değişken hız ile kontrolde gerekli güç



## 7.FREKANS KONVERTÖR PANOLARI ve SİSTEMLERE UYGULAMALARI

### 7.1.Frekans Konvertör Panoları

Tek ve çok pompalı sistemlerin kontrol ve otomasyonu için bünyesine frekans konvertör ünitesi entegre edilerek standartlara uygun olarak geliştirilmiş panolarla kullanıma sunulmaktadır. Bu panolarla, ısıtma, soğutma ve sıhhi tesisatlarda kullanılan her cins pompa veya pompa grubunun işletimi, tesisat ve çevre şartlarına uygun olarak otomasyona tabi tutarak optimize etmek ve böylece konforlu bir işletimin yanısıra, önemli ölçülerde enerji tasarrufu sağlamak mümkün olmaktadır.

Frekans konvertör panolarıyla, açık ve kapalı devrelerde çalışan, ıslak veya kuru rotorlu, tek veya çok kademeli, elektrik motor tahrikli her cins ve her marka santrifüj pompayı kontrol etmek mümkündür. Aynı sistemi besleyen, aynı motor gücüne sahip, pompa grupları tek bir frekans konvertör panoları ile koordineli bir otomasyon düzeni içinde kontrol edilebilmektedir. Bu durumda gruptaki bir pompaya frekans konvertörlü regülasyon uygulanırken, diğer pompalar sıra kontrollü ve rotasyonlu bir işletim düzeninde, nominal güçlerinde çalışarak, istenen değerlerin elde edilmesini sağlayacak tarzda devreye girip çıkarak kontrol edilirler.

Günümüzdeki bu frekans konvertör panoları sadece bir frekans konvertör cihazı değildir. Bu panoların bünyelerine, motorlarda ses oluşumunu ve sargılarda zararlı gerilim yükselmelerini engelleyici elektronik filtreler, motor termik ve kuru çalışma korumaları, ana güç ve yardımcı devreler için gerekli olan sigorta ve trafo grupları gibi birçok elektronik ve elektromekanik donanım bulunmaktadır.

Frekans konvertör panoları ile, pompanın devir hızını değiştirerek, tesisata aktarılan hidrolik gücü ( debi Q ve basma yüksekliği  $\Delta p=H$  ) kontrol edilmektedir. Bunu yaparken belirli bazı değerleri referans alarak, pompa gücünü regülasyona tabi tutabilir veya sadece ayarlayabilir.

Pompalarda güç kontrollü, esas itibariyle, gerilim frekansının değiştirilmesiyle pompanın devir hızının kontrolüdür.

Pompanın işletim parametrelerinden debi Q, basma yüksekliği H (  $\Delta p$  ) ve pompanın elektrik şebekesinden çektiği güç P, pompanın devir hızından n direk olarak bağımlıdır.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (7.1)$$

Aşağıdaki tabloda pompa işletim parametrelerinin, gerilim frekansından nasıl bağımlı olduğu sayısal değerlerle gösterilmiştir.

Frekans f ( Hz )	Devir Hızı n ( % )	Devir hızı n ( d/d )	Devir hızı n ( d/d )	Debi Q ( % )	Basma Yüksekliği H ( % )	Güç P ( % )
50	100	2900	1450	100	100	100
45	90	2610	1305	90	81	72,9
40	80	2320	1160	80	64	51,2
35	70	2030	1015	70	49	34,3
30	60	1740	870	60	36	21,6
20	40	1160	580	40	16	-
10	20	580	290	20	4	-

Çizelge 7.1 Frekans/ pompa parametreleri

## 7.2.Regülasyon Sistemleri

### 7.2.1.Regülasyon sisteminin tarifi

Dijital teknoloji ile kumanda edilen konforlu regülasyon cihazı ısıtma, klima ve basınçlandırma sistemlerinde çeşitli işletme şartlarına kademesiz şekilde güç ayarlamasını sağlar. Regülatör, Frekans Konvertöre en yüksek teknoloji ile tamamen hakimdir. Ana yük pompası elektrik motorunun devri hızını kademesiz olarak yüksek verimle regüle eder. Devir hızı ile birlikte debi değişir. Buna paralel ısıtma/klima veya basınçlandırma sistemine aktarılan güç değişir.

Regülasyon parametresi ısıtma/klima veya basınçlandırma sistemindeki sensörlerden gelir. Sensör seçimi regülasyon şekline bağlıdır.

Devir hızı kontrolü sadece ana yük pompasındadır. Yük ihtiyacına ve zaman programına bağlı ilave yük pompaları otomatik devreye girerler veya devreden çıkarlar. Ana yük pompa üzerinden set değeri ayarlanmaya çalışılır. Regülasyon sisteminin yapısı pompa sayısı ve regülasyon ihtiyacına bağlı olarak hazırlanmıştır. Büyük ısıtma veya klima sistemlerinde genelde bir asil bir yedek ile, basınçlandırma sistemlerinde ise 6 adet pompaya kadar işletim sağlanabilmektedir.

### 7.2.2.Uygulanan regülasyon ve ayar seçenekleri

a-) Debisi değişkenlik arzeden tesisatlarda,  $\Delta p ( H )$  bazlı regülasyon uygulanmaktadır.

Örnek :

- Termostatik vanalı iki borulu ısıtma devreleri
- Termostatik vanalı soğutma suyu devreleri
- Servomotor vanalı ısıtma/ soğutma suyu devreleri
- Alt istasyonlara enerji taşıyan primer kapalı devreler

Tek borulu ısıtma devreleri, yerden ısıtma devreleri ve karakteristik eğrisi çok yatık olana pompalar,  $\Delta p$  bazlı regülasyon için uygun olamamaktadır.

$\Delta p ( H )$  bazlı regülasyonun değişik uygulama seçenekleri aşağıda belirtildiği gibidir;

- (  $\Delta p-c$  ), sabit basma yüksekliği referanslı güç regülasyonu.
- (  $\Delta p-v$  ), değişken basma yüksekliği referanslı güç regülasyonu.
- (  $\Delta p-q$  ), debi öncelikli basma yüksekliği referanslı güç regülasyonu.
- (  $\Delta p-t$  ), sıcaklık kontrollü basma yüksekliği referanslı güç regülasyonu.

b-) Debisi sabit süreklilik arzeden tesisatlarda,  $\Delta T$  bazlı regülasyon uygulanmaktadır.

Örnek :

- Kazan primer devreleri
- Güneş enerjili ısıtma tesisatları
- Isı geri kazanım sistemleri
- Tek borulu ısıtma devreleri
- Yerden ısıtma devreleri
- Kondenser suyu devreleri

İki borulu, termostatik vanalı ısıtma sistemleri gibi, debisi değişkenlik arzeden devrelerde,  $\Delta T$  bazlı regülasyon uygulanmamaktadır.

c-) Debisi sabit süreklilik arzeden tesisatlarda,  $\pm T$  bazlı regülasyon uygulanmaktadır.

Örnek :

- ( - T ) çıkış suyu sıcaklığı sabit, klasik vanalı ısıtma devreleri gibi, dönüş suyu sıcaklığından bağımlı olarak, pompa gücünü gerekli ısı gücüne uyumlanabileceği devreler,
- ( + T ) çıkış suyu sıcaklığı değişken, klasik vanalı ısıtma devreleri gibi, çıkış suyu sıcaklığından bağımlı olarak, pompa gücünü gerekli ısı gücüne uyumlanabileceği devreler,
- Tek borulu ısıtma devreleri,
- Yerden ısıtma devreleri,
- Klasik vanalı soğutma suyu devreleri,

### 7.3.Regülasyon Şekilleri

#### 7.3.1. $\Delta p$ -c ( diferans basıncı- sabit ) regülasyonu

Frekans konvertör panosu üzerinde set edilen diferans basınç değeri ( iki nokta arasındaki basınç kayıplarının toplamı  $\Delta p=H$  ), pompanın devir hızı kademesiz olarak değiştirilerek sabit tutulmaktadır. Örneğin; termostatik vanaların kısılması ile orantılı olarak, pompanın devir hızı (dolayısı ile debi ) düşürülmekte ve pompanın performansı, tesisatın o anki karakteristiğine uyumlanmaktadır.

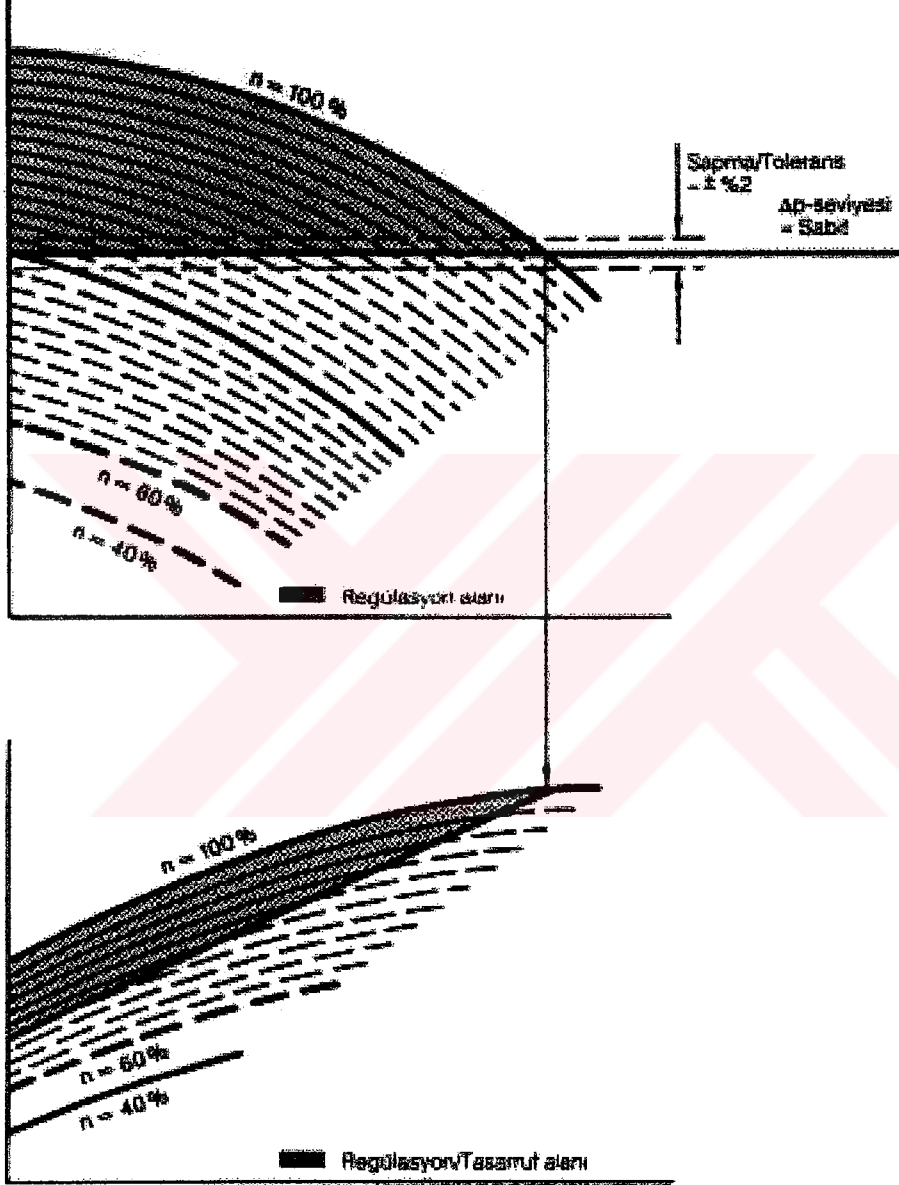
Devir hızının düşürülmesi ile birlikte, pompanın şebekeden çektiği elektrik gücünde de, anam gücünün % 50'sini aşan seviyelere varan tasarruflar gerçekleşebilmektedir.

$\Delta p$ -c regülasyon tipinin kullanılması için ön şart, tesisatta dolaşan akışkan debisinin, değişkenlik gerektiren bir karakterde olmasıdır. Termostatik veya servomotor vanalı ısıtma, soğutma devreleri bu tür uygulamalar olabilir.

Frekans konvertörleri, birden fazla pompanın beslendiği devrelerde de  $\Delta p$ -c regülasyonunu uygulamak mümkün olabilmektedir. Bir pompanın, set edilen  $\Delta p$  değerinin sabit tutabilmekte,

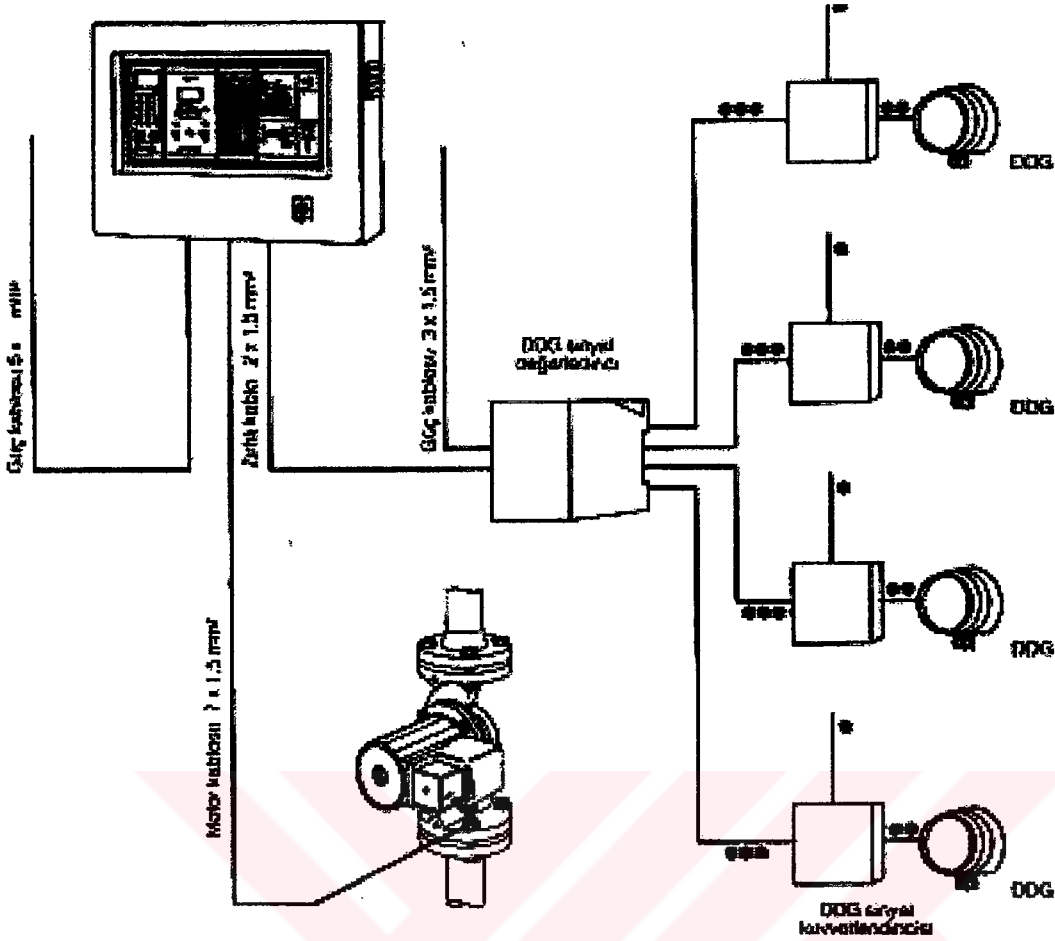
yetersiz kalması durumunda, panolar sistemdeki diğer pompaları gereksinime göre sırayla işleme almaktadır. Sonradan devreye alınan pompalar sabit devir hızıyla nominal kapasite değerlerinde çalışırken, ilk pompaya devir hızı kontrolü uygulanarak sistemin bütününde  $\Delta p$ -c regülasyonu gerçekleştirilmektedir.

$\Delta p$ -c regülasyonu için gereken ekipman olarak: Diferans Basıncı Algılayıcı ( DDG ) sensörü.



Şekil 7.1  $\Delta p$ -c regülasyon işletim karakteristiği

### 7.3.2.Kritik nokta referanslı regülasyon



Şekil 7.2 Kritik nokta referanslı regülasyon prensip şeması

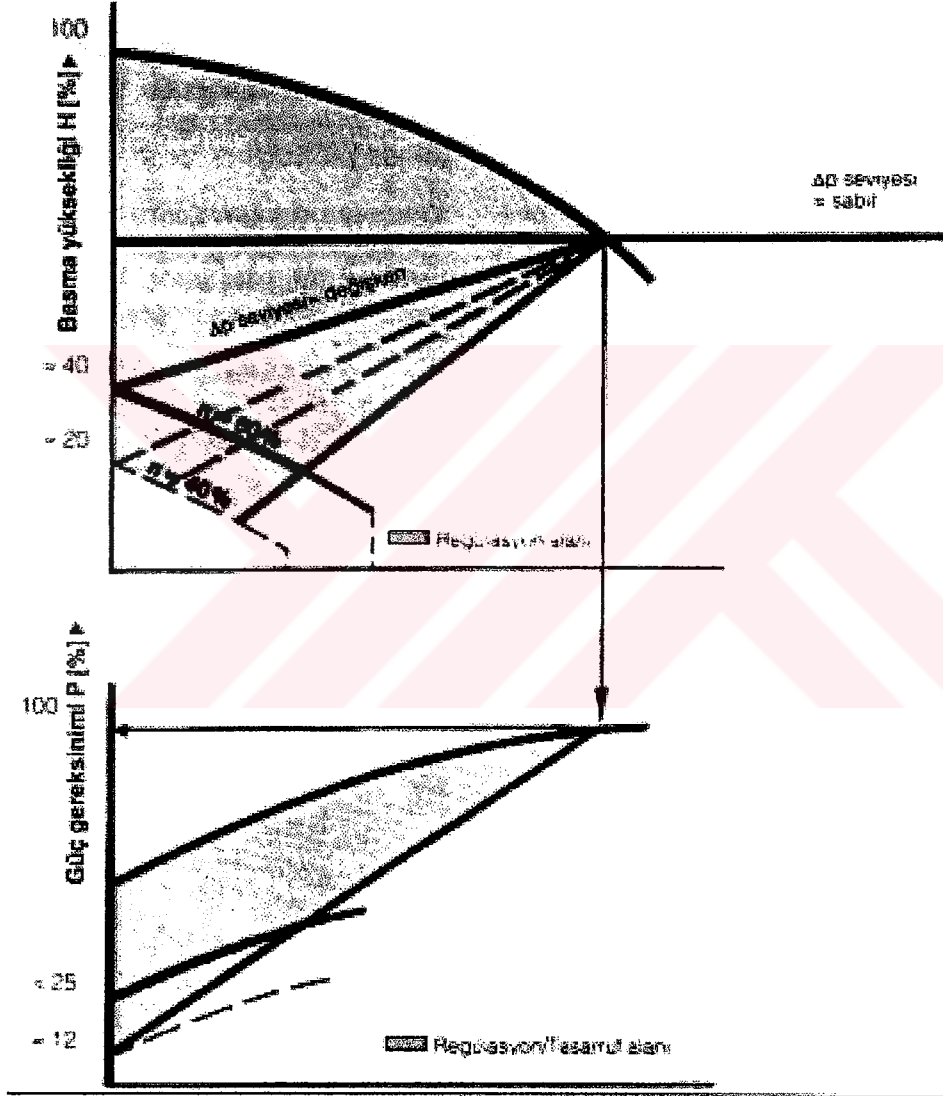
Diferans basıncı  $\Delta p$ , genellikle pompanın basınç ve emiş flanşları arasında ölçülmektedir. Ancak alternatif olarak, tesisatın kritik sayılan kullanım noktalarında ölçüm yapılarak, buralardan elde edilen  $\Delta p$  sinyallerinin baz alındığı  $\Delta p$ -c regülasyonu yapmak mümkündür. Doğal olarak böyle bir regülasyonla, daha fazla elektrik tasarrufu gerçekleştirilebilir.

Kritik noktalar veya noktalar olarak belirlenen ölçüm yerlerinin, tesisatın diğer kullanım noktaları için referans olabilecek benzerlik taşımaları bu tür uygulama için ön şarttır. Ayrıca, kritik nokta, tesisatın bünyesinde, kullanım şartlarına göre yer değiştirebilir. İşte bu tür kaymaların sorun yaratmaması için, diferans basıncı sinyal değerlendirici kullanılmaktadır. Bu cihaz, 2, 3 veya 4 değişik ölçüm noktasından, kendisine ulaşan sinyaller arasından en küçüğünü seçerek farkans konvertör panosuna gönderir. Böylece  $\Delta p$ -c regülasyonu için, kritik noktalar arasında  $\Delta p$  değeri en küçük olanı baz alınarak, tesisatın her tarafına yeterli akışkan debisinin gitmesi sağlanmaktadır.

Gerekli ekipmanlar :

- Diferans basınç algılayıcı sensörler
- Sinyal kuvvetlendiricileri
- Sinyal değerlendiricisi.

7.3.3.  $\Delta p-v$  ( diferans basıncı değişken ) regülasyonu :



Şekil 7.3  $\Delta p-v$  regülasyon seçeneğinde işletim karakteristikleri

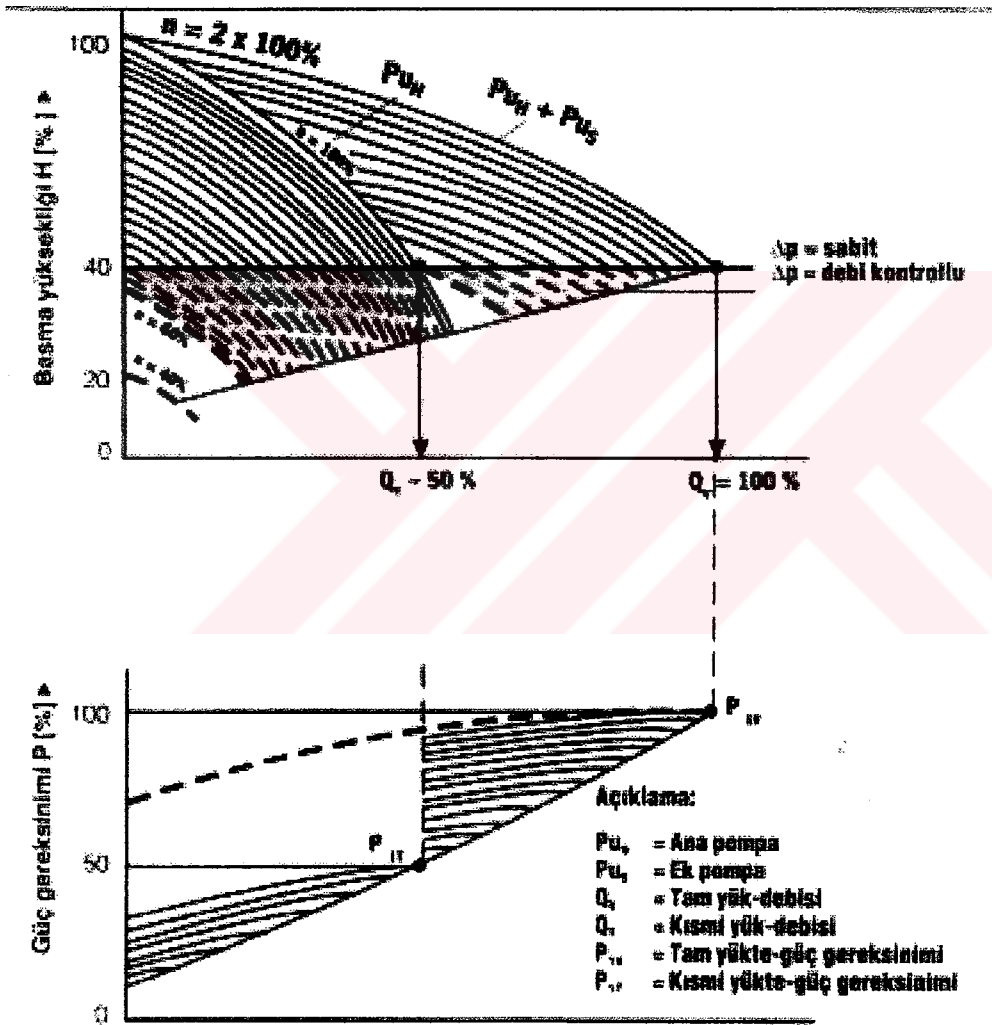
Kritik noktalarının belirlenmesinin zor olduğu, basınç algılayıcı sensörlerin bir çok yere yerleştirilip, uzun sinyal kablolarının çekilmesinin istenmediği, özellikle tesisatın yenilenerek modernize edilip termostatik vanalarla donatıldığı tek pompalı uygulamalarda  $\Delta p-v$

regülasyonu ile, önemli ölçüde elektrik tasarrufu gerçekleştirilmesi ve tesisatta gürültü oluşumunun engellenmesi mümkün olabilmektedir  $\Delta p$ -c regülasyonun yeterli görülmediği kritik nokta değerlendirmesinin ise uygulanmadığı durumlarda  $\Delta p$ -v regülasyonu iyi bir seçenektir.

$\Delta p$ -v regülasyonu için gereken ekipmanlar:

- Diferans Basınç Algılayıcı Sensör

#### 7.3.4. $\Delta p$ -q Debi öncelikli- diferans basıncı regülasyonu



Şekil 7.4 Çok pompalı sistemlerde  $\Delta p$ -q regülasyon seçeneğinde işletim karakteristikleri

Çok pompalı sistemlerde, kritik nokta regülasyonun tercih edilmediği uygulamalarda, diferans basıncı  $\Delta p$ , kollektör üzerinde ölçülebilir ve bu değer sistem debisi baz alınarak regüle edilebilir. Böylece  $\Delta p$ -c regülasyonuna nazaran daha yüksek enerji tasarruflarına ulaşılabilir.

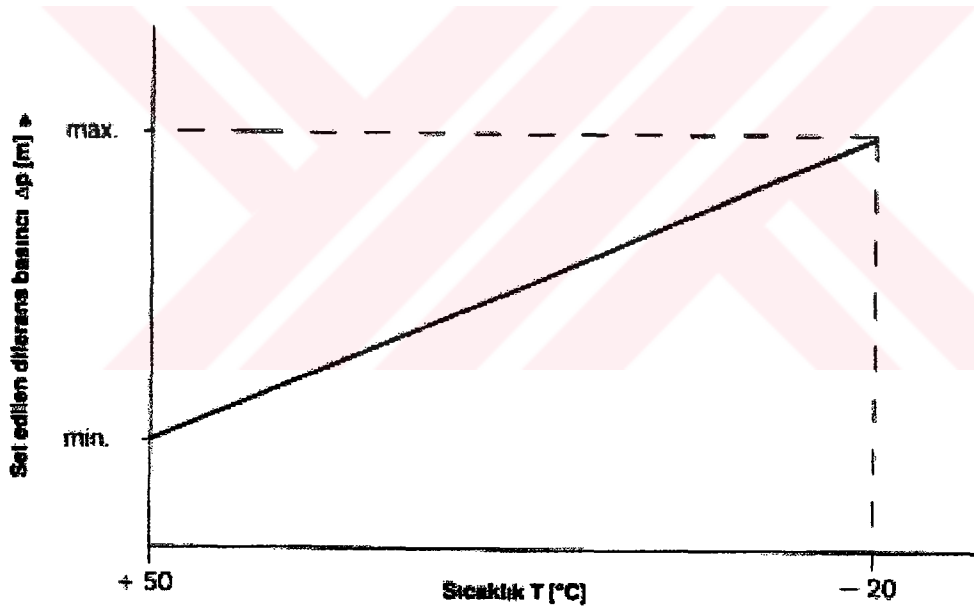
$\Delta p$ -q regülasyonu için, pompa çıkış ve dönüş kolektörlerinden sinyal alan bir diferans basınç algılayıcısının yanısıra, birde çıkış hattı üzerine yerleştirilmiş analog debi ölçere ihtiyaç vardır. Özellikle bir debi ölçeri bulunan ve kritik nokta ölçümünün yapılmasının zor olduğu tesisatlarda  $\Delta p$ -q regülasyonu iyi bir alternatiftir.

Gereken ekipmanlar :

- Diferans Basınç Algılayıcı Sensör
- Debi ölçer

### 7.3.5. $\Delta p$ -T diferans basıncı- sıcaklıktan bağımlı regülasyonu :

Hidrolik sistemin karakteristiğini, kullanım şartlarına daha da uygun hale getirebilmek için, diferans basıncı  $\Delta p$ , başka bir kriterden, ( örneğin dış hava sıcaklığı ) bağımlı olarak değiştirebilir.



Şekil 7.5 Set edilen diferans basıncının sıcaklığa göre değişimi

Yükselen dış hava sıcaklığı ile set edilen  $\Delta p$  değeri küçültülebilmekt, düşen hava sıcaklığı ile set edilen  $\Delta p$  değeri otomatik olarak yükseltilebilmektedir.

Böylece tesisatta bulunması öngörülen  $\Delta p$  basma yüksekliği, dış hava sıcaklığından bağımlı olarak değiştirilerek, pompanın bu değere göre kontrolü sağlanabilmektedir.

$\Delta p$ -T regülasyonu için gerekli ekipmanlar :

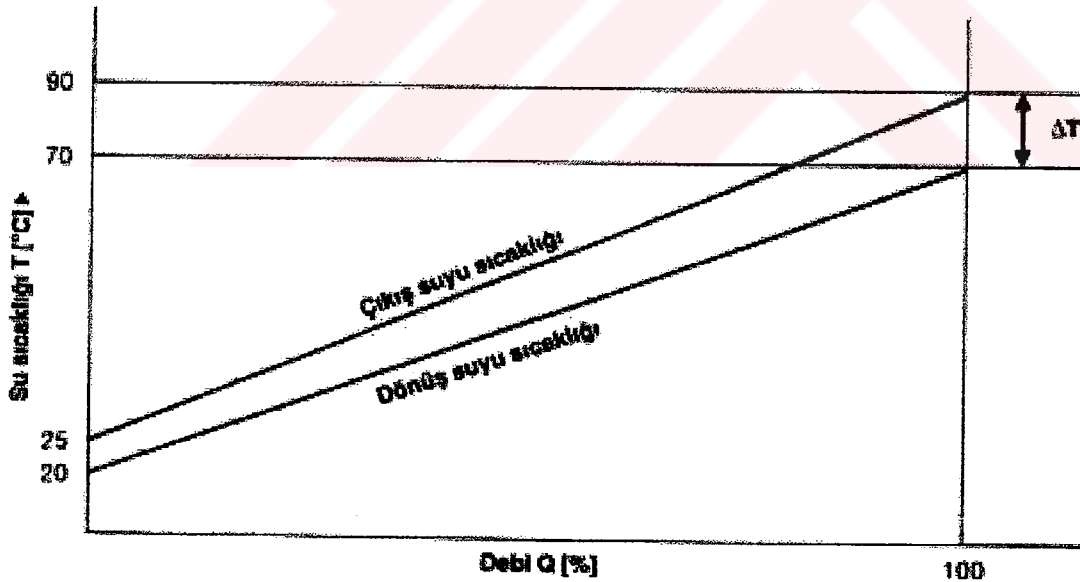
- Diferans Basıncı Algılayıcı Sensör
- Isı Değerlendirme Sensörü

### 7.3.6. $\Delta T$ Diferans sıcaklığı regülasyonu :

Isıtma ve soğutma tesisatlarının, ısı gereksinimleri, dış hava şartlarından bağımlı olarak değişkendir.

Ancak bir çok tesisatta, otomatik debi kontrolü yapabilecek, termostatik van veya benzeri bir eleman bulunmamaktadır. ( örneğin tek borulu ısıtma devreleri, eşanjörlerin primer dolaşım devreleri, veya termostatik vana kullanılmayan klasik ısıtma ve soğutma sistemleri gibi. )

Ayrıca sabit debili bir sistemde, salt kısma yapmak veya bypass devreleri oluşturmak zaten ekonomik olmamaktadır. Dış hava şartları gerektirmemesine rağmen, sirkülasyon pompasını da tam kapasitede çalıştırmak yüksek elektrik sarfiyatına neden olmaktadır.  $\Delta T$  regülasyonu uygulamasıyla, tesisatın çıkış ve dönüş suyu arasındaki, kullanım veya dış hava şartlarından kaynaklanan sıcaklık farkının sabit tutulabilmesi mümkün olmaktadır.



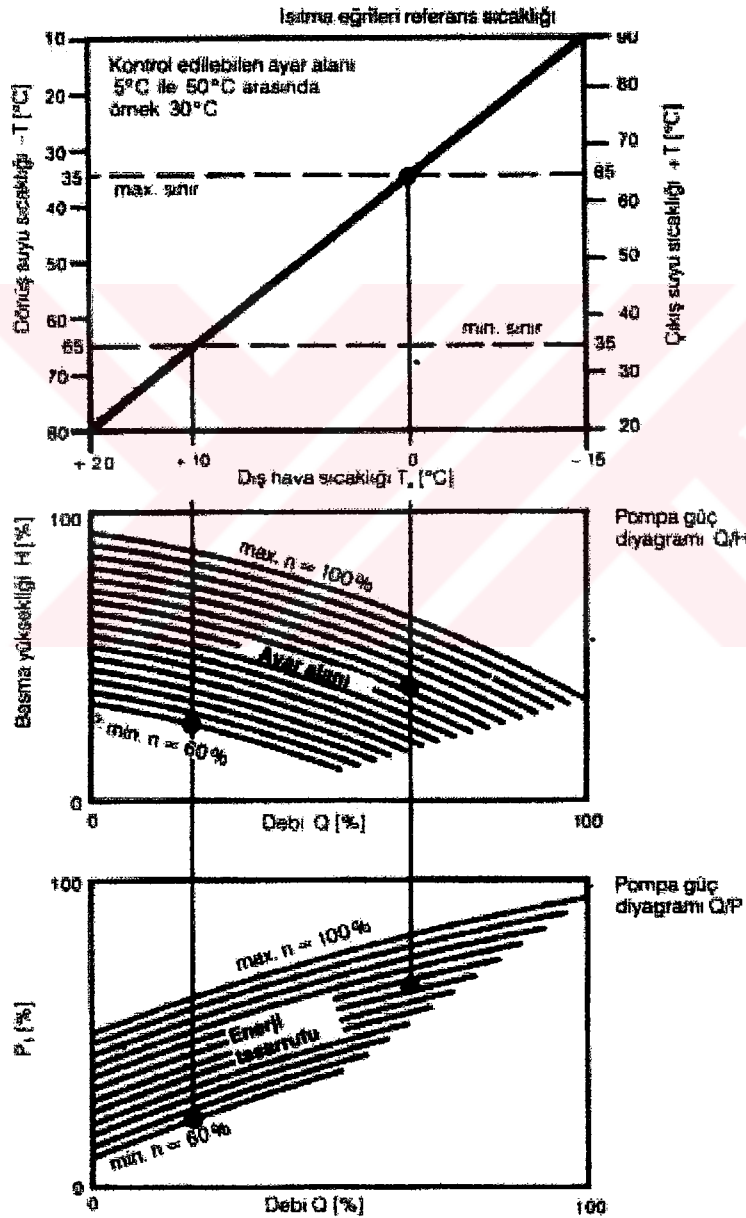
Şekil 7.6 Pompa debisinin sıcaklık farkına göre değişimi

Sirküle eden su debisinin değiştirilmesi ile, transfer edilen ısıma gücü, çıkış ve dönüş suyu sıcaklıklarından bağımsız olarak kontrol edilebilmektedir.  $\Delta T$  regülasyonu, izlenebilmesinin kolay olabilmesi için daha ziyade tek kullanımlı devrelerde veya regülasyon zaman faktörünün bilindiği tesisatlarda tercih edilmelidir.

$\Delta T$  regülasyonu için gereken ekipmanlar .

- Isı değerlendirme Sensörü

### 7.3.7.± T Sıcaklıktan bağımlı devir hızı ayarı



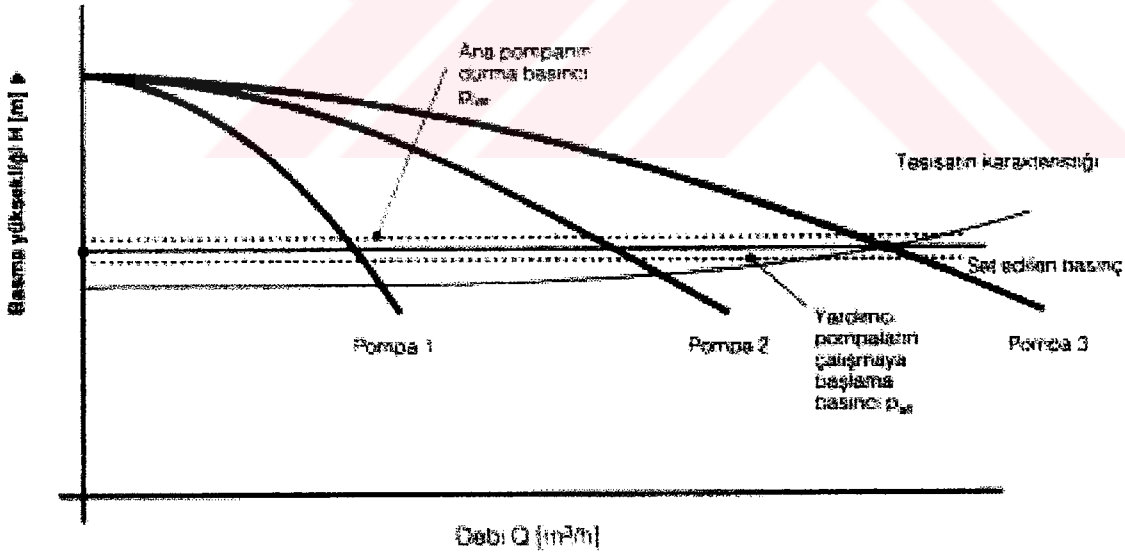
Şekil 7.7 Kademesiz sıcaklık ayarı prensip şeması

$\pm T$  kontrolü kullanıldığında pompanın devir hızının önceden belirlenen değerlere değiştirilmesi söz konusudur, regülasyon yoktur. Tesisattaki belli çıkış suyu  $+T$  ve dönüş suyu  $-T$  sıcaklıklarında, pompanın vermesi arzulan debi değerleri tecrübevi veya deneysel olarak ayarlanmaktadır. Böylece, pompa devir hızını, örneğin çıkış suyu sıcaklığının düşmesi ile veya dönüş suyu sıcaklığının yükselmesi ile ayarlanan değere uygun olarak, kendiliğinden düşürerek, şebekeden çekilen elektrik gücünden, önemli ölçüde tasarruf gerçekleştirmektedir.

Bu kontrol sistemi sadece tek pompalı sistemlerde uygulanabilmektedir.

### 7.3.8.p-c Basınç-sabit regülasyonu

Hidrofor devreleri gibi, açık devre tesisatlarda kullanılmak üzere, kullanma basıncını sabit tutma p-c regülasyonu kullanılmaktadır. Frekans konvertör panosu, üzerinde set edilen belli bir basınç değerini, sabit tutacak tarzda pompanın debisini kontrol etmektedir. Çok pompalı sistemlerde de kullanılabilen p-c regülasyonu, sistemdeki debi gereksinimine uygun olarak pompaları sıra kontrollü bir düzende işletmeye alarak veya işletimden çıkararak, arzulan sistem basıncını sabit tutmaktır. p-c regülasyon hidrofor sistemi olarak uygulandığında, son pompanın devreden çıkması, debi gereksiniminin sona ermesiyle yani  $Q=0$  olması durumunda gerçekleşir.



Şekil 7.8 3 pompalı bir hidroforda p-c regülasyonu

## **8.KULLANILAN ENERJİNİN HESAPLANMASI ve EKONOMİK DEĞERLENDİRİLMESİ**

### **8.1. Gerekli Bilgiler**

Pompa sistemlerinde, değişken hızlı tahriklerin kullanılması için enerji tasarrufu potansiyelini hesaplamada gerekli bilgilerin özeti aşağıda verilmiştir.

#### **8.1.1.Ayarlanabilir hızlı tahrik sisteminin karşılaştırılması gereken akışkan kontrol yöntemleri**

a-) Çıkış vanası

b-) By-pass sistemi

c-) Ayarlanabilir hız kavramaları

#### **8.1.2. Pompa verileri**

a-) Bütün uygulamalar için tek bir sıvı akışkan ele alınacak,

b-) Pompa verim eğrileri

#### **8.1.3. İşletme bilgisi**

a-) Akışkanın yoğunluğu

b-) Sistemin karakteristik eğrisi

c-) Sistemin debi/ zaman diyagramı

#### **8.1.4. Bütün elektrik sisteminin verimi**

a-) Motorların sabit ve değişken hızdaki verimleri

b-) Hız kontrol sistemlerinin verimi

İkinci ve dördüncü kısımlardaki veriler hakkında ön bilgiye sahip olmak, geçerli bir varsayımda bulunabilmek için yeterlidir. Bu bilgileri elde etmek her zaman mümkün değildir. Ancak, eğer birinci ve üçüncü kısımlardaki veriler bilinmiyorsa kullanılan enerjinin hesaplanması çok zordur. Bu değişkenlerin, gerçekten farklı olması hesaplar üzerinde büyük etki yapar.

8.1.1. Değişken hızlı tahrik sistemlerinin diğer akışkan kontrol yöntemleri ile karşılaştırılması, önceki bölümlerde yapıldığı için tekrar yapılmayacaktır.

### 8.1.2. Pompa verileri

Gerçek pompabasınc-debi eğrilerini veya verim eğrilerini bilmek arzulanan bir şeydir. Fakat, bunu her zaman hazır olarak bulmak mümkün değildir. Endüstride kullanılmakta olan bir çok santrifüj pompa ve fanlar kolayca tahmin edilebilir karakteristik eğrilere sahiptir.

### 8.1.3 İşletme bilgisi

Pompanmakta olma sıvının özgül ağırlığı bilinmesi gerekli gücün hesaplanması için mecburidir. Bir sistemin enerji tasarrufuna uygunluğunu belirlemede sistemin direnç karakteristiğinin yapısı çok önemlidir. Gerçek düşü/debi eğrisi biliniyorsa, nominal çalışma noktasında statik ve dinamik basınç yüzdeleri yani sistem eğrisini nerede kestiği biliniyorsa eğri yeniden gerçek çalışma noktası için oluşturulabilir.

Makinanın çalışma süresi ve sistemin direnç eğrisi değişken hızlı tahriklerin kullanılmasının uygun olup olmadığını gösterir. Örneğin; % 20 süre ile çalışan bir sistem, çok verimsiz çalışsa bile bu sisteme değişken hızlı tahrik sisteminin uygulanması verimli olmaz. En iyi uygulama alanları, zamanın büyük bir kısmını düşük debide ve sürekli çalışarak geçiren sistemlerdir. Gerçekte, tam yükteki bütün çalışmalarda debi, sistem ihtiyacı olan debiden fazla olacaktır. Çünkü sistemler tasarlanırken % 10-15 gibi bir toleransla tasarlanır.

### 8.1.4. Elektrik ve kontrol sistemlerinin verimi

Bu değerlerin, hesapların sonucu üzerinde pek büyük bir etkiye sahip olmamasına rağmen, sabit hızlı sistemler ile değişken hızlı sistemler arasında verim bakımından farklılıkları görmek için incelemek gerekir.

Eğer frekans konvertörlü kontrol sisteminin kayıpları ve buna yardımcı olan diğer sistemlerin kayıpları da eklenmelidir. Diğer yandan, sabit hızlı sistemlerde ise, dişli sistemlerine ihtiyaç vardır. Buda bu sistemlerde verim açısından negatif etki yapar. Her iki çalışma durumunda motor kayıpları vardır. Genelde sistemler tam yük verimliliği ile çalışmazlar. Onun için gerçek yük verimliliği her durum için bulunmalıdır.

## 8.2 Hesaplama Yöntemi

Buraya kadar değişken hızlı tahrik sistemleri ile yapılan enerji tasarrufu hakkında bilgi verildi ve çeşitli çalışma durumlarında gerekli mil gücünün nasıl sağlanacağı anlatıldı. Ayrıca bu sistemlerin ekonomik analizinin yapılması için gerekli veriler belirlendi. Bundan sonra, bu noktadan hareketle adım adım hesaplama yöntemi anlatılacaktır.

1. Her akış durumu için mil gücü, değişken hızlı sistem ve karşılaştırılan sistem için aşağıdaki bağıntı yardımı ile yapılır.

$$P_m = \frac{H_m * Q}{\eta_P} \quad (8.1)$$

2. Her akış durumu için değişken hızlı sistem ve karşılaştırılan sistem için gerçek yükte verimlerini,elektriksel sistemin verimini ve giriş gücü hesaplanır.

$$P_g = \frac{P_m}{\eta_m * \eta_k * \eta_f} \quad (\text{kW}) \quad (8.2)$$

$P_g$  : Şebekeden çekilen güç

$P_m$  : Motor mil gücü

$\eta_m$  : Motor verimi

$\eta_k$  : Kontrol sisteminin verimi

$\eta_f$  : Frekans konvertörünün verimi

3. Toplam kullanılan enerji, her iki sistem için yıllık periyod olarak hesaplanır.

$$E_g = P_g * t \quad (8.3)$$

$t$  : Sistemin yıllık çalıştığı zaman. ( h/yıl )

4. Toplam enerji tüketimleri arasındaki fark, değişken hızlı sistemin sağladığı yıllık enerji tasarrufunu verir. Değişken hızlı tahrik sistemleri, büyük bir enerji tasarrufu sağlayabilir. Fakat bu sistemlerin kurulması önemli bir harcama gerektirir. Bu yüzden, sistemin kazandırdığı enerjinin parasal değerinin hesaplanıp, bunu başlangıç yatırımları ile karşılaştırılması gerekir. Böylece, bu projenin uygulanabilir olup olmadığını ortaya koyabiliriz. Bazı kabuller yaparak, kurulacak sistemin kendini ne kadar sürede geri ödeyebileceğini aşağıdaki formülle hesap edebiliriz.

$$T_g = \frac{\text{Toplam.proje.maliyeti}}{\text{Enerji.maliyeti} * E_g} \quad (8.4)$$

$T_g$  : Geri dönme süresi

Bir projenin ekonomik olarak değerlendirilmesinde iki ölçü vardır.

$T_g$  : Geri dönme süresi

$K$  : Yatırımdan sağlanan kazanç

Her ikisi de, vergi, yatırım kredileri, amortisman tip ve süresi, enerji maliyetindeki yıllık artışlar göz önüne alınarak hesaplanır. Bu iki değer arasındaki en büyük fark,  $T_g$ 'yi hesaplarken paranın değeri hesaba katılmaz. Fakat  $K$ 'yı hesaplarken katılır.

Geri dönme süresi, bir projenin ekonomik olarak değerlendirilmesinde bakılacak ilk değerdir. Bu süre enerji tasarrufu yoluyla yatırımın geri kazanılması için gereken süredir. Yöneticiler bu sürenin 2-4 yıldan fazla olmamasını isterler.

Yatırımdan sağlanacak kazanç geri dönme süresinden daha doğru bir değerlendirme ölçüsüdür. Çünkü yatırımdan sağlanan kazanç, paranın zaman değerinde hesaba katar. Şimdi bu hesaplama yöntemine bir bakalım;

$Y$  : Kurulacak sistem için gerekli yatırım ( TL )

$S$  : Yıllık tasarruf edilecek enerjinin değeri ( TL )

$n$  : Değerlendirme süresi ( ekonomik ömür ). Bu süre, sisteme herhangi bir harcama yapmaksızın ( bakım masrafları hariç ) işletilebilecek süre ( Yıl )

$K$  : Yatırımın yıllık getiri oranı. Daha açık olarak bu değer en az faiz oranı veya daha büyükse enflasyon oranına eşit olması gerekir ki bizim yatırımımız karlı olsun.

Yatırımdan sağlanan kazancı daha basit olarak açıklarsak; eğer para projeye harcanmayıp bir bankaya yatırılıyorsa, getireceği faiz oranına eşit veya büyük olmalıdır.

$$n = 1 \quad Y = \frac{S}{(1+K)}$$

$$n = 2 \quad Y = \frac{S}{(1+K)} + \frac{S}{(1+K)^2}$$

$$n = n \quad Y = \frac{S}{(1+K)} + \frac{S}{(1+K)^2} + \dots + \frac{S}{(1+K)^n} \quad (8.5)$$

olmalıdır.

Bunu genel bir formül olarak yazarsak,

$$Y = \sum_{n=1}^{n_{\max}} \left| \frac{S}{(1+K)^n} \right| \text{ olur.} \quad (8.6)$$

Bu eşitliği sonsuz seriye açarsak  $\sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{x^n}$  serisi  $n > 1$  için yakınsaktır ve seri

$$Y = S \left| \frac{(1+K)^n - 1}{K \cdot (1+K)^n} \right| \text{ olur.} \quad (8.7)$$

Bu formülden çeşitli durumlardan yararlanarak projenin ekonomik analizini yapamamak mümkün değildir.

Normalde yapılacak yatırım bellidir. Yıllık tasarrufda, yapılan enerji tasarrufunun parasal değeri hesaplanarak bulunur. Değerlendirme süresi belirlenerek kurulacak sistemin yıllık getiri oranı hesaplanır. Hesaplama sonucunda bulunacak yıllık getiri oranı enflasyon ve faiz oranlarından büyük olanı ile karşılaştırılır. Yatırımın karlı olabilmesi için yıllık getirinin en az karşılaştırılan değer kadar veya bu değerden büyük olması gerekir.

### 8.3 Örnek Uygulamalar

Sabit hızlı olarak çalışan bir sistemin değişken hızlıya dönüştürülmesinde, kullanılan motorun yeni sistemde de kullanmak yatırım miktarını azaltır. Bu sadece sistemin geri ödeme süresini kısaltmakla kalmaz, aynı zamanda montaj süresinden ve işçilikten tasarruf sağlar.

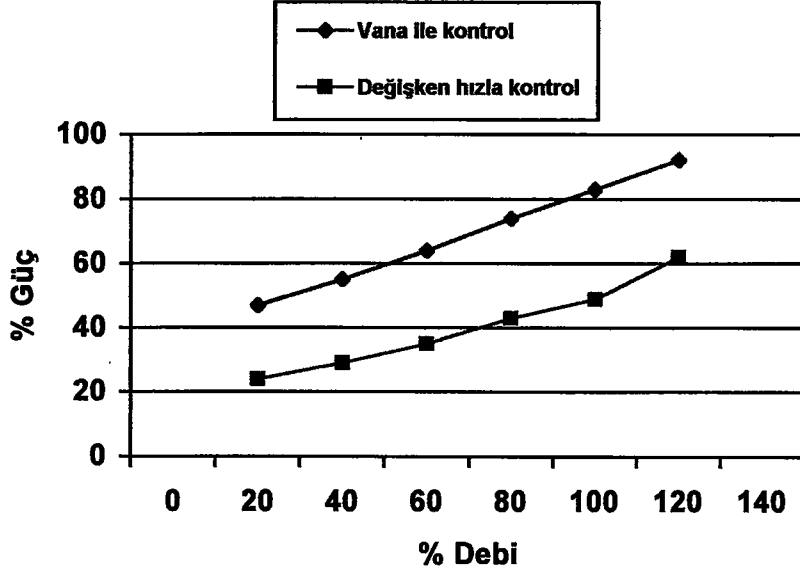
Eğer kullanılmakta olan motor iyi durumda ise çoğu zaman yeni motorun getireceği öaliyetten kurtulmak için eski motorun kullanılması tercih edilir. Hatta bazı durumlarda yeni motorun sistem verimini arttırmasına rağmen, eski motorun kullanılması daha ekonomik olabilir. Aşağıda verilen bu örnekte bu varsayımlardan yola çıkılarak yapılmıştır.

Demir- çelik fabrikaları gibi sıcak ortamların bol olduğu işletmelerde makina parçalarının soğutulması gerekir. Bu parçaların soğutulması açık veya kapalı su devreleri ile gerçekleştirilir. ERDEMİR demir- çelik fabrikalarında, sürekli döküm ve sıcak haddehanelerde, açık devre soğutma suyu olarak kullanılan sular, bu tesislerden pompalar vasıtası ile su tesislerine basılmaktadır. Bu tesislerde sıcaklığı yükselmiş ve kirlenmiş su, su tesislerinde filtrelenip soğutulduktan sonra tekrar kullanılmak üzere bu tesislere geri gönderilmektedir.

Bu filtre edilmiş ve soğutulmuş suyu sürekli döküm ve sıcak haddehaneye basan herbiri 4385 m<sup>3</sup>/h kapasiteli üç adet pompa kullanılmaktadır. Bu pompalardan bir tanesi yedek, diğer ikisi ise ihtiyaca göre çalıştırılmaktadır.

Burada 11 aylık ortalama pompaların bastığı su miktarı 4883 m<sup>3</sup>/h olduğu saptanmıştır. İşletmenin ihtiyacı olan su miktarı seyrek olarak iki pompa kapasitesine ulaşmaktadır. Bu durumda iki pompanın birlikte çalışması, yüksek debiden dolayı basınca arttırmaktadır. Fazla gelen akış miktarı tekrar emiş tarafına bir By-pass ünitesi ile verilmektedir. Bu pompaları tahrik etmekte olan 1100 kW gücündeki asenkron elektrik motorları gözönüne alınırsa, harcanan enerjinin hangi boyutlarda olacağı daha iyi anlaşılır.

Bütün verilere göre sürekli iki pompa çalışmakta ve borullardaki basınca göre otomatik açılan By-pass vanassı basılan suyun yanısıra yakın bir kısmını geriye göndermektedir. Buna göre pompa motorlarına hız kontrol sistemi bağlanması durumunda önemli bir enerji tasarrufu sağlanmaktadır.



Şekil 8.1 Pompa güç/debi karakteristiği

İki pompa çalışma süresi : 7862 h/yıl

İki pompa toplam kapasitesi :  $Q= 8770 \text{ m}^3/\text{h}$  ve  $H = 60 \text{ mSS}$

İşletme ortalama ihtiyacı :  $Q= 4883 \text{ m}^3/\text{h}$  ve  $H = 40\text{mSS}$

Bu durumda pompalama sistemi çalışma kapasitesi =  $\frac{4883}{8770} \approx 0,56$

Bu durumda,

By-pass vanası ile kontrolde, % 56 debi için gerekli güç toplam gücün % 63'nü,

Değişken hız ayarlı sistemde, % 56 debi için gerekli güç toplam gücün % 34'nü harcamaktadır.

Buna göre by-pass vanası ile kontrol ile değişken hızlı sistem arasındaki enerji tasarrufu farkı;

Tasarruf edilen enerji = % 63 - % 34 = % 29 olur.

$$E_g = \frac{2 \cdot 1100 \cdot 0,29}{0,92} = 5.452.126 \text{ kWh/ yıl olacaktır.}$$

$$S = 20.000 \text{ TL/ kWh} * 5.452.126 \text{ Kwh/yıl} = 109.042.520.000 \text{ TL/ yıl}$$

K= 0,80 ve n= 10 yıl almırsa;

Yapılacak yatırımın üst sınırı;

$$Y = S \left| \frac{(1 + K)^n - 1}{K \cdot (1 + K)^n} \right|$$

$$Y = 109.042.520.000 * 1,25 = 136.303.150.000 \text{ TL'dir.}$$

Eğer yatırım maliyeti hesaplamış olduğumuz değere eşit yada küçük ise doğru seçim yapmış, yani değişken hızlı tahrik kontrol sistemimize uygundur.



## 9. DENEYSEL ÇALIŞMA

### 9.1. Deney 1 : Sabit Devirli Bir Santrifüj Pompanın Karakteristiklerinin İncelenmesi

#### 9.1.1. Deneyin gayesi :

Sabit devirli bir santrifüj pompa kullanılarak yapılan bu deneyde santrifüj pompanın karakteristiklerinde meydana gelen değişimin, gözlenmesi ve elde edilen verilerin diyagramlar üzerinde gösterimi.

#### 9.1.2. Deney tesisat şeması ve izahatı :

Şekil- 9.1’de görülen deney şeması üzerinde bulunan bir santrifüj pompa tarafından beslenen tesisat kapalı bir devre olarak çalışmaktadır. Sistemin debisi ayarı ( M ) vanası ile yapılmakta olup, bu debi miktarı; ( S ) sayacından geçen su miktarının kronometrede okunan zaman bölümü ile hesaplanmaktadır.

Deneye tabi tutulan santrifüj pompanın giriş ve çıkışına basınç sensörü ( diferans basınç algılayıcı ) bağlanmış olup, bu iki nokta arasında meydana gelen basınç farkını saptamakta kullanılmaktadır.

1. Santrifüj pompa : Bu deneyde kullanılacak sirkülasyon pompası üç hız kademeli, ıslak rotorlu olup, deney maximum hız kademesinde (  $n= 2550$  d/d ) gerçekleştirilecektir.

Pompa teknik özellikleri :

Bağlantı tipi : R1 1/4” dişli

Anma gücü : 180 W

Çektiği güç : 200-395 W

Gerilimi / frekans : 3 ~ 380 V / 50 Hz

Akım : 0,74 A



2. Basınç sensörü : Diferans basınç algılayıcı cihazdır. 0-2 bar arasında çok hassas ölçümler yapabilen bu cihaz frekans konvertör panosuna bağlanmaktadır. Basınç sensörü 4 ile 20 mA arasında sinyal göndererek pano üzerindeki dijital ekranda basınç değişiminin izlenmesini sağlar. Gelen sinyaller doğrultusunda frekans konvertör cihazı pompa devrini ayarlar.

Bağlantı değerleri

Max. işletim gerilimi : 15-30 V DC

Akım çıkışı : 4-20 mA

Çektiği güç : 1,5 W

3. Debi ayar vanası : Debiyi ayarlamak için kullanılan küresel bir vanadır. Vana belirli miktarlarda kısılarak debi ayarı yapılmaktadır.

4. Frekans konvertör panosu ( CR cihazı ) :

CR cihazı tek ve çok pompalı sistemlerin kontrol ve otomasyonu için geliştirilmiş, bünyesine frekans konvertör ünitesi entegre edilmiş bir elektrik panosudur.

Bu cihazla, açık ve kapalı devrelerde çalışan, ıslak veya kuru rotorlu, tek veya çok kademeli, elektrik motor tahrikli, her cins ve marka santrifüj pompayı kontrol etmek mümkündür.

Bu pano, salt bir frekans konvertör cihazı değildir. Bünyesinde, motorlarda ses oluşumunu ve sargılarda zararlı gerilim yükselmelerini engelleyici elektronik filtreler, motor termik ve kuru çalışma korumaları, dijital regülasyon elektroniği, proglama olanağı, menü kontrollü ekranlı iletişim, ana güç ve yardımcı devreler için gerekli olan sigorta ve trafo grupları gibi, birçok elektronik ve elektro mekanik donanım bulunmaktadır.

5. Otomatik hava purjörü : Sistemde ilk doldurma anında ve işletme sırasında oluşabilecek havanın tesisattan dışarıya atılmasını sağlamaktadır.

6. Kapalı genleşme deposu : Kapalı genleşme deposu içinde kauçuktan yapılmış bir membran ve bur membranın etrafında basınçlı hava veya azot gazı vardır. Tesisattaki sıcaklık yükselmesi ile hacmi değişen su, gaz basıncına karşı membranın içine dolarak genleşir. Böylece sistemdeki suyun her zaman belirli ve sabit bir basınç altında tutulması ancak buna rağmen genleşebilmesi sağlanmış olur.

7. Otomatik doldurma ventili : Kapalı genişleme depolu ısıtma ve soğutma sistemlerinde tesisattaki suyu otomatik olarak besleyen bu ventil genelde kazan dairesindeki bir su musluğuna bağlanarak tesisata irtibatlanmakta ve ilk işletmeye alınırken binanın statik yüksekliğinden yaklaşık 0,2-0,5 bar daha yüksek bir basınç değerine ayarlanmaktadır. Tesisattaki su basıncının azalması durumunda ventil tesisata otomatik olarak su beslemektedir. Tesisat suyunun şebekeye karışmasını önlemek için ventil içinde ters yönde akışı engelleyici çekvalf mevcuttur.

Teknik özellikleri :

Giriş basıncı : max. 15 bar

Çıkış basıncı : 0,5-4 bar

8. Sayaç : Sistemde dolaşan su miktarını gösteren bir cihazdır. Debi, sayaç üzerinden geçen su miktarının kronometrede okunan zamana bölümü ile hesaplanır.

9.1.3. Deneyin yapılışı ve hesaplar :

Şekil-9.1'de gösterilen tesisat şemasına göre deney standı hazırlanmıştır. Tesisat, doldurma ventili ile 3 bar işletme basıncına kadar su ile doldurulmuştur. Pompa, ( M ) ayar vanası tam açık konumda iken ölçümlere başlanmıştır. ( M ) ayar vanasının her konumu belirlediğimiz kontrol hacmi kadar suyun geçişi sayaç ile tesbit edilmiş ve geçen süre kronometreden okunmuştur. Her konum için pano üzerinden diferansiyel basınç miktarı okunarak tablolar haline getirilmiştir.

Şekil -9.1' için A'dan B'ye bernoulli denklemini yazarsak,

$$H_m + Z_A + \frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2g} = Z_B + \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2g} \quad (9.1.)$$

olur. Buradaki sistemde boru çapı değişmediğinden  $V_A = V_B$  'dir. Basınç sensörü diferans basınç ölçtüğüne göre;

$$\frac{\Delta P}{\gamma} = \frac{P_B - P_A}{\gamma} \quad [ \text{mSS} ] \quad (9.2.)$$

olacaktır. Son durumda bernoulli denkleminde yerine koyarsak;

$$H_m = \frac{\Delta P}{\gamma} + Z_B - Z_A \quad [ \text{mSS} ] \quad (9.3.)$$

olacaktır.

$$Z_B - Z_A = 700 \text{ mmSS} \Rightarrow Z_B - Z_A = 0.7 \text{ mSS}$$

$$P = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (9.4)$$

P : Güç ( W )

U : Gerilim = 380 Volt

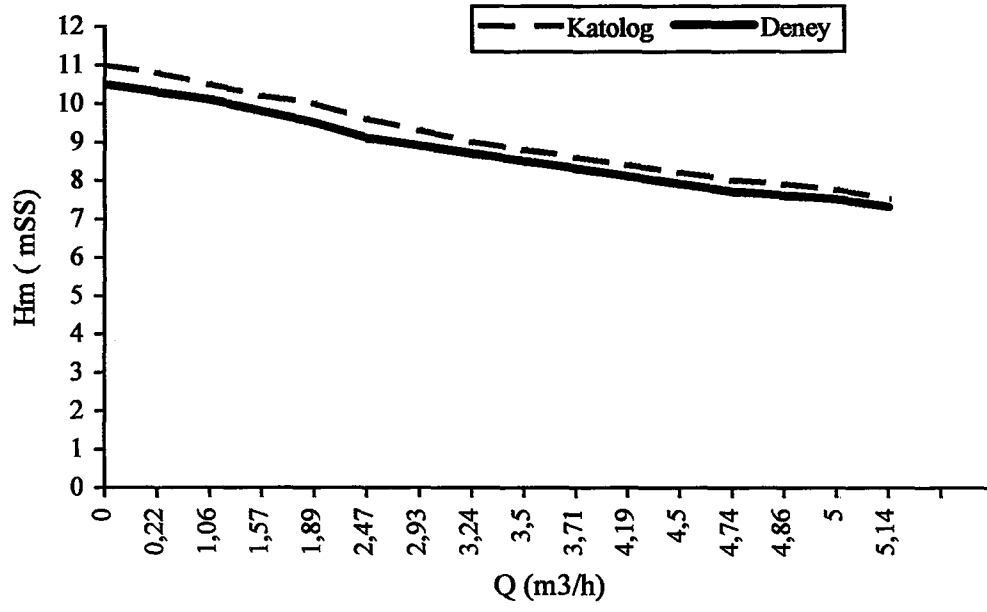
I : Akım ( A )

$\cos \varphi$  : Elektrik motoru güç faktörü = 0,81

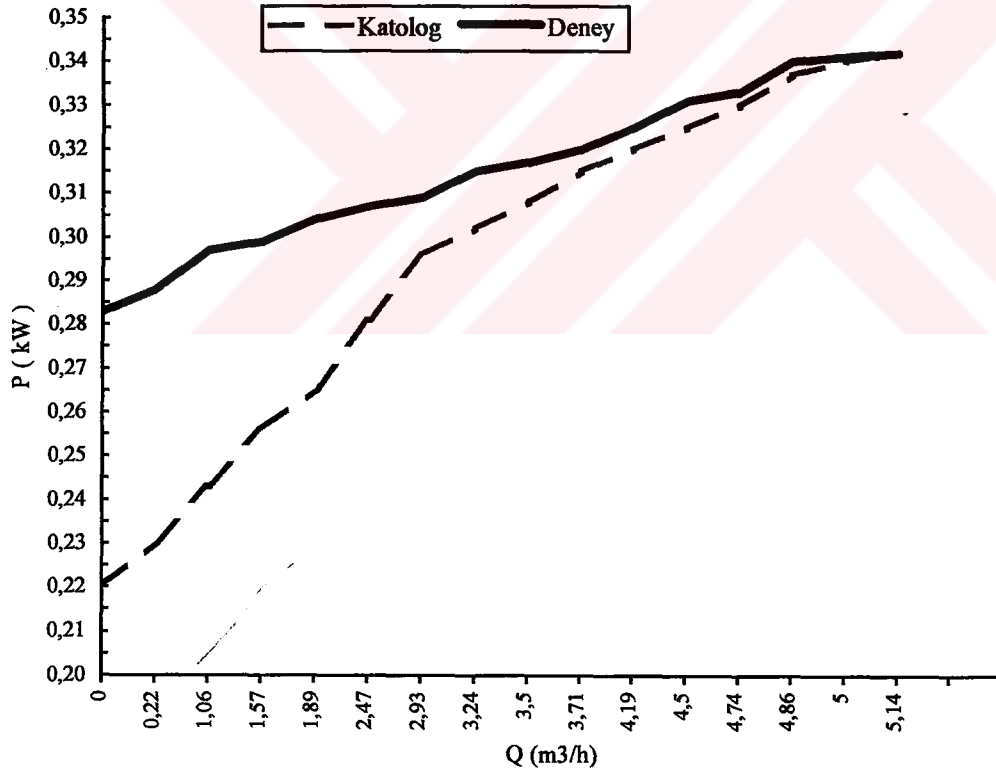


İşlem no	Ölçülen değerler				Hesaplanan değerler				
	W (lt)	t (sn)	$\frac{\Delta P}{\gamma}$ (mSS)	I (A)	Q (m <sup>3</sup> /h)	H <sub>m</sub> (mSS)	P (W)	$\frac{Q_n}{Q_1}$	$\frac{P_n}{P_1}$
1	100	70	6,6	0,641	5,14	7,3	341,72	1,000	1,000
2	100	72	6,8	0,640	5,00	7,5	341,19	0,973	0,998
3	100	74	6,9	0,638	4,86	7,6	340,12	0,946	0,995
4	100	76	7,0	0,625	4,74	7,7	333,19	0,922	0,975
5	100	80	7,2	0,621	4,50	7,9	331,06	0,875	0,969
6	100	86	7,4	0,610	4,19	8,1	325,20	0,815	0,952
7	100	97	7,6	0,600	3,71	8,3	319,87	0,722	0,936
8	100	103	7,8	0,595	3,50	8,5	317,20	0,681	0,928
9	100	111	8,0	0,590	3,24	8,7	314,53	0,630	0,920
10	100	123	8,2	0,580	2,93	8,9	309,20	0,570	0,905
11	100	146	8,4	0,575	2,47	9,1	306,54	0,481	0,897
12	10	19	8,8	0,570	1,89	9,5	303,87	0,368	0,889
13	10	23	9,1	0,560	1,57	9,8	298,54	0,305	0,874
14	10	34	9,4	0,557	1,06	10,1	296,94	0,206	0,869
15	10	161	9,6	0,540	0,22	10,3	287,88	0,043	0,842
16	0	-	9,8	0,530	0	10,5	282,55	-	0,827

Çizelge 9.1 Deney veri tablosu ( n=sabit= 2550 d/d için)



Şekil 9.2 Q-Hm diyagramı



Şekil 9.3 P-Q diyagramı

## 9.2. Deney 2 : Değişken Devirli Bir Santrifüj Pompanın Karakteristiklerinin İncelenmesi

### 9.2.1 Deneyin gayesi :

Sabit devirli bir santrifüj pompa, frekans konvertör cihazı vasıtasıyla devri değiştirilerek yapılan bu deneyde santrifüj pompanın karakteristiklerinde meydana gelen değişimin, gözlenmesi ve elde edilen verilerin diyagramlar üzerinde gösterimi.

### 9.2.2. Deney tesisat şeması ve izahatı :

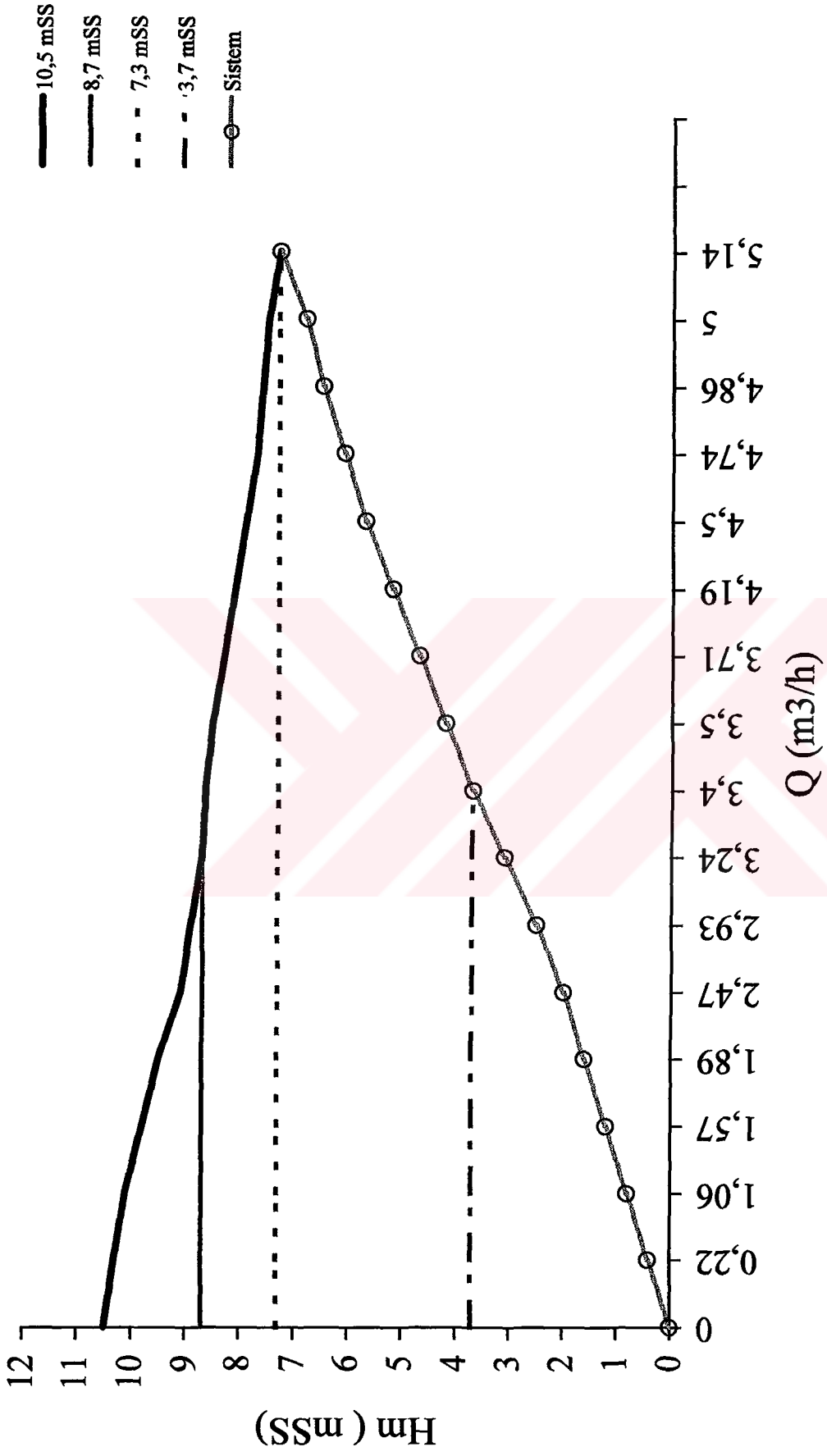
Şekil- 9.1'de görülen deney şeması üzerinde bulunan bir santrifüj pompa tarafından beslenen tesisat kapalı bir devre olarak çalışmaktadır. Sistemin debisinin ayarı ( M ) vanası ile yapılmakta olup, bu debi miktarı; ( S ) sayacından geçen su miktarının kronometrede okunan zaman bölümü ile hesaplanmaktadır.

İşlem no	Ölçülen değerler				Hesaplanan değerler				
	W (lt)	t (sn)	n (%)	I (A)	Q (m <sup>3</sup> /h)	H <sub>m</sub> (mSS)	P (W)	$\frac{Q_n}{Q_1}$	$\frac{P_n}{P_1}$
1	100	70	100	0,641	5,14	7,3	341,72	1,000	1,000
2	100	79	97	0,610	4,56	7,3	325,20	0,887	0,952
3	100	84	96	0,600	4,29	7,3	319,87	0,835	0,936
4	100	95	93	0,580	3,79	7,3	309,20	0,737	0,905
5	100	116	91	0,550	3,10	7,3	293,21	0,603	0,858
6	10	16	87	0,530	2,25	7,3	282,55	0,438	0,827
7	10	23	85	0,510	1,57	7,3	271,89	0,305	0,796
8	10	50	83	0,480	0,72	7,3	255,89	0,140	0,749
9	0	-	83	0,46	0	7,3	245,23	0	0,718

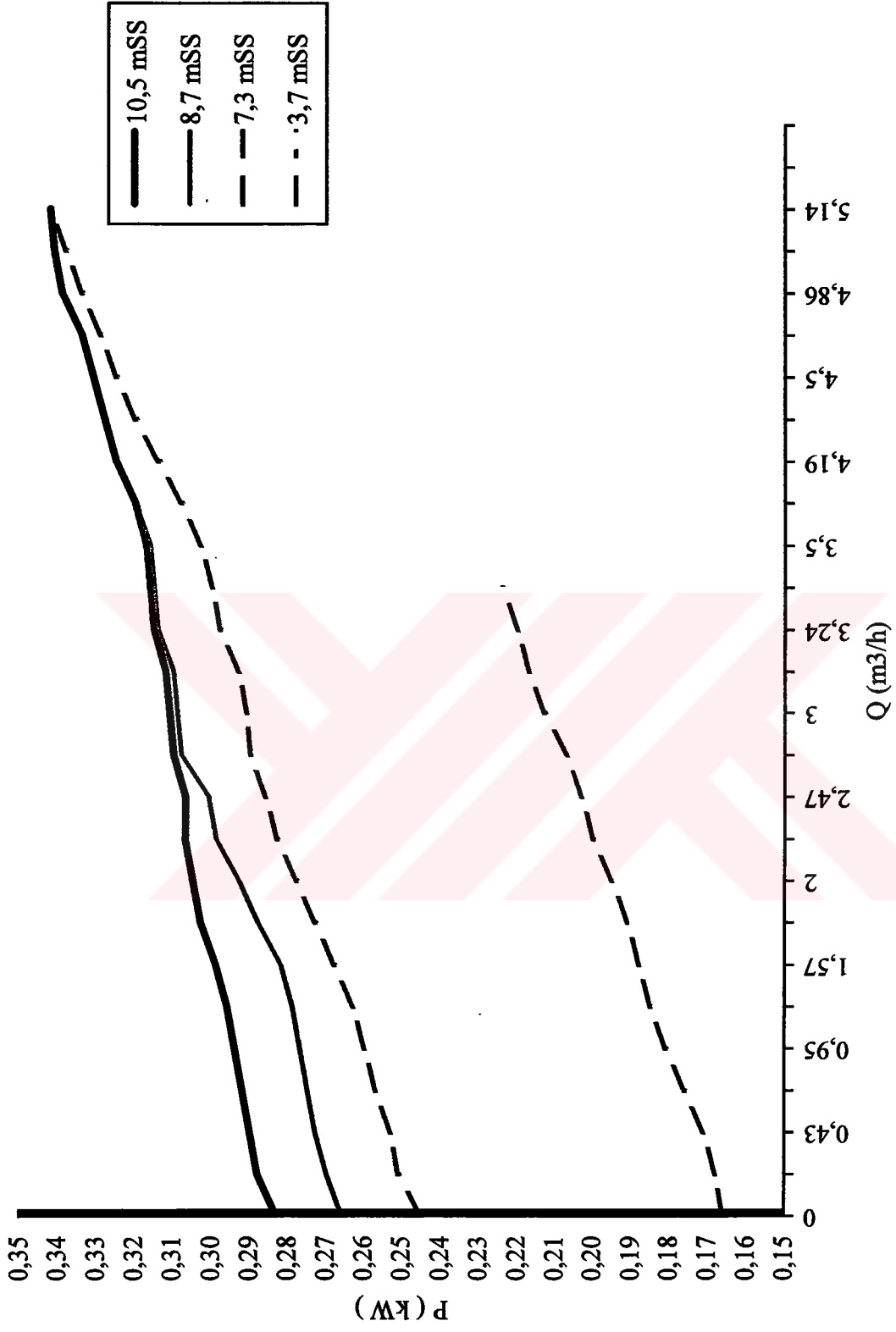
Çizelge 9.2 Deney veri tablosu ( n=değişken, Δp=6,6 mSS için )

İşlem no	Ölçülen değerler				Hesaplanan değerler				
	W (lt)	t (sn)	$\frac{\Delta P}{\gamma}$ (mSS)	I (A)	Q (m <sup>3</sup> /h)	H <sub>m</sub> (mSS)	P (W)	$\frac{Q_n}{Q_1}$	$\frac{P_n}{P_1}$
1	100	70	6,6	0,641	5,14	7,3	341,72	1,000	1,000
2	100	72	6,8	0,640	5,00	7,5	341,19	0,973	0,998
3	100	76	7,0	0,625	4,74	7,7	333,19	0,922	0,975
4	100	80	7,2	0,621	4,50	7,9	331,06	0,875	0,969
5	100	86	7,4	0,610	4,19	8,1	325,20	0,815	0,952
6	100	97	7,6	0,600	3,71	8,3	319,87	0,722	0,936
7	100	103	7,8	0,595	3,50	8,5	317,20	0,681	0,928
8	100	111	8,0	0,590	3,24	8,7	314,53	0,630	0,920
9	100	123	8,2	0,580	2,93	8,9	309,20	0,570	0,905
10	100	146	8,4	0,575	2,47	9,1	306,54	0,481	0,897
11	10	19	8,8	0,570	1,89	9,5	303,87	0,368	0,889
12	10	23	9,1	0,560	1,57	9,8	298,54	0,305	0,874
13	10	34	9,4	0,557	1,06	10,1	296,94	0,206	0,869
14	10	161	9,6	0,540	0,22	10,3	287,88	0,043	0,842
15	0	-	9,8	0,530	0	10,5	282,55	-	0,827

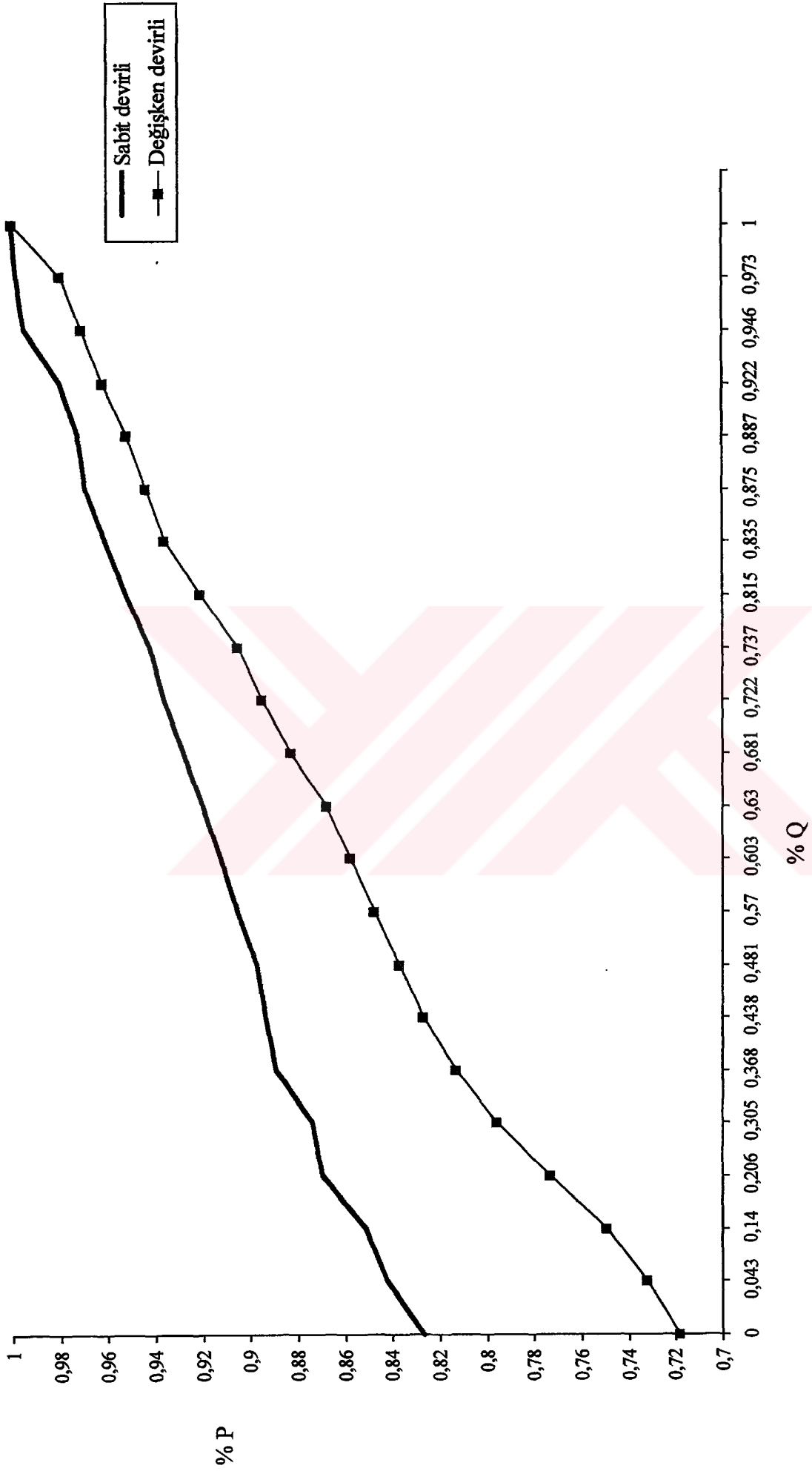
Çizelge 9.5 Deney veri tablosu ( n= değişken, Δp=9,8 mSS için )



Şekil 9.4 Q-Hm diyagramı



Şekil 9.5 P-Q diyagramı.



Şekil 9.6 % Debi-güç değişimi

### 9.3 DeneY Sonuçlarının Enerji Tasarrufu ve Ekonomik Yönden Değerlendirilmesi

Isıtma sistemlerindeki sirkülasyon pompası kapasitesi, sistemin maximum basma yüksekliği ihtiyacına verecek şekilde seçilmektedir. Bu hesaplamalar;

- Isıtma sistemlerinde, yetkili enstitüler tarafından tavsiye edilen ısı kaybı hesabına göre ( BSI, DIN, ASHREA vb. )
- Soğutma suyu sistemlerinde, yetkili enstitüler tarafından tavsiye edilen soğutma yükü hesabına göre ( IHVE, VDI, ASHREA vb. ) yapılmaktadır.

Isıtma sistemlerinin pratik uygulamasında bu kayba, çok seyrek olarak meydana gelen % 100 yük durumu olarak adlandırılabilir. Bununla beraber ısı kayıpları hesaplarken emniyet faktörü ilave edildiğinden dolayı, binanın gerçek ısı kaybı, sistemin hesaplanmış maksimum kapasitesinden daha düşüktür.

Değişken dış sıcaklık  $t_{dg}$  ve sabit iç sıcaklık  $t_i$  altındaki gerçek ve hesaplanmış ısı kayıpları arasındaki ilişkiyi yazarsak;

$$\varphi = \frac{(t_i - t_{dg})}{(t_i - t_{dd})} \quad (9.5)$$

şeklinde olacaktır. Burada ;

$\varphi$  : Sistemin yük faktörü ( % )

$t_i$  : Dizayn oda sıcaklığı ( °C )

$t_{dg}$  : Gerçek dış sıcaklık ( °C )

$t_{dd}$  : Dizayn dış sıcaklığı ( °C )'dir.

Buradan faydalanarak binanın ısıtılmasında kullanılan cihazlardan transfer edilmesi gereken ısı miktarı;

$$\frac{Q_g}{Q_d} = \frac{M_g \cdot C_p \Delta t}{M_d C_p \Delta t} \text{ olacaktır.} \quad (9.6)$$

Q : Sistemin için hesaplanmış ısı miktarı ( kcal/ h )

M : Sistemde dolaşan akışkan miktarı ( kg/h )

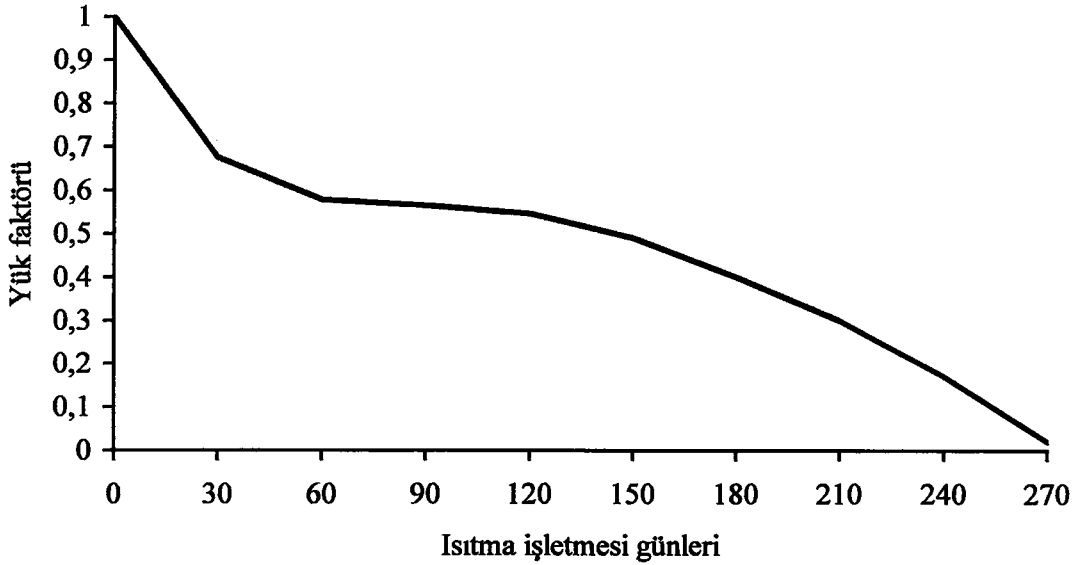
C<sub>p</sub> : Akışkanın özgül ısısı ( kcal/ Kg. °C )

Δt : Isıtma akışkanı gidiş-dönüş sıcaklık farkı ( °C )

Yukarıda belirtilen formüller hacmi sabit bir ortamın ısıtılmasında kullanılacak olursa, gerçek ısı miktarı ile hesaplanarak elde edilen ısı kaybı miktarı oranı yazılacak olursa ;

$$\phi = \frac{Q_g}{Q_d} \text{ şeklinde oluşur.}$$

İstanbul şehri için, son 20 yılın ısıtma sezonu ( 15 Ekim- 31 Mayıs ) boyunca günlerin sıcaklık ortalamalarına ait Meteoroloji Müdürlüğünden alınan verilerden yararlanarak Şekil 9.7'deki diyagramlar elde edilmiştir.



Şekil 9.7 Son 20 yılın yük faktörü

Buradan yola çıkarak deneysel çalışmamızda kullanılan santrifüj pompanın, İstanbul ilinde radyatör kullanılarak ısıtılan bir apartmanda kullanıldığını kabul edelim. Deneysel çalışmamız sonucunda oluşan verilerden yararlanarak, bu binada pompanın sabit ve değişken devirli olarak kullanılması durumunda oluşacak enerji tasarrufu miktarını hesaplayalım. Şekil 9.7'den yararlanarak 15 günlük periyodlarla sistemin aritmetik olarak yük miktarını hesaplırsak;

$$\varphi = \frac{0,79 + 0,67 + 0,60 + 0,57 + 0,56 + 0,55 + 0,54 + 0,52 + 0,49 + 0,45 + 0,40}{16} + \frac{0,35 + 0,3 + 0,22 + 0,17 + 0,1 + 0,02}{16}$$

$$\varphi = 0,46 \text{ olmaktadır.}$$

Bu durumda;

Pompanın günlük çalışma süresi : 18 h/gün

Pompanın sezon boyunca çalışma süresi : 270 gün/yıl

Pompanın çalışma süresi : 4860 h/yıl

Pompalama sistemi çalışma kapasitesi =  $\varphi = 0,46$  olacaktır.

Bu durumda;

Pompa sabit devirli konumda çalışması durumunda, % 46 debi için gerekli toplam gücün % 89' unu ( Şekil 9.6),

Değişken devirli konumda çalışması durumunda ise, % 46 debi için gerekli toplam gücün % 80'i ( Şekil 9.6 ) harcanmaktadır.

Buna göre sabit devirli kontrol ile değişken hızlı sitem arasındaki enerji tasarrufu farkı;

Tasarruf edilen enerji = % 89 - % 80 = % 9 olur.

$E_g = 0,342 * 0,9 * 4860 = 1.496 \text{ kWh/yıl}$  olacaktır.

$S = 20.000 \text{ TL /kWh} * 1.496 \text{ kWh/yıl} = 29.920.000 \text{ TL/ yıl}$

$K=0,8$  ve  $n = 10$  sene alırsak;

Yapılacak yatırımın üst sınırı,

$$Y = S \frac{(1+K)^n - 1}{K \cdot (1+K)^n} \quad (8.7)$$

$$Y = 29.920.000 * \frac{(1+0,8)^{10} - 1}{0,8 \cdot (1+0,8)^{10}} = 29.920.000 * 1,25 = 37.400.000 \text{ TL}$$

Eğer yatırım maliyeti hesaplamış olduğumuz değere eşit yada küçük ise doğru seçim yapmış, yani değişken hızlı tahrik kontrolü sistemimize uygundur.

Yatırım maliyetimiz;

Yatırım maliyeti = pompa fiyatı = 430.DM

1 DM = 260.000 TL alınırsa

Yatırım maliyeti = 430\*260.000 = 111.800.000 TL olacaktır.

## 10.SONUÇ

Bu çalışmada pompayı tahrik eden asenkron motorun devir hızının kontrollü olarak değiştirilmesi ile akışkan kontrolü ve enerji tasarrufunun boyutları anlatıldı.

Bu kontrol yapılırken sistemin giriş büyüklüğü hız, kontrollü olarak değiştirilerek, çıkış büyüklüğü olan debi, basınç ve güç kontrol edilmektedir. Hız ayarı ise, frekansın değişimi ile asenkron motorun devir hızının değiştirilmesi yöntemi ile yapılmaktadır. Devir hızı ayarı ile akışkan kontrolü yapmak, hız, debi ve güç arasındaki bağıntılarla anlaşılabilir. Şöyleki;

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (10.1)$$

n = Hız

H = Basınç ( düşü )

P = Güç

Bu bağıntılardan da görülebileceği gibi pompa çıkışında elde edilecek basınç, debi ve motorun sağlaması gereken güç, motor dönüş hızına bağlı olarak değişmektedir.

Düşük debili çalışmada, sistemin direnç eğrisine bağlı olarak devir sayısı değiştirilerek, şebekeden çekilen güç azaltılabilir. Eğer sistem, dinamik basınçlı bir sistem ise değişken hız ile akışkan kontrolünde büyük miktarlarda enerji tasarrufu yapılabilir. Güç bağıntısına bakılacak olursa, güç; debi ile basıncın çarpımı ile orantılıdır.

$$P_m \sim Q * H \quad (10.2)$$

Statik basınçlı sistemde basınç sabittir. Bu durumda, düşük debili çalışmada gerekli güç debi oranında azalır.

$$P_m \sim Q \quad H = \text{Sabit}$$

Dinamik basınçlı sistemde ise basınç, debiye bağlı olarak değişeceğinden düşük debili çalışmada gerekli güç, debideki azalmanın küpü oranında azalır. Buna karşılık yaygın olarak kullanılan akışkan kontrol yöntemleri, akışkanın aktığı kesiti daralttığı için debi azalırken basınç ( düşü ) artar. Böylece gerekli güçte önemli bir azalma olmaz. Hız ayarı ile akışkan kontrolünün dinamik basınç oranı büyük olan sistemlere uygulanması daha uygundur. Ayrıca bu sistemlerin düşük debide uzun süre çalışan sistemler olması gerekir.

Yeni kurulan veya çalışmakta olan akışkan tahrik sistemlerinde, hız kontrol ünitesi kullanılması büyük bir yatırım gerektirmektedir. Bunun için yapılacak yatırım ve sağlayacağı faydanın ekonomik olarak değerlendirilmesi gerekir. Bu değerlendirmeyi yapmak için işletme şartlarının kullanılacak ekipmanın ve sistemin teknik özelliklerinin bilinmesi gerekir.

Basit olarak, sistemin sağlayacağı yıllık tasarruf miktarı ile kendini ne kadar sürede geri ödediğine bakılarak, yatırımın uygun olup olmadığı anlaşılabilir. Fakat bu yöntemde paranın zaman değeri hesaba katılmadığından daha doru bir hesaplama yapılabilir. Bu hesaplamada yıllık banka faizi, yatırımın getirmesi gereken en az yıllık kazanç olarak alınarak yıllık tasarruf belirendikten sonra kurulacak sistemin işletme ömrü için yapılabilecek en büyük yatırım hesaplanabilir. Bu değer , sistem maliyeti ile karşılaştırılarak yatırımın uygun olup olmadığına karar verilebilir.

Örnek olarak ele aldığımız sistemde , yatırım maliyetimiz 111.800.000 TL , on yıllık bir yatırım süresi düşünülerek hesapladığımız değer 37.400.000 TL dir. Bu durumda bu sistemin on yıllık süre zarfında kendi kendini amorti etmediği, buna göre bu sistemde değişken devirli pompanın kullanılmasının uygun olmadığı görülmüştür.

Verilen örneklerden de görülebileceği gibi önerilen sistemin uygulanması halinde çok büyük enerji tasarrufları söz konusudur.

Bunun gibi sanayi tesislerinde böyle bir uygulamaya gidilmesi, büyük kar sağlanmasının yanında dünyada gittikçe azalmakta olan enerji kaynaklarının etkin olarak kullanılmasına katkıda bulunacaktır

**KAYNAKLAR**

Armintor, J. K.( 1985 ), Connors, D. P., “ Pumping applications in the petroluem and Chemical Industry Tech. Conf. Rec. Huston TX. Pp. 43-50

Atabek, B.,( 1997), “ Pompa Seminer Notları”, Standart Pompa A.Ş.

De Garm, E. Paul, John R., G sullivan, “Engineering Economy”, mc Millian Publishing Co. Inc. New York.

Dickenson, T. C., ( 1995), T. C. pumping Manual 9th Section 1 Pump Claasification.

Hickok, H. N. ( 1983 ), “Adjustable speed-A tool for saving energy losses in pumps, fans, blowers and compressors “ in 1983 Petroleum and Chemical Industry Tech. Conf. Rec. Denver, Co. pp. 251-264.

Hickok, H. N. ( 1986 ), Wickiser, M. R., “ the Gate-turn-off thyristor-A break tought for the retrofit of existing induction motors from fixed to adjustable speed”, General Electric Company, salem Virginia.

Rayner, R., ( 1995), “ Pumps Users Handbook 4th edition Section” Criteria for Pump Selection.

Rise, D. E., “ A Suggested Energy- Saving evulation Method for AC adjustable- Speed Drive Application”, IEEE trans. Ind. Appl. Vol. 24 No.6, pp 1107-1117

Terzi, A., ( 1997 ), “ Pompa Seminer Notları”, Alarko San. Tic A.Ş.

Wilo-Salmson, ( 1999 ), “ 1998-1999 Genel Ürün Katoloğu “, WİLO A.Ş., İSTANBUL

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum Tarihi	16.06.1974	
Doğum Yeri	Niğde	
Lise	1989-1992	Niğde Lisesi
Lisans	1992-1996	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1996-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programı
Çalıştığı Kurumlar		
	1996-1997	İMPA A.Ş
	1997-Devam ediyor	ADAY İNŞ. LTD.ŞTİ.