

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SİRKÜLASYON POMPALARININ  
ENERJİ TASARRUFU VE  
EKONOMİKLİĞİNİN İNCELENMESİ

Mak. Müh. Harun Serdar SAYILGAN

F.B.E. Mak. Müh. A.B.D. Isı Proses B. Dalında  
hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. İbrahim GENTEZ

İSTANBUL, 1995

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa No
ŞEKİL LİSTESİ	IV
TABLO LİSTESİ	V
TEŞEKKÜR	VI
TÜRKÇE ÖZET	VII
YABANCI DİLDE (İNGİLİZCE) ÖZET	VIII
1. GİRİŞ	1
2. SİRKÜLASYON POMPALARI	4
2.1. Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompaları	7
2.2. Kuru Rotorlu Pompalar	9
3. POMPALARIN ÇALIŞMA PRENSİBİ	10
4. SİRKÜLASYON POMPASI SEÇİMİ	12
4.1. Debi	14
4.2. Basma Yüksekliği	15
5. POMPA VERİMİ	17
6. POMPA SEÇİM KRİTERLERİ	20
6.1. Radyatör Karakterinin Etkisi	22
6.2. Optimum Hız Değişim Sınırları	24
7. SİSTEM GÜRÜLTÜ KONTROLÜ	26
7.1. Çalışma/Rezonans Gürültüsü	26
7.2. Kavitasyon Gürültüsü	28
7.3. Akış Gürültüsü	28
7.4. Termostatik Vana Gürültüsü	28
8. YÜKE BAĞLI POMPA KONTROLÜ	31
9. SICAK SULU ISITMA SİSTEMLERİNDE SİRK. POM. KONUMU	35
9.1. Pompa Gidiş Devresinde	35
9.2. Pompa Dönüş Devresinde	36
10. POMPALARDA GÜÇ KONTROLÜ	38
10.1. Devir Hızı Kontrolü	40
10.1.1. Islak Rotorlu Pompalarda	40
10.1.2. Kuru Rotorlu Pompalarda	43
11. OTOMATİK KONTROL TİPLERİ	44
11.1 Zaman Kontrolü	44
11.1.1. Açma/kapama Kontrolü	44
11.1.2 Max/min. Kontrolü	45
11.2. Sıcaklığa Bağlı Kumanda Kontrolü	46
11.2.1. Gidiş Suyu Sıcaklığına Bağlı İşletim	46
11.2.2. Dönüş Suyu Sıcaklığına Bağlı İşletim	47
11.3. Fark Sıcaklığına Bağlı Kumanda Kontrolü	49
11.4. Fark Basıncına Bağlı Kumanda Kontrolü	53
12. İŞLETME GİDERLERİ HESABI	64
12.1. Elektrik Motorunun Çektiği Güç Hesabı	65
12.2. Devir Hızı Hesabı	65
12.2.1 Sıcaklık Kontrolünün Kullanıldığı Sistemlerdeki Devir Hızı Hesabı	65
12.2.2. Basınç Kontrolünün Kullanıldığı Sistemlerdeki Devir Hızı Hesabı	66
12.3. Elektrik Motorunun Güç Hesabı	66
13. UYGULAMALAR	68
SONUÇ	74
KAYNAKLAR	75
ÖZGEÇMİŞ	78

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Doğal Sirkülasyonlu Isıtma Sistemi	4
Şekil 2.2. Cebri Sirkülasyonlu Isıtma Sistemi	6
Şekil 2.3. Islak Rotorlu Pompa Kesiti	7
Şekil 2.4. Rakorlu veya Flanşlı Tip Sirkülasyon Pompaları	8
Şekil 2.5. Inline Tipinde Kuru Rotorlu Pompa Kesiti	9
Şekil 3.1. Pompa karakteristik Eğrisi	10
Şekil 3.2. Sistem Karakteristik Eğrisi	11
Şekil 3.3. Sistem ve Pompa Karakteristik Eğrisi Üzerindeki Çalışma Noktası	11
Şekil 4.1. Kullanma Suyu Basınçlandırma Ünitesi	16
Şekil 5.1. Pompa Karakteristiği ve Verim Eğrisi	18
Şekil 6.1. Debideki Yükseklik Düşüşünün Etkisi	20
Şekil 6.2. Radyatör Isı Çıkışı, Pompa Güç Tüketimi ve Debi Arasındaki İlişki	23
Şekil 6.3. Değişken Hızlı Pompalar İçin Ortak Güç Tasarrufu ve Max/min. Eğri Sınırları İle Sonsuz Değişken Hız Yardımıyla Hızdaki Azalma	25
Şekil 7.1. Güç Tüketimi, Akış Hızı ve ENPY' de gerçek ve Hesaplanmış Çalışma Noktaları Arasındaki Farkın Etkisi	27
Şekil 7.2. Pompa Eğrisinin Eğimli Karakteristiğinden Dolayı Çalışma Noktası Değişimleri	29
Şekil 8.1. Son 20 Yılın Sıcaklık Ortalamalarına Göre Sistemin Yük Faktörü Eğrisi	32
Şekil 8.2. 1993-1994 Yılları Sıcaklık Ortalamalarına Ait Sistem Yük Faktörü Eğrisi	33
Şekil 8.3. Yük ve Pompa Kapasitesinin Gözlemsel Mukayesesi İle Isıtma Sezonu Boyunca Sistemin Çalışması	34
Şekil 9.1. Pompanın Gidiş Devresinde Olması Halindeki Basınç Dağılımı	35
Şekil 9.2. Pompa Giriş ve Çıkış Basınç Farklılığı	36
Şekil 9.3. Açık Devreli Bir Sistemdeki Basınç Dağılımı Diyagramı	37
Şekil 10.1. Kutupları Değişen Bir Pompada Hız Düşüşünün Neden Olduğu Pompa Güç Tüketimi	39
Şekil 10.2. Kademesiz Devir Hızı Kontrollu Bir Pompa Sistemi	40
Şekil 10.3. Devir Hızı Kontrol Üniteleri Pompa İle Akuple Edilmiş Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompa Kesiti	41
Şekil 10.4. Tek Pompalı Güç Kontrol Sistem Bağlantısı	43
Şekil 11.1. Günlük Zaman Ayarlı On/off Kontrollu Bir Çalışma Sistemi	44
Şekil 11.2. Günlük Zaman Ayarlı Max/min. Hız Kontrollu Bir Isıtma Sisteminin Çalışma Eğrisi	45
Şekil 11.3. Sıcaklık Kumandasına Bağlı Kademesiz Devir Kontrol Sistemi	47
Şekil 11.4. Akış Sıcaklığı Duyarlı Çok Kademeli Güç Kontrolü Sistemi	48
Şekil 11.5. Sıcaklık Farkına Bağlı Güç Kontrol Sistem Eğrileri	50
Şekil 11.6. Çok Kademeli Pompaların Fark Sıcaklığına Bağlı Güç Kontrolü	52
Şekil 11.7. Çok Kademeli Pompaların Fark Basıncına Bağlı Güç Kontrolü	54
Şekil 11.8. Fark Basıncına Bağlı Güç Kontrol Sistem Eğrileri	55

## TABLO LİSTESİ

Tablo 5.1. Islak Rotorlu Pompaların Verimi	19
Tablo 5.2. Kuru Rotorlu Pompaların Verimi	19
Tablo 7.1. Boru Bağlantı Boyuna Uygun Müsade Edilebilir Akış Hızı Değerleri	28
Tablo 11.1. Otomatik Pompa Kontrol Sistemleri Kontrol Seçim Kriterleri	56
Tablo 11.2. Otomatik Pompa Kontrol Sistemleri Kontrol Seçim Kriterleri	62
Tablo 12.1. Enerji ve İşletim Giderleri Tasarrufu	64
Tablo 13.1. Uygulama I	69
Tablo 13.2. Uygulama II	71
Tablo 13.3. Uygulama III	73

**TEŞEKKÜR**

Bu çalışmanın hazırlanması esnasında maddi ve manevi desteklerinden dolayı anneme ve babama, yönlendirici katkılarından dolayı Doç. Dr. İbrahim GENTEZ' e, WILO Pompa Sistemleri Genel Müdürü Mak. Yük. Müh. M. Bülent VURAL' a, Proje Müdürü Mak. Yük. Müh. Salih ETÇİOĞLU ve Satış Müdürü Mak. Yük. Müh. Ender ÖZGÜL ve diğer WILO çalışanlarına, Yıldız Teknik Üniversitesi Öğretim Görevlilerinden Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR'e ve yardımlarını esirgemeyen Filolog Ahmet AVCI, Ekonomi Müh.Kubilay UÇAR, İnş. Müh. Erdem TAVAS, Mak. Müh. Fahrettin ALTINTAŞ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.



## SİRKÜLASYON POMPALARININ ENERJİ TASARRUFU ve EKONOMİKLİĞİNİN İNCELENMESİ

### ÖZET

Son yıllarda orantısız artan enerji maliyetleri, tüketicilerin elindeki sistemlerin işletme maliyetlerini azaltmak için bir çaba içerisinde girmelerine yol açmıştır. Performansta çok az veya hiç azalma olmamasına rağmen güç tüketimi iki katına çıkmıştır.

Bununla beraber, pompalar genelde sistemin mümkün olan maksimum ihtiyacına karşılık gelecek kapasitede dizayn edilmiştir. Pratikte ise cihaz, kısmi yük veya hafif yük altında çalışmaktadır.

Isıtma sistemlerindeki sirkülasyon pompaları, işletmede kaldıkları zaman aralığında (ortalama yılda 5300 ~ 5500 saat) sekonder enerji tüketiminin irdelenmesi ve sistem şartlarının değişken olduğu yerde bir anahtar olması nedeniyle önemlidir.

Yukarıdaki nedenlerden dolayı enerji tasarrufu sağlayabilmek için bazı yöntemler denenmiştir. Bu araştırma yazısında hız kontrolü ve otomatik pompa kontrolü, yani, zaman ayarlı (t) açma/kapama; max/min kontrolü, gidiş sıcaklığı duyarlı kontrol (+T), dönüş sıcaklığı duyarlı kontrol (-T), fark sıcaklığı duyarlı kontrol ( $\Delta T$ ) ve fark basıncı duyarlı kontrol ( $\Delta P$ ) yöntemleri hakkında bilgiler verilmiştir.

Kısaca, yukarıdaki yöntemlerin tümünü yada bazısını kullanarak, ciddi şekilde enerji tasarrufu sağlayabileceği irdelenmiştir.

## INVESTIGATION OF POWER SAVING AND ECONOMY FOR CIRCULATION PUMPS

### ABSTRACT

Disproportionately increased energy costs in recent years have led customers to expect of their systems a considerable degree of reduction in running costs i.e. in power consumption, coupled with little or no reduction in performance.

However, circulation pumps are generally designed so that their capacity corresponds to the maximum possible requirement of the system. In practice, system operates almost exclusively under partial or low load conditions.

Circulating pumps in heating systems are important in determining the secondary energy consumption of a system because of the length of time they operate (on average 5000 ~ 6000 hours per year) and become a key feature where system conditions vary.

Due to the all above reasons we can apply some remedies for saving energy costs. On this search text we have explained some remedies; such as speed control and automatic pump controls i.e. are timer actuated on/off or max./min. (t) control, flow temperature sensitive control (+T), return temperature sensitive control (-T), differential temperature sensitive control ( $\Delta T$ ), differential pressure control ( $\Delta P$ ).

As a brief, we can say that using all or one of above remedies we could get considerable energy saving.

## 1.GİRİŞ

Sıkıştırılmayan türden akışkan ortam olarak tanımlanan sıvılara enerji aktaran cihazlara "pompa" denilmektedir. Genel olarak bir akım makinasının görevi, doğada mevcut enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmek (ki, bu durumda akım makinası türbin olarak isimlendirilmekte) veya mekanik enerjiyi kullanarak akışkana enerji kazandırmaktır (ki, bu durumda akım makinası pompa olarak isimlendirilir). Dolayısıyla, içerisinde bir eksene göre tam simetrik ve stasyonere bir akımın söz konusu olduğu makina olarak tanımlanan akım makinalarını, akışkandan enerji alan ve akışkana enerji aktaran olmak üzere iki ana gruba ayırmak mümkündür. Nasıl ki gazların sıkıştırılması pistonlu veya dönel sıkıştırıcılar ile yapılıyor ise, iyi bir yaklaşımla sıkıştırılmayan akışkan ortam olarak tanımlanan sıvıların basılması işlemide pistonlu veya akım makinası kavramı içinde yer alan santrifüj pompalar ile gerçekleştirilebilir. Ancak, çalışma prensipleri itibariyle bu pompalar iki ana gruba ayrılmaktadır:

1. Santrifüj (rotodinamik) pompalar,
2. Pozitif yer değiştirmeli (volumetrik) pompalar.

**Rotodinamik pompalar**, türbo pompalar olarak anılmakta olup, bu tür pompalar döner çark (rotor) içerisinde geçen akışkanın momentumunun momentini artırmak amacıyla kullanılır. Genel olarak enerjiyi hidrolik enerjisine çeviren bir akım makinası olan pompa, çeşitli şekillerde döner çark dizaynı ile rotordan akış durumuna göre ;

- a. Radyal akımlı (tam santrifüj) pompa,
  - b. Yarı eksenel (heliko santrifüj) pompa,
  - c. Tam eksenel pompa
- olarak üç grupta toplanır.

**Volumetrik pompalar**, alternatif hareketli veya yer değiştirmeli pompalar olarak ifade edilebilirler. Bu tür pompalarda, herhangi bir özel şekle haiz hacim elemanı kesikli olarak emme ve basma kısmı ile irtibata geçmek suretiyle akışkanın basılması gerçekleştirilir. Bu hacim elemanları genellikle birden fazla yapılarak kesikli çalışma önlenmeye çalışılır. Volumetrik pompaların en klasik tipi pistonlu pompalar olup rotatif pistonlu pompalar (yıldız pompa, kovanlı pompa), dişli pompa ve paletli pompalarda bu grupta yer alır. Volumetrik pompaların hemen hepsinde teorik olarak basılan akışkan

debisi, sadece pompanın devir sayısına bağlıdır. Ancak, volumetrik pompaların verimi değiştirilerek veya by-pass yapılarak debiyi değiştirme yoluna gidilebilir. Pompa verimi bakımından düşük debi ve oldukça yüksek basınç değerlerinde rotodinamik pompalara üstünlük sağlayan volumetrik pompalar büyük debili akışkan için uygun değildir. Böylece, rotodinamik pompaların alt kullanım sınırı, volumetrik pompaların kullanım alanı ile sınırlandırılmış olup üst kullanım alanını kısıtlayan bir sınır sözkonusu değildir. Pratikte, rotodinamik pompaların üst kullanım sınırını kullanıcıların istekleri saptamaktadır. Akışkana büyük güç kazandırmak rotodinamik pompalara özgü bir husus olup karakteristik özellikleri ise, kanatlar ihtiva eden dönen bir çarka sahip olması ve enerji aktarılacak akışkanın rotor kanatları arasından sürekli olarak akmasıdır. Dönmekte olan kanatlar tarafından kanatlar arasından akmakta olan sıvıya kazandırılan enerji akışkanın basınç ve hızında artmaya sebep olur. Artan hız enerjisini basınç enerjisine dönüştürmek gayesiyle (ki aksi taktirde rotoru terk eden akışkanın hızı büyük olduğunda basma işleminde enerji kayıpları artacaktır.) rotordan çıkan akışkan, kesiti giderek genişleyen ve salyangoz olarak isimlendirilen bir kanaldan geçirilerek akım hızı düşürülür.

Yukarıda iki ana grupta topladığımız rotodinamik pompalar ile volumetrik pompalar arasındaki genel ayrımlar aşağıdaki gibi verilebilir ;

- a. Rotodinamik pompalarda akım düzgün ve sürekli olup atalet kuvvetleri küçüktür.
- b. Rotodinamik pompalarda emme ve basma valfleri (sübab ve klape gibi) ile hareket eden bir piston olmadığından konstrüksiyon basit olup az yedek parça, bol servis, kolay bakım ve az masraf söz konusu olduğundan çalışma güvence içine alınmıştır.
- c. Rotodinamik pompalar yüksek devirde çalışabilirler ve bu nedenle elektrik motorlarına direkt bağlanabilirler.
- d. Rotodinamik pompalar daha az yer işgal ederler ve montajları kolay olup ilk tesis masrafları azdır.
- e. Rotodinamik pompalarda ayrıca bir yağlama sistemine ihtiyaç yoktur. Basılan akışkan ortamın yağlama fonksiyonunu yerine getirir.
- f. Rotodinamik pompalar değişik debilerde çalıştırılabilir. Akış debisi sıfır olduğu (basma vanası kapalı) zamanlarda dahi çalışabilmeleri mümkündür.
- g. Rotodinamik pompaların büyük debi ve düşük manometrik basınç değerleri için verimleri yüksektir.
- h. Rotodinamik pompalar kağıt hamuru, şeker melası, kimyevi maddeler gibi yüksek viskoziteye sahip sıvılar ile çamurlu veya içerisinde katı maddeler bulunan sıvının basılması için kullanılabilir.

Buraya kadar avantajlarını ifade ettiğimiz rotodinamik pompaların olumsuz tarafları da mevcuttur ,

- a. Rotodinamik pompaların düşük debi ve yüksek manometrik basınç değerlerinde verimleri düşüktür.
- b. Rotodinamik pompalarda düşük debili akış durumunda, akışkan içerisindeki katı partiküller akış kesitlerini daraltacağı için emme borusuna filtre takılarak tamamen temizlenmelidir.
- c. Kendinden emiş kabiliyeti olmayan rotodinamik pompalarda ilk çalışma, pompa emme borusu akışkan ile tamamen doldurulduktan sonra gerçekleştirilebilir.
- d. Rotodinamik pompaların çalışması esnasında pompa içerisine hava girmesi engellenmelidir. Aksi takdirde, pompa çalışamaz hale gelir. Bunun için fener halkası yardımıyla salmastraya basınçlı sıvı verilir ve böylece hem ısınan salmastra soğutulmuş hemde mil tarafından pompa içerisine hava girmesi engellenmiş olur.

Rotodinamik pompa, bir su türbininin tersi olarak düşünülebilir. Ancak, türbinde çarkın tüm çevresi boyunca akışkan girişi olmayabilir. Bu kısmi giriş durumu rotodinamik pompada söz konusu olamaz. Ayrıca, türbinlerde distribütör basınç enerjisini hız enerjisine dönüştürecek tarzda çalışırken, pompalarda stator hız enerjisini basınç enerjisine dönüştürme fonksiyonunu yerine getirmektedir. Türbinlerde distribütör kanatları ayarlanabilir iken, rotodinamik pompalarda stator kanatları sabittir.

Akışkana enerji kazandıran akım makinası (rotodinamik pompa) ile akışkandan enerji alan akım makinası (su türbini) arasındaki farklılık çok kısa olarak belirtildikten sonra asıl konumuz rotodinamik pompanın bir kolu olan sirkülasyon pompalarının incelenmesidir.

## 2. SİRKÜLASYON POMPALARI

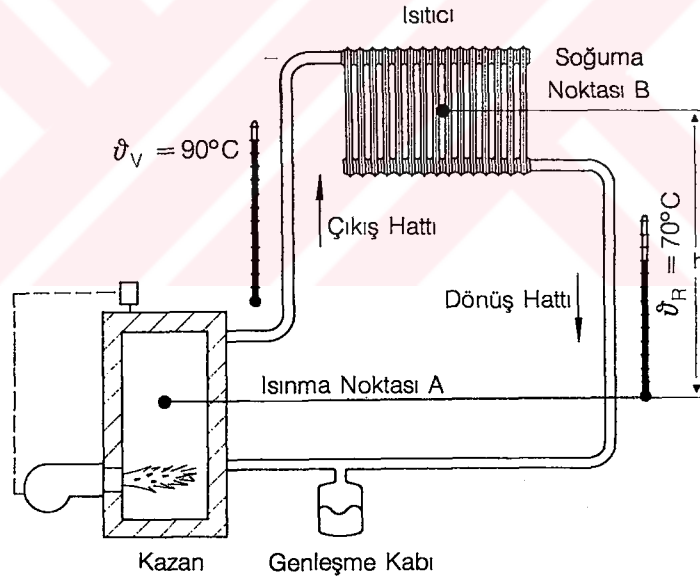
Sıcak sulu ısıtma sistemleri genel olarak ,

- Isı oluşum merkezi (kazan)
- Isı transport ağı (borular vb.)
- Isı yayan elemanlar (petek, radyatör vb.)
- Ayar ve kontrol elemanları (regülatör, termostatik vana vb.) gruplardan oluşur.

Isı oluşum merkezleri sıvı, gaz, katı yakıt yakarak veya elektrik kullanarak ısı üretirler. Kazanlarda oluşan ısı su vasıtasıyla sistem içine dağıtılır ve ısı yayıcı elemanlara suyla gelen ısı ısıtılacak mekana aktarılmış olur.

Bilindiği gibi ısı enerjisi sıcaklığı yüksek olan noktadan, sıcaklığı daha düşük olan noktaya kendiliğinden doğal olarak hareket eder. Sıcaklık farkı ne kadar büyük ise geçiş hareketinin hızıda o kadar yüksektir.

Basit bir ısıtma sisteminin çalışma prensibi aşağıdaki gibidir ,



Şekil 2.1. Doğal sirkülasyonlu ısıtma sistemi

Sistem, ısının oluştuğu merkez (kazan), çıkış hattı, ısıyı yayan eleman (radyatör vb.), dönüş hattı ve sistemde izin verilmeyen basınç değişimlerinden korunmak için kullanılan bir kapalı genleşme deposundan oluşmaktadır.

Kapalı genleşme deposu kazanın yakınında dönüş hattı üzerinde bir yere yerleştirilen içinde elastik membran ve membran ile depo cidarı arasında azot gazı bulunan atmosfere kapalı bir kaptır. Eski sistemlerde bunun yerine imbisat tankı denilen atmosfere açık depolar kullanılırdı.

Kazanda 90°C' ye kadar ısıtılan su yaklaşık bu sıcaklıkta ısı yayan elemanlara gelir. Burada ısı çavreye yayılır ve bir miktar soğuyarak 70°C' de radyatörü terk ederek dönüş hattından tekrar kazana ulaşır. Burada tekrar ısınarak sisteme gider.

Bu devirdaim hareketi nasıl oluşmakta ve nasıl devam etmekte sorusunun cevabını anlayabilmek için kazanı ısıtma noktası A ve radyatöründe soğuma noktası B olarak kabul edip, çıkış ve dönüş hatlarında bulunan suyun özgül kütlelerini hesaplamak gerekir.

Çıkış hattı su sıcaklığının 90°C olduğundaki özgül kütlesi ;

$$\rho_A = 0.96552 \text{ kg/dm}^3 \quad (\text{EK 1})$$

Dönüş hattı su sıcaklığının 70°C olduğundaki özgül kütlesi ;

$$\rho_B = 0.97787 \text{ kg/dm}^3 \quad (\text{EK 1})$$

Böylece, yerçekimi ivmesini  $g=9.81 \text{ m/s}^2$  dikkate alarak çıkış ve dönüş hatlarında su sütunlarının örneğin A noktasında yarattığı farklı basınçları hesaplamak mümkündür.

çıkış hattı basıncı ;

$$P_{AA} = \rho_A * h * g \quad (2.1)$$

dönüş hattı basıncı ;

$$P_{AB} = \rho_B * h * g \quad (2.2)$$

Bu iki basınç arasındaki fark :

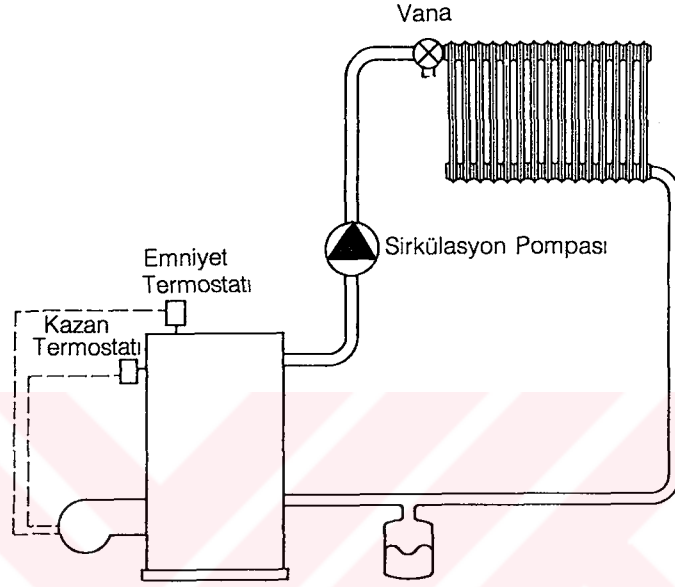
$$\Delta P = P_{AB} - P_{AA} = g * h * (\rho_A - \rho_B) \quad (2.3)$$

olur.

A ve B noktaları arasında örnek olarak  $h=3 \text{ m}$  fark olduğu zaman  $P=363.5 \text{ Pascal}$ 'lık bir basınç farkı doğmaktadır ki buda sadece 36 mmSS kuvvetine eşdeğerdir. İşte doğal sirkülasyonlu bir sistemde suyun borulardaki sürtünmeleri ve diğer dirençleri yenerek kendi kendine devirdaim yapabilmesi için oluşan kuvvet sadece yukarıda açıklandığı kadardır.

Bu nedenden dolayı geçmişte uygulanan doğal ısıtma sistemlerinde, boru sürtünmelerini ve diğer dirençleri asgariye indirmek için çok büyük çaplı borular, büyük bağlantı elemanları kullanmak mecburiyeti vardı. Ayrıca sistemin ısınması uzun sürüyor mekanlarda süratli bir ısınma gerçekleştirilemiyordu.

Bu dezavantajlardan kurtulmak için 1930' lu yıllardan başlamak üzere çıkış veya dönüş hatlarına o zamanlar devirdaim hızlandırıcısı diye isimlendirilen, şimdiki adı **sirkülötör** olan pompalar yerleştirilmeye başlandı.



Şekil 2.2. Cebri sirkülasyonlu (Pompalı) ısıtma sistemi

Sirkülasyon pompaları küçük boru çaplarında da su debilerini dolaştırabildikleri için, sistemdeki boru ve diğer bağlantı elemanları çok daha küçük çapta kullanılabilir. Böylece gereken ilk malzeme yatırım masrafları önemli ölçüde azalmıştır. Bu sistemlerde dolaşan su miktarında azaldığından sistem dış etkilere ve ısı değişimlerine çok daha süratli bir şekilde cevap verebilmektedir.

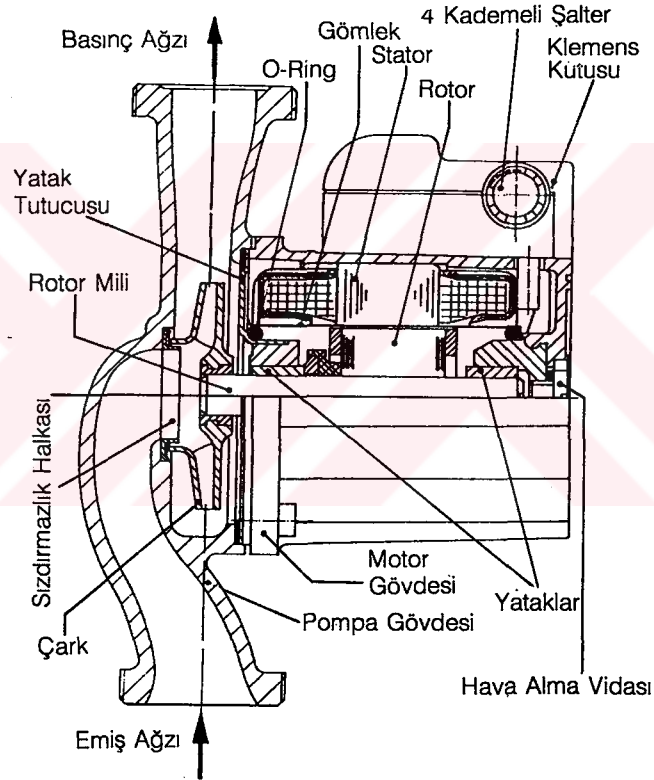
Sirkülasyon pompaları **ıslak rotorlu** ve **kuru rotorlu** olmak üzere iki ayrı konstrüktif yapıda üretilmektedir.

## 2.1. ISLAK ROTORLU SİRKÜLASYON POMPALARI

Küçük ve orta su debileri için ıslak rotorlu sirkülasyon pompaları kullanılır ( $Q=50 \text{ m}^3/\text{h}$  ve  $H=15 \text{ mSS'}$  ye kadar).

Bu tip pompalarda dönen elemanlar suyla temas halindedir. Diğer pompa tiplerinde kullanılan yumuşak veya mekanik salmastraya bu tiplerde gerek kalmamıştır. Pompa içinde dolaşan akışkan (su) hem rotor yataklarını (kaymalı tip) yağlamakta, hemde elektrik motorunu soğutmaktadır.

İşletme sırasında herhangi bir bakıma gerek göstermemesi, fevkalade sessiz ve sarsıntısız çalışma özellikleri ıslak rotorlu pompaların önemli avantajlarıdır.

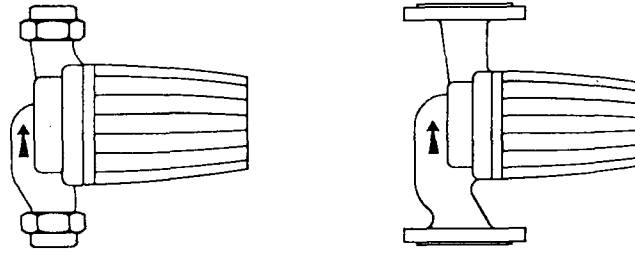


Şekil 2.3. Islak rotorlu pompa kesiti

Pompanın elektrik motorunun stator bölümü, sargıları "O" ringler ve paslanmaz çelikten yapılmış bir gömlek vasıtasıyla ıslak bölümden ayrılmıştır. Bu gömlek pompa büyüklüğüne bağlı olarak 0.1-0.3 mm kalınlığında yüksek alaşımlı ve mıknatıslanma özelliği olmayan (antimanyetik) ince bir boru şeklindedir.

Rotor mili yine paslanmaz malzemeden olup gövde içinde metal emdirilmiş karbon bazlı kaymalı yataklarla yataklanmıştır. Pompa, gövdesi içine sarkan tarafta pompa çarkını taşımaktadır. (Şekil 2.3)

Bu pompalar rakorlu veya flanşlı olarak direkt boruya monte edilebilirler. R11/4" bağlantı büyüklüğüne kadar rakorlu tip, daha büyük cinslerde ise flanşlı tip tarzında kullanıma sunulmuştur. (Şekil 2.4)



Şekil 2.4. Rakorlu veya flanşlı tip sirkülasyon pompaları.

Bu pompalar bir başka taşıyıcı kaide veya şase donanımına gerek olmadan direk boru üzerine monte edilebilmektedir. Dikkat edilecek tek husus pompa milinin her zaman yere paralel konumda olması zorunluluğudur. Pompa milinin yere dik olarak montajı rotor yataklarının süratle aşınmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle dikey montaj yapılmamalıdır.

Modern ıslak rotorlu sirkülasyon pompalarının bir diğer önemli özelliğide elektrik motorları devir hızlarının çok kademeli veya kademesiz olarak ayarlanabilir olmasıdır.

Çok kademeli veya kademesiz devir hızına sahip ıslak rotorlu pompalar gerek proje safhasında pompa büyüklüğü seçilirken, gerekse işletmeye alırken, işletmenin gerçekte var olan değerlerine en uygun sirkülasyon debisinin sağlanmasında fevkalade kolaylık getirmekte ve önemli bir enerji tasarrufu gerçekleştirilerek sistemde oluşabilecek sarsıntı, vuruş ve akış gürültüleride önlenebilmektedir.

Büyük debiler elde etmek, kullanım suyu ve soğutma suyu şartlandırılması gibi değişik uygulamalarda, sudan daha agrasif akışkanlar için ıslak rotorlu pompalar ancak sınırlı olarak kullanılabilir. Bu tür uygulamalar için elektrik motoru pompaya ayrıca monte edilmiş kuru rotorlu pompalar doğru seçim olmaktadır.

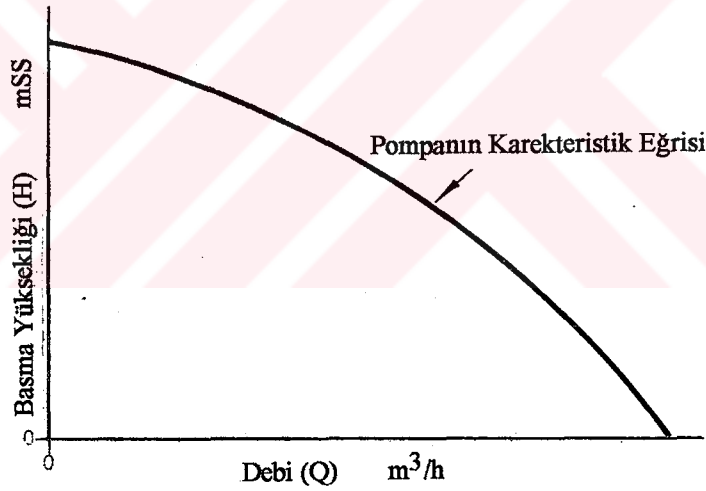


### 3. POMPANIN ÇALIŞMA PRENSİBİ

İster ıslak rotorlu, isterse kuru rotorlu bir sirkülasyon pompasının çarkının dönüm hareketini elektrik motoru temin eder. Emiş ağızı ve emiş kanalından geçerek pompanın gövdesine dolan su dönen pompa çarkının kanatları vasıtasıyla gövde içinde bir dönme hareketine zorlanır. Böylece her bir su zerresi üzerinde oluşmuş olan merkezkaç kuvveti hem statik basıncın artmasına hem de kanatlar üzerinde akan suyun hızının yükselmesine neden olur. Çark çıkışında su spiral gövde içine toplanır ve gövdenin çıkış ağızına doğru olan uygun geometrik yapısı dolayısıyla akış hızı düşürülür. Bu statik basıncın daha da artmasını sağlar.

Pompa içinde sağlanan bu basınç (buna pompanın basma yüksekliğide denmektedir), pompanın içinden geçen akışkan miktarına (debiye) bağlıdır.

Basma yüksekliği ile debi arasındaki ilişki aşağıdaki gibidir (Şekil 3.1).

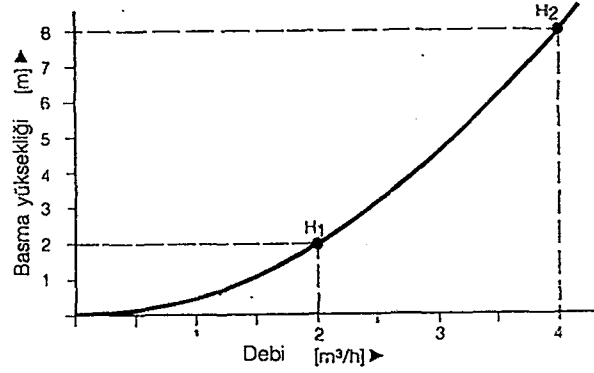


Şekil 3.1 Pompa karakteristik eğrisi.

Bu eğri sirkülasyon pompaları için geçerli olan tipik bir pompa karakteristiğini göstermektedir.  $Q=0$  yani debinin sıfır olduğu noktada en yüksek basma yüksekliği,  $H=0$  yani basma yüksekliğinin sıfır olduğu noktada ise en yüksek debi oluşmaktadır.

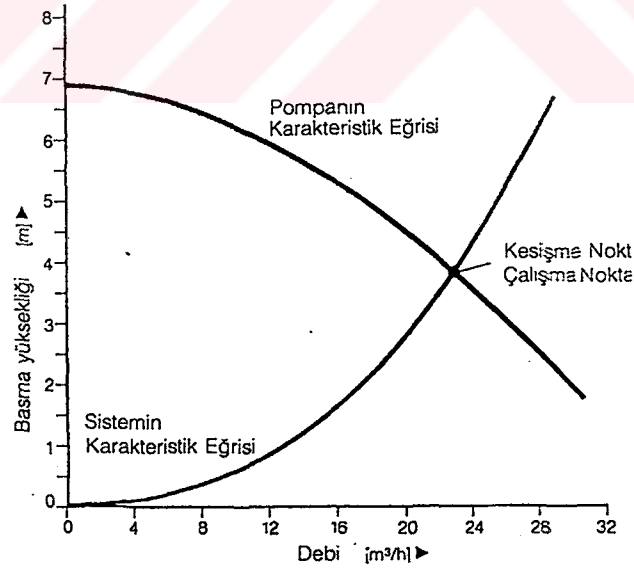
Isıtma sisteminde yer alan bir pompanın çalışma noktası işte bu iki nokta arasındaki eğri üzerinde bir yerde olmak mecburiyetindedir.

Sistemde sirküle edilen su debisi ve bununla sistemde oluşan basınç kayıplarının (sistem direnci) birbiriyle olan bağlantısına sistem karakteristiği denilmektedir. Bunu ifade eden eğri parabolik bir karakteristiğe sahiptir ve **sistemin karakteristik eğrisi** olarak isimlendirilmektedir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Sistem karakteristik eğrisi.

Pompa karakteristik eğrisiyle, sistem karakteristik eğrisi hakkında bildiklerimizi birleştirerek, bir sistemdeki gerçek çalışma noktası (işletme noktası) Şekil 3.3' de görüldüğü gibi, sadece bu iki eğrinin kesişme noktası olabileceği ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3.3. Sistem karakteristik ve pompa karakteristik eğrisi üzerindeki çalışma noktası.

Bir ısıtma sistemindeki gereken pompa basma yüksekliği her zaman ancak o sistemdeki basınç kayıpları ( sistem direnci) kadardır.

#### 4. SİRKÜLASYON POMPASI SEÇİMİ

Isıtma , havalandırma ve klima sistemlerinde kullanılan sirkülasyon pompalarının seçiminde tesisat ve binanın genel şartlarını dikkate alarak proje safhasında belirlenmiş iki ana değerden hareket edilmektedir. Bunlar; pompanın akışkana kazandırması gereken enerji (ki, basma yüksekliği olarak tanımlanır.) ve basılması arzu edilen akışkan miktarı (debi)' dir.

Ancak pompa tipinin seçiminde bu iki ana kriterden başka diğer bazı hususlarında dikkate alınması gerekmektedir. Bunlardan bazıları;

- Akışkanın cinsi ( normal su, damıtılmış su, glikol karışımı v.b.)
- Akışkanın sıcaklığı ve çevre sıcaklığı,
- Sistemin statik yüksekliği
- Pompanın bağlantı şekli (rakorlu veya flanşlı)
- Elektrik şebeke şartları (voltaj ve frekans değeri v.b.) olarak özetlenir.

Pompa seçiminde rol oynayan iki ana kriterden biri olan sirkülasyon debisinin tesbiti sistemin ısı hesabına bağlıdır. Diğer ana kriter olan basma yüksekliği ise kapalı devre sistemlerinde tesisatın toplam direnç kayıplarından, açık devre sistemlerinde ise direnç kayıplarına ek olarak ayrıca akışkanın transfer edildiği statik yükseklikten bağımlıdır.

Özellikle basma yüksekliğinin proje safhasında kuramsal olarak hesaplanabilmesi oldukça zordur. Tesisatta kullanılacak borular, fitting malzemeleri, radyatör v.b. diğer armatürlerin miktar, nominal ölçüleri, yerleştiriliş tarzlarını önceden eksiksiz ve kesin olarak belirlemek mümkün olamayabilmektedir. Ayrıca tesisatın yarattığı direnç kayıpları debiye de direkt bağımlıdır.

Debi belirlenmesinde baz alınan ısı hesabın da çeşitli kuramsal faktörler, istatistiki değerler ve emniyet katsayıları kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Daha önemlisi ise en uç şartlar (en soğuk gün v.b.) dikkate alınarak yapılmaktadır.

Bir pompanın tatmin edici çalışması başlangıçta seçimin doğru yapılmasına bağlıdır.

Sistemde kullanılması öngörülen herhangi bir pompanın çalışma noktası, Şekil 3.1' de verilen pompaya ait karakteristik ile Şekil 3.2' de verilen sistem karakteristiğinin kesim noktası (ki, bu iki eğrinin tek bir noktada kesişmesi arzu edilir.),

pompanın sözkonusu tesisatta çalışması durumunda; pompanın sağlayacağı basma yüksekliği ve basacağı debi değerlerini belirler.

Yukarıda belirtilen pompa seçimi konusunda kriter olarak, basma yüksekliği ve basılması gereken akışkan miktarı verilmiştir. Bir pompanın belli bir debi değerinde sağlayacağı basma yüksekliği pompa konstrüksiyonuna bağlı karakteristiği ile belirlenmiştir. Bu nedenle öngörülen çalışma noktasında pompanın enerji tüketimi, debi ve basma yüksekliği değerleri yanında pompanın genel verimliliği ile de yakın ilişki içerisinde. O halde, pompa seçiminde öngörülen debi ve basma yüksekliği değerlerinde pompa genel veriminde gözönünde bulundurulması gereken oldukça önemli bir faktördür (Zira günümüzde enerji üretimi kadar enerji tüketimide önemlidir.). Dolayısıyla, pompa seçiminde öngörülen debide, arzu edilen basma yüksekliğini sağlayan pompalar arasından verimi yüksek olan tercih edilmelidir.

Satınalma maliyetlerine bakılarak pompa seçimi yapmak yerine, işletme maliyetleri gözönünde bulundurularak pompa seçimi yapmak günümüz mühendislerinin önemle üzerinde durmaları gereken bir husustur.

#### 4.1. DEBİ ( Q )

Gerçekteki debi ihtiyacını sistemdeki kullanıcılar belirler.

- Isıtma sistemlerinde saatteki ısı ihtiyacı  $Q_{wh}$  (kW) - DIN 4701' e göre,
- Soğutma sistemlerinde saatteki ısı ihtiyacı  $Q_{wh}$  (kW) - VDI 2078' e göre belirlenmiştir. Buna göre ;

$$Q = (Q_{wh} * 3.6 * 10^6) / (\rho * c * \Delta T) \quad (4.1)$$

$Q_{wh}$ =Isı miktarı (kW)

$\rho$ = Akışkan maddenin kütlesi ( $kg/m^3$ ) (ısıtma suyu ve soğuksu için  $\approx 1000 kg/m^3$ )

$c$ = Akışkan maddenin ısınma ısısı ( $kJ/kg K$ ) (soğuksu için  $4187 kJ/kg K$ )

$\Delta T$ =Gidiş ve dönüş suyu sıcaklık farkı ( $^{\circ}C$  veya  $^{\circ}K$ )

alınmak suretiyle sistemin ihtiyacı olan akışkan miktarı  $Q$  ( $m^3/h$ ) olarak bulunur.

Akışkan madde su ise ;

Isıtma sıcak suyu sistemlerinde  $90^{\circ}C/70^{\circ}C$  ( $\Delta T=20^{\circ}C$ ) için ;

$$Q = (Q_{wh} * 3600) / (4187 * 20) \quad (4.2)$$

Soğutma suyu sistemlerinde  $6^{\circ}C/12^{\circ}C$  ( $\Delta T=6^{\circ}C$ ) için ;

$$Q = (Q_{wh} * 3600) / (4187 * 6) \quad (4.3)$$

formülasyonları kullanılır.

- Eğer ısı miktarı ( $kcal/h$ ) biriminde kullanılacak olursa ;

$$Q = Q_{wh} / (\Delta T * 1000) \quad (4.4)$$

formülünden debi ( $m^3/h$ ) olarak bulunur.

Yüksek kapasiteli bir pompanın kusursuz işletimi için bir miktar akışa (kaçak debiye) ihtiyaç vardır. Genelde santrifüj tip pompalarda basma vanası kapalı iken sisteme yol verilir. Bu durumda boşta çalışma gücü minimum olup tahrik motoru ani yüklenmeyecektir. Uzun süre kapalı vana (boşta) çalıştırılan bir pompada ( $Q=0$ ), pompa gövdesinde ısınma ve milinde deformeler oluşur.

Edinilen tecrübelerden ;

a. Islak rotorlu pompalar kapalı vana ( $Q=0$ ) çalışabilirler.

b. Kuru rotorlu pompalar kapalı vana çalıştırılmazlar. Maksimum debinin %5' i kadar bir akışa müsaade edilmeli ve bu noktalara yakın pompa seçimi yapılmamalıdır.

#### 4.2. BASMA YÜKSEKLİĞİ (H)

Pompanın giriş ve çıkış flanşı arasında, akışkanın birim ağırlığı başına pompanın akışkana kazandırdığı enerji olarak tariflenen basma yüksekliği H, genelde akışkana aşağıda belirtilen enerjileri kazandırır :

- |                                    |                          |
|------------------------------------|--------------------------|
| 1. Geometrik yükseklik             | = $H_{geo}$              |
| 2. Statik basınç enerjisi          | = $(P_a - P_e) / \gamma$ |
| 3. Sistemdeki tüm enerji kayıpları | = $H_k$                  |
| 4. Kinetik enerji                  | = $(v_a^2 - v_e^2) / 2g$ |

Pompadan geçmekte olan sıvının birim kütlesinin basma ve emme flanş kesitlerinde sahip olduğu enerji farkına "özell enerji" denir ve Y ile gösterilir. Sıvı ortamlar için özgül enerji, pratik uygulamalarda pek kullanılmaz. Bunun yerine basma yüksekliği kavramı kullanılır. Yerel yerçekim ivmesi g, özgül enerji Y olmak üzere basma yüksekliği ;

$$H = Y / g \text{ ' dir.} \quad (4.1)$$

Özell enerji daha açık bir şekilde;

$$Y = (H_{geo} * g) + (P_a - P_e) / \rho + (v_a^2 - v_e^2) / 2 \text{ ' dir.} \quad (4.2)$$

$(P_a - P_e) / \rho = Y_p$  alınmak suretiyle,

$$Y = (H_{geo} * g) + Y_p + (v_a^2 - v_e^2) / 2 \text{ olur ki,}$$

$H_{geo} = 0$  ve  $v_a \cong v_e$  ise;

$$Y = Y_p \text{ olur.}$$

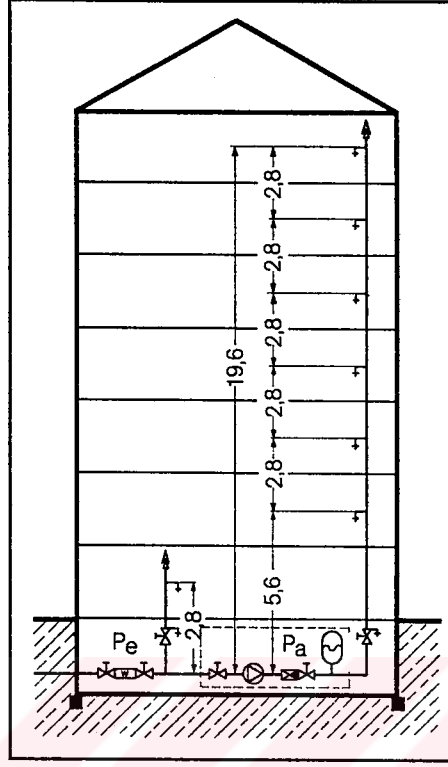
Bu durumda basma yüksekliğini veren ifade de;

$$H = Y_p / g = (P_a - P_e) / \gamma \text{ olarak yazılır.} \quad (4.3)$$

Diğer taraftan uygulamada çok yaygın olarak kullanılan  $H_m$  manometrik basma yüksekliği; 4°C' deki su için tanımlanmış olup, 4°C' deki suya göre tanımlanmış özgül enerjide  $Y_m$  ile ifade edilir. 4°C' deki suyun yoğunluğu  $\rho_s = 1 * 10^3 \text{ kg/m}^3$  alınmak suretiyle;

$$H_m = (\rho / \rho_s) * H \text{ yazılmalıdır.} \quad (4.4)$$

Eğer basılan sıvı su olup, sıcaklığında 4°C ise ;  $H = H_m$  ve  $Y = Y_m$  ' dir.



Şekil 4.1. Kullanma suyu basınçlandırma tesisi.

Şekilde görüldüğü gibi çalışan bir pompanın varolması durumunda, genelleştirilmiş Bernoulli Denklemi gereği;

$$H = H_{geo} + (P_a - P_e) / \gamma + (v_a^2 - v_e^2) / 2g \quad (4.5)$$

olarak yazılır.

Geometrik basma yüksekliği  $H_{geo}$ , pompalı sistemlerde sıfır, negatif veya pozitif olabilir.

Teorik toplam basma yüksekliği bir pompa tesisi için şöyle hesaplanır ;

Pratik kullanımlar için basitleştirilmiş haliyle basma yüksekliği değeri;

a) Kapalı kaplar arasındaki su transferinde :

$$H = H_{geo} + [(P_a - P_e) / (\rho * g)] + H_k \quad (4.6)$$

b) Açık devre su transferinde :

$$H = H_{geo} + H_k \quad (4.7)$$

c) Sirkülasyon sistemlerinde :

$$H = H_k \text{ dir.} \quad (4.8)$$

## 5. POMPA VERİMİ ( $\eta$ )

Bir pompanın verimi ( $\eta_p$ ), kendi hidrolik performansının etkili kıldığı mekanik iş ( $N_h$ ) ve tahrik milinde absorblanmış güç ( $N_e$ ) arasındaki orandır.

Tahrik motor verimi ( $\eta_m$ ), tahrik milinde etkili kılınmış güç ve elektrik güç girişi ( $N_m$ ) arasındaki orandır.

Toplam verim ( $\eta_t$ ), pompanın hidrolik performansı tarafından etkili kılınan mekanik iş ve elektrik motor güç girişi arasındaki orandır.

Bir pompanın verimi aşağıdaki gibi hesaplanır ;

$$\eta_p = N_h / N_e \quad (5.1)$$

burada;

$N_h$  = Hidrolik güç (W)

$N_e$  = Mil gücü (W) 'dür.

Daha açık şekilde pompa verimi;

$$\eta_p = (Q * H * \rho * g) / N_e \quad (5.2)$$

olur. Burada;

$\eta_p$  = Pompa verimi (%)

$Q$  = Debi ( $m^3/s$ )

$H$  = Basma yüksekliği (mSS)

$\rho$  = Özgül kütle ( $kg/m^3$ )

$g$  = Yerçekim ivmesi ( $m/s^2$ )

$N_e$  = Mil gücü (W) 'dür.

Aynı sıcaklık değerinde bina teknolojisinde kullanılan pompanın verimliliği daha basit bir şekilde aşağıdaki gibi tanımlanabilir :

$$\eta_p = (Q * H * \rho) / (367 * N_e) \quad (5.3)$$

$\eta_p$  = Pompa verimi (%)

$Q$  = Debi ( $m^3/h$ )

$H$  = Basma yüksekliği (mSS)

$\rho$  = Özgül kütle ( $kg/dm^3$ )

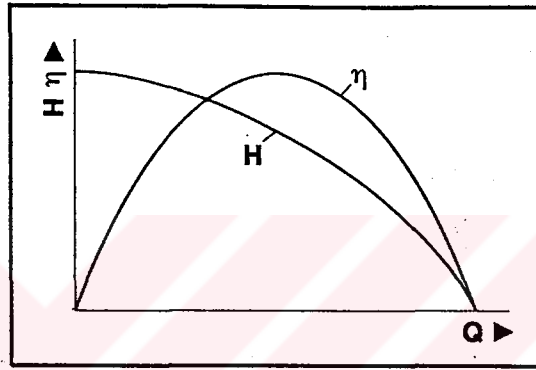
$N_e$  = Mil gücü (kW)

Pompa verimi ile güç eldesi ekonomiklik yönünden birbirlerine bağlıdır.

Bina teknolojisinde kullanılan küçük kapasiteli pompalar için, pompa verimi endirek bir öneme sahiptir. İşletme maliyetlerini irdelemede karar verici etken güç tüketimidir. Dikkat edilmesi ve bilinmesi gereken elektrik motorunun çektiği güç değeridir ( $N_m=W$ ).

Büyük sistemlerde ve endüstride ise pompa verimi çok önemlidir. Mutlaka teknik hesaplamalarda detaylı şekilde irdelenmelidir.

Verim eğrisi, pompa karakteristik eğrisiyle farklılık gösterir (Şekil 5.1).



Şekil 5.1. Pompa karakteristiği ve verim eğrisi.

Genel olarak pompanın en yüksek verimliliği, pompa karakteristik eğrisini üç bölümde incelediğimizde, eğrinin orta bölümünde yer alır. Karakteristik eğrinin ilk ve son bölümleri pompanın verimsiz çalıştığı bölgelerdir. En verimli nokta ise ikinci bölüm ile üçüncü bölümün birleştiği noktalara denk gelir.(Şekil 5.1)

Islak rotorlu pompalarda, pompa ve motorun iç içe bir yapı oluşturması kuru rotorlu pompalarda olduğu gibi pompa verim değeri ( $\eta_p$ ) değilde, toplam verim( $\eta_t$ ) değerinin dikkate alınması gerekir. Toplam verim değeri ise motor verimine ( $\eta_m$ ) bağlıdır.

$$n_t = n_p * n_m = N_h / N_m \quad (5.4)$$

Burada pompa verimliliğinin iki farklı tanımlamasının amacı, ıslak ve kuru rotorlu pompaların değişik yapı özelliğinden kaynaklanır.

Kuru rotorlu pompalarda değişik türden motorların (norm veya özel) kullanılması, hesap yöntemlerinin detaylı olmasını gerektirir.

Islak rotorlu pompalarda özel motorlar kullanılmaktadır. Motor ve pompa birbirlerine ayrılmaz bir bütün oluşturdukları için pompa verimliliğinin tanımlanması daha basittir.

Islak rotorlu pompaların verimliliği, kuru rotorlu pompalardan farklılık gösterir. Tamamen ayrı olan yapı ve kullanım özellikleri birbirleriyle kıyaslamayı imkansızlaştırır.

Islak rotorlu pompalarda rotor ve stator arasındaki gömlek, verimliliği etkiler. Bu ise verimliliğe ıslak rotorlu pompalarda, kuru rotorlu pompalara 1/2 oranında yansır. Islak rotorlu pompalarda motor ısının %85' i çevreye yayılır ve ısıtma amaçlı kullanılamaz.

Pompa verimlilik tablosu aşağıdaki gibi kabul edilebilir ;

Pompanın motor gücü ( $N_e$ )	$\eta_m$	$\eta_p$	$\eta_t$
100 W' a kadar	%15 ~ %45	%40 ~ %65	% 5 ~ %25
100 W ~ 500 W	%45 ~ %65	%40 ~ %70	%20 ~ %40
500 W ~ 2500 W	%60 ~ %70	%30 ~ %75	%30 ~ %50

Tablo 5.1. Islak rotorlu pompaların verimi.

Pompanın motor gücü ( $N_e$ )	$\eta_m$	$\eta_n$	$\eta_t$
1.5 kW'a kadar	%75	%40 ~ %85	%30 ~ %65
1.5 ~ 7.5 kW	%85	%40 ~ %85	%35 ~ %75
7.5 ~ 45 kW	%90	%40 ~ %85	%40 ~ %80

Tablo 5.2. Kuru rotorlu pompaların verimi.

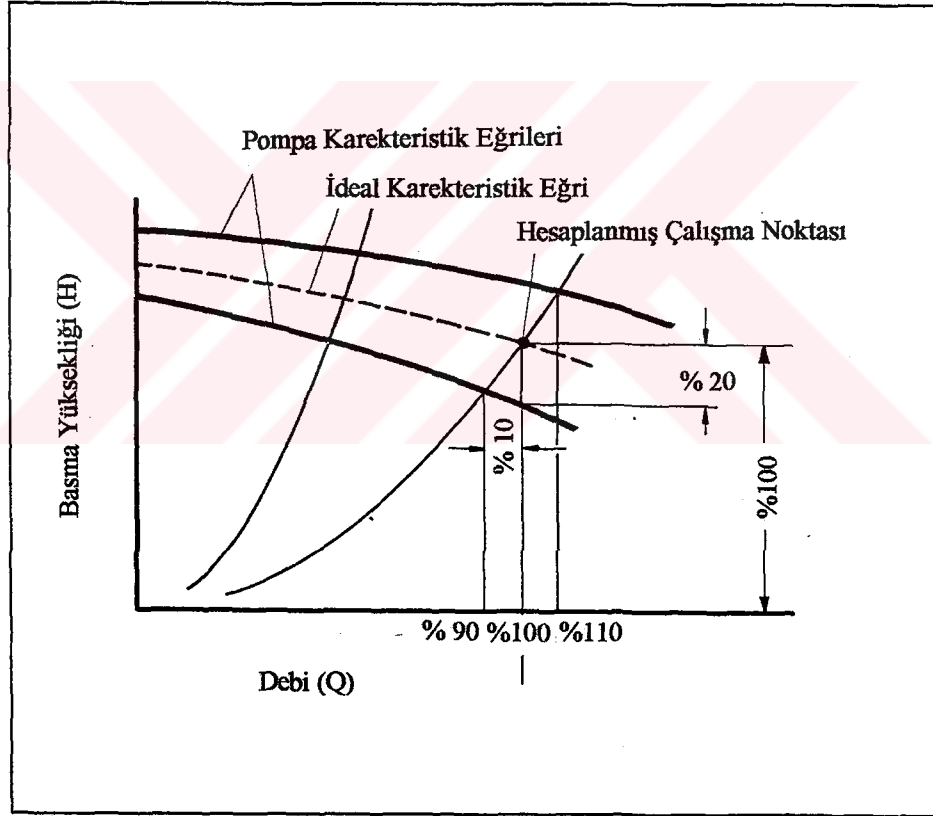
Buradaki değerler sistem yapı özelliği ve pompa bağlantı çapına göre değişiklik gösterebilir.

Pompa verimliliğindeki minimum değerler, düşük debi ve yüksek basınç çalışmalarında kullanılmalıdır.

## 6. POMPA SEÇİM KRİTERLERİ

Buradaki en önemli husus sistemde ihtiyaç duyulan pompanın eşleştirilmesidir. Daha büyük ve küçük pompalar temin edilebilirki; bunlar birçok durumda nominal debi de hatırı sayılır yükseklik farkları getirir.

Sistemin fonksiyonunu yerine getirmesinde debi önemli olduğundan dolayı, pompanın bir sisteme uyguladığı toplam basma yüksekliğinden sapma ancak ikinci derecede öneme haizdir. Çalışma noktası için debi verildiğinden ve sistem karakteristiği parabolik eğri olduğundan dolayı, bağıl olarak küçük pompa seçiminde debideki azalma küçüktür (Şekil 6.1)



Şekil 6.1. Debideki yükseklik düşüşünün etkisi.

Genelde orta ve küçük boyutlu sistem içinde doğru pompa seçiminde bazı şüpheler olmakla beraber, kısmi nominal debi için daha düşük basma yüksekliğine haiz

pompa seçilmelidir. Ayrıca sıkça devreye almada ispatlandığı gibi daha fazla düz eğriye sahip sistem, orjinal olarak hesaplanana göre dizayn debisinde, daha düşük dirence sahiptir.

İşletme pratiği ispatlamıştır ki; daha küçük bir pompanın montajı veya değişken hızlı pompalarda kapasite azaltmasının neden olduğu debideki azalmanın sınırlı etkisi çok ekstrem bir azalma oluşturmaz. Bu radyatörlerin ısı çıkışına, sistemin tatmin edici çalışması için ihtiyaç duyulan minimum seviyenin altına düşmesine neden olmaz.

Bu ısıtma sistemine dış sıcaklık kompenseli, oransal akış sıcaklık kontrolü ile eşit olarak uygulanır.

Bu fikir, ekponansiyel karakteristikteki radyatör ısı çıkış eğrisi vasıtasıyla açıklanır. Bu eğri, odaya debinin bir fonksiyonu gibi iletilen ısı miktarını gösterir (Şekil 6.2).

O radyatörün ısı transfer karakteristikleri montaj metoduna olduğu kadar radyatörün tip ve malzemesine de bağlıdır. Tipik faktörler konveksiyonel, duvara asılı dökme demir ve çelik radyatör için 1,2 ile 1,4 arasında değişmekle beraber ortalama değer 1,33'dür.

Radyatör eğrisi DIN 4704' e göre standart şartlara karşı gelirki; bu 20°C oda sıcaklığında, 90°C gidiş 70°C dönüş sıcaklığına karşılık gelir.

Standart şartlar bundan dolayı bu tanımlanmış sıcaklık şartlarına istinaden radyatörün nominal kapasitesini tanımlar.

## 6.1.RADYATÖR KARAKTERİNİN ETKİSİ

Şekil 6.2' de görülebileceği gibi debideki %30' a kadar azalmaya karşılık radyatörün ısı kapasitesinde ihmal edilebilir bir etkiye sahiptir. Debideki %15' lik azalma, ısıtma kapasitesindeki yaklaşık %3 düşüşe neden olurki bu kayıp pratikte harici ısı kaynaklarıyla telafi edilir (aydınlatma v.b.). Tersine debideki yaklaşık %15 artış, artan debi ile eğrinin azalan eğiminden dolayı, ısıtma kapasitesini sadece %2 arttırır.

Açıkça, standart çalışma şartındaki noktanın üzerindeki alanda, ısıtma kapasitesinde herhangi bir artış sağlandığında, debide artar.

Isıtma günlerinin %98' inde olduğu gibi, akış sıcaklığının azaltıldığı kısmi yük altında debinin azaltılmasının neden olduğu radyatör ısıtma kapasitesindeki değişiklikler hala çok küçüktür. Çünkü radyatör karakteristik eğrisinin eğimi, azalan akış sıcaklığı ile gittikçe azalan bir hal alır.

Şekil 6.2' de gösterildiği gibi, standart şartlar altında değiştirilmemiş bir radyatörde, fakat daha düşük akış sıcaklığında ( $T_V=60^{\circ}\text{C}$ ,  $T_R=50^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ ) radyatörün ısı kapasitesi maksimum hacimsal şartlardaki kendi kapasitesinin %50' sidir. Bu durumda debideki %15 azalma, ısıtma sisteminde sadece %1 veya %2 azalma getirir.

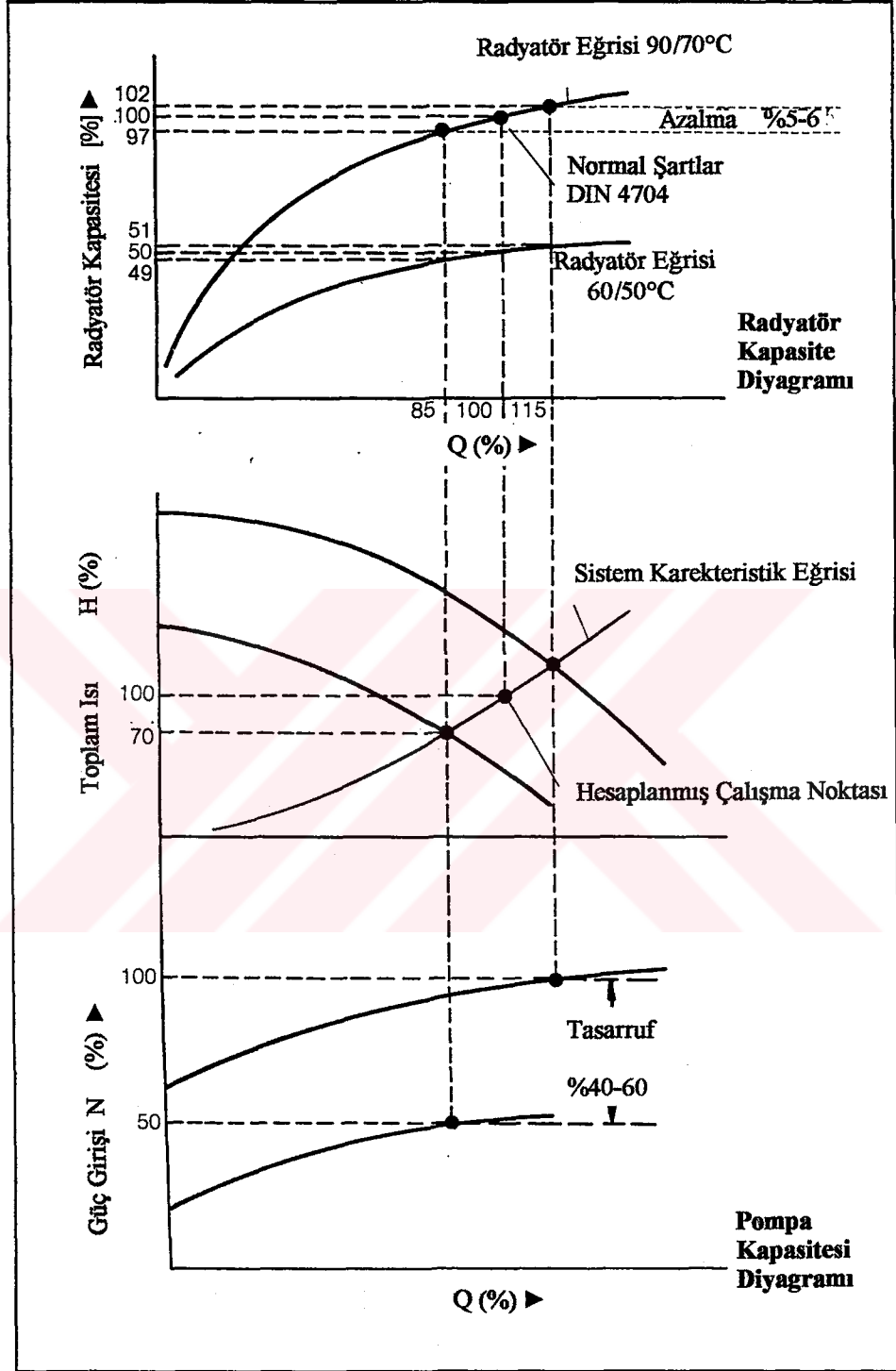
Genelde sistem kısmi yük altında çalıştığında, debideki %10~30 oranındaki azalmanın sistemin ısıtma kapasitesini etkilemeyeceği kabul edilir.

Bu ilaveten ayrılmaz ikinci bir kontrol sistemide termostatik vana ile temin edilir ki; bu ise oda sıcaklığının belli bir seviyenin altına düşmesini önlemek için minimum seviyede ısı çıkışını temin eder. Harici kaynaklardan olan ısı yetersiz ise termostatik vana debideki azalmayı iptal ederek kısmen açılır ve diğer radyatörlere akışta oransal artışa izin verir. Bu kombinasyon suyun istenilen debide fakat düşük basınçta pompalanması avantajına sahiptir. Termostatik vanada daha az gerilim sözkonusudur ki, aksi takdirde pompalama basıncı çok yükselirse dağıtım gürültüsüne bir kaynak teşkil eder.

Debideki azalmanın, maksimum değerin %50 ile %70' inden fazla olduğu durumlarda karıştırma vanasının eğrisini yükseltmek gerekir ki, akış sıcaklığındaki hafif artışların ısıtma kapasitesinde artışa yol açması sağlanabilsin.

Pompa hız kontrolünün neden olduğu debideki azalmalar, motor güç tüketimindeki paralel azalmadan dolayı, işletme masraflarında büyük tasarruflar oluşturur.

Değişken hızlı pompalarda, güç tüketimindeki %40~60' ındaki azalma, debideki % 30 azalmaya karşılık gelir.



Şekil 6.2. Radyatör ısı çıkışı, pompa güç tüketimi ve debi arasındaki ilişki.

## 6.2. OPTİMUM HIZ DEĞİŞİM SINIRLARI

Pompa karakteristiğinin özellikle düşük olduğu minimum kapasitedeki yerde, pratik deneyimler göstermiştir ki; kritik noktalardaki (minimum performans noktası olarak adlandırılır) uygun olmayan sirkülasyon riski pompalama basıncının belli seviyenin altına düşmesini sağlamalıdır.

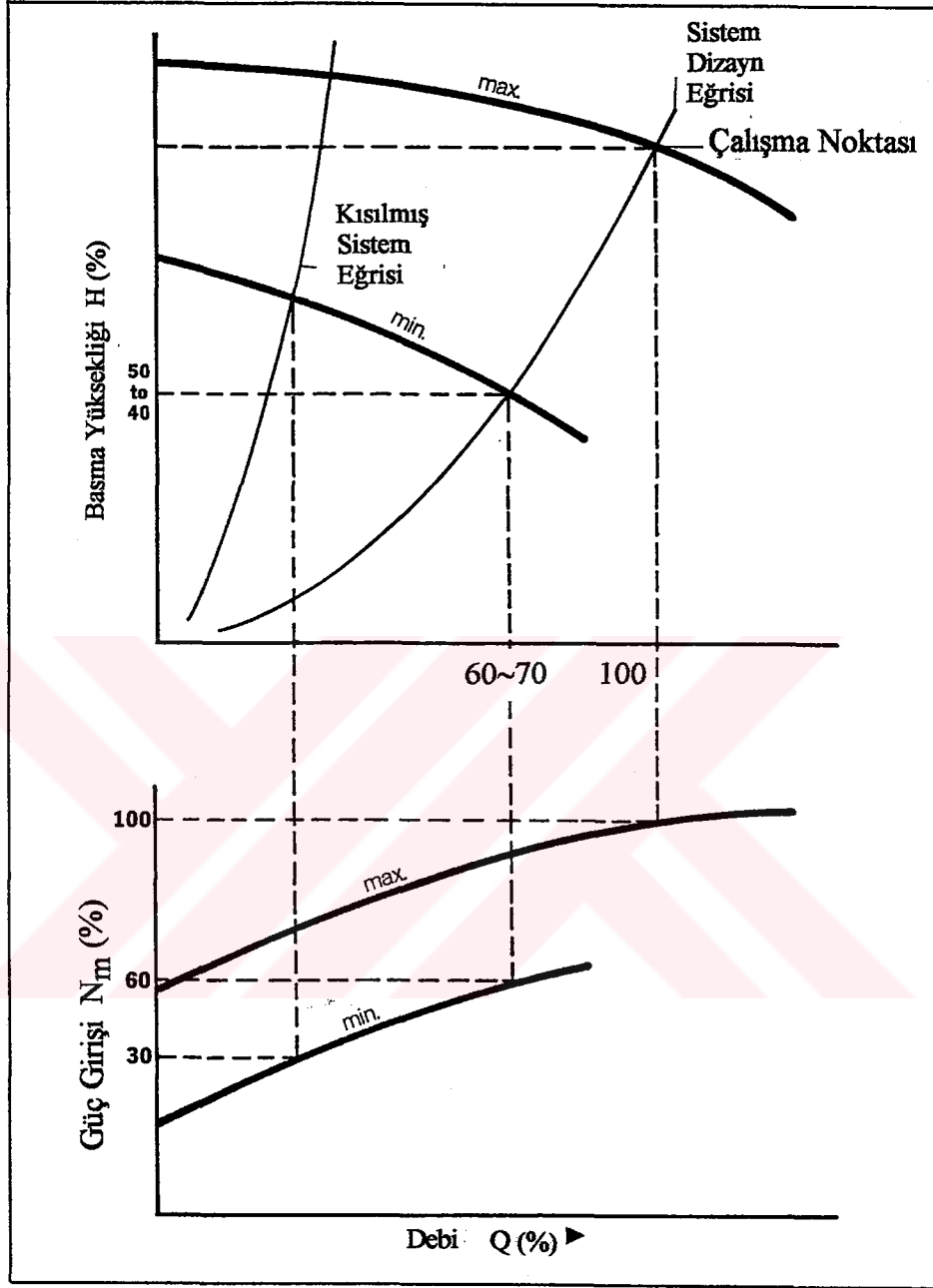
Pratikte, debideki %30 azalmanın, radyatör ısıtma kapasitesinde çok küçük bir etkilenme yarattığından daha önce bahsedilmişti. Daha büyük azalmalar durumunda, akış sıcaklığını düzenlemek gerekir. Bununla beraber, aşırı sistem kapasitesi kadar büyük seçilmiş radyatörlerden dolayı, bu düzenleme gerekemeyebilir. Değişmeyen radyatör ısıtma kapasitesi için debi müsaade edilen sınırlar içinde (yani maksimum %100' den minimum %60~70' e) azaltıldığında sistemdeki su ve basınç dağıtımını etkilenmeden kalır. Böylece uygun sirkülasyon elde edilir.

Maksimum/minimum pompa eğrisi aralığına göre azaltılmış debi oranı için detaylar doğal olarak yalnızca değişmeyen boru sistemi karakteristiğine uygulanır. Bu karakteristiğin değiştiği yerde ilgili hidrolik değerler oransal olarak değişecektir.

Şekil 6.3' de max. debinin %60~70 sınırının yani sistemin değişmeyen karakteristiklerinin maksimum ve minimum kapasiteler arasındaki basma yüksekliğinin %40~50' den %100' ü daima gerçek çalışma noktasını merkezde veya pompa eğrisinin sağında oluşturur.

Genelde boru sisteminin doğasına bağlı olarak (sabit veya değişken hacim sistemi) bu maksimum/minimum aralığı pompanın güç tüketimini %100' den yaklaşık %30-60 aralığına taşır.

Değişken akış sisteminde (kısmi yükte vananın kısılmasından dolayı), artan sistem direncinden dolayı ilk olarak debi azalır ve çalışma noktasını sola kaydırır. Aynı anda güç girişinde azalma olur. Buna ilave olarak hızda da bir azalma gerçekleştirilebilirse ilave azaltılmış güç tüketimine yol açılır.



Şekil 6.3. Değişken hızlı pompalar için ortak güç tasarrufu ve max/min. eğri sınırları ile sonsuz değişken hız yardımıyla hızdaki azalma.

%100 hız oranındaki çalışma için dizayn edilmiş elektrik motorları, %50 oranın altındaki aşırı azaltılmış hızda motor soğutması için uygun olmayan ısı dağılımı ve yatak yağlama problemine haizdir.

## 7. SİSTEM GÜRÜLTÜ KONTROLÜ

### İşletme Şartları:

Özellikle ısıtma sistemlerinde, farklı seviyelerdeki sıcaklıklar kullanıcıların tutkuları ve sistemin kullandığı yol aşağıdakilerden etkilenebilir ;

- Harici ısı kaynakları (güneş, aydınlatma, elektrikli cihazlar, toplu insan grubu)
- Termostatik vanalar
- Ayrı ayrı radyatörlerin kapatılması (kullanıcının bulunmadığı odalarda)
- İstenmeyen ısının atılması için pencerelerin açılması.

Yukarıdaki maddelerin karışımı, sistemin dizayn edildiği mümkün olan maksimum yükten daha az ısıya ihtiyaç duymasına neden olur.

### İlk İşletme :

Genelde sistem için hesaplanmış çalışma noktası ve bu şartlarda pratikte oluşan gerçek nokta arasında zıtlık vardır. Bu inşa esnasında montaj yapım değişiklikleri ve ilave sistemlerin devreye alınması gibi şartlardan kaynaklanır.

Karşıt olarak, hesaplarda emniyet marjlarının yüksek tutulması veya değişik armatürlerin şüpheli durumlarının göz önüne alınması sık sık büyük boyutlu pompa seçilmesine neden olur.

Yukarıdaki sahaların her ikisinde de (ilk işletme ve işletme şartları) değişken hız kontrolü olmaksızın pompa seçiminde aşağıdaki engeller sözkonusudur ;

- Kısmi yük altında, sistemdeki armatürlerin (termostatik vana vb.) kısılmasından dolayı pompanın basma yüksekliği artar, bu da armatürde (termostatik vanada) sık sık aşırı basınca yol açar.
- Daha büyük debi ve daha yüksek ortak akış hızı veya Emmedeki Net Pozitif Yükseklik (ENPY) artışı.

Genel olarak ilk işletmeye almada veya işletme esnasında dört farklı tipte gürültü meydana gelir :

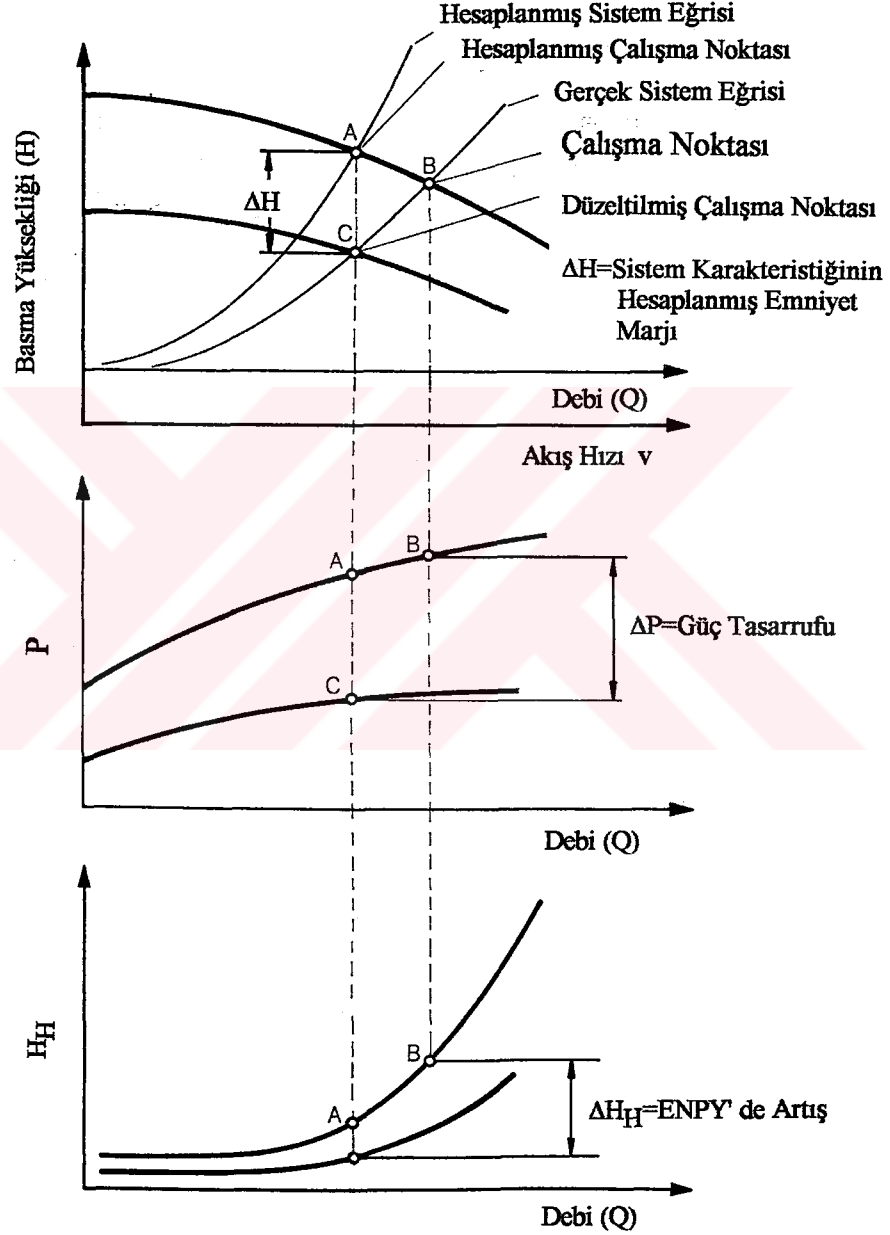
- 1) Çalışma/Rezonans gürültüsü
- 2) Kaviteasyon gürültüsü
- 3) Akış gürültüsü
- 4) Termostatik vana gürültüsü

### 7.1.ÇALIŞMA/REZONANS GÜRÜLTÜSÜ

Çalışma gürültüsünün nedeni ya motor hızındaki yükselme yada pompanın çok büyük kapasitede seçilmesidir (Şekil 7.1). Pompanın kendisinin bir gürültü kaynağı

olmasından başka, montajlar aşırı büyük seçilmiş pompa için yetersiz ise daha büyük vibrasyon oluşur. Boru sistemi içinde çalışma gürültüsüne ilaveten, sistemin ortaya çıkan parçalarından (radyatör, kazanın hassas parçaları vb.) rezonans gürültüsü oluşur.

Bu problemin tek çözümü optimum kapasitede (yani daha küçük) bir pompa kullanmaktır.



ŞEKİL 7.1. Güç tüketimi, akış hızı ve ENPY' de gerçek ve hesaplanmış çalışma noktaları arasındaki farkın etkisi.

## 7.2. KAVİTASYON GÜRÜLTÜSÜ

Kavitasyon gürültüleri çok yüksek bir debide çalışan pompalarda görülür. Pratik deneyimler göstermiştir ki, hesaplanmış çalışma noktası ile gerçek çalışma noktası aynı değerlere karşılık gelmez (Şekil 7.1). Genelde, boru sistemi içinde oluşma eğilimindeki direnç, tahmin edilenden daha az olmaktadır. Bu gözle görülür şekilde daha yüksek debi ve daha yüksek ENPY değeri ile kavitasyon tehlikesine yol açar ve eğer kavitasyon oluşursa pompada gürültü nedeniyle hasarlar meydana gelir.

## 7.3. AKIŞ GÜRÜLTÜSÜ

Bunun nedenide çok büyük seçilmiş pompa kapasitesidir. Kavitasyon gürültüleri başlığı altında tanımlandığı gibi, basma yüksekliği hesabının yanlışlığı, pompanın planlanandan farklı bir noktadaki debi ile çalışmasına yol açar. Sonuçtaki daha yüksek akış hızı dikkate değer gürültü problemlerine neden olur (Tablo 7.1).

BAĞLANTI BOYUTU DN ( $\phi$ mm)	AKIŞ HIZI v (m/s)
Bina Tesisatlarında	
R 1 1/4" veya DN 32' ye kadar	1.2' ye kadar
DN 40 ve DN 50	1.5' e kadar
DN 65 ve DN 80	1.8' e kadar
DN 100 ve daha büyük	2.0' a kadar
Bölgesel Isıtmada	2.5' den max. 3.5' e kadar

Tablo 7.1. Boru bağlantı boyutuna uygun müsaade edilebilir akış hızı değerleri.

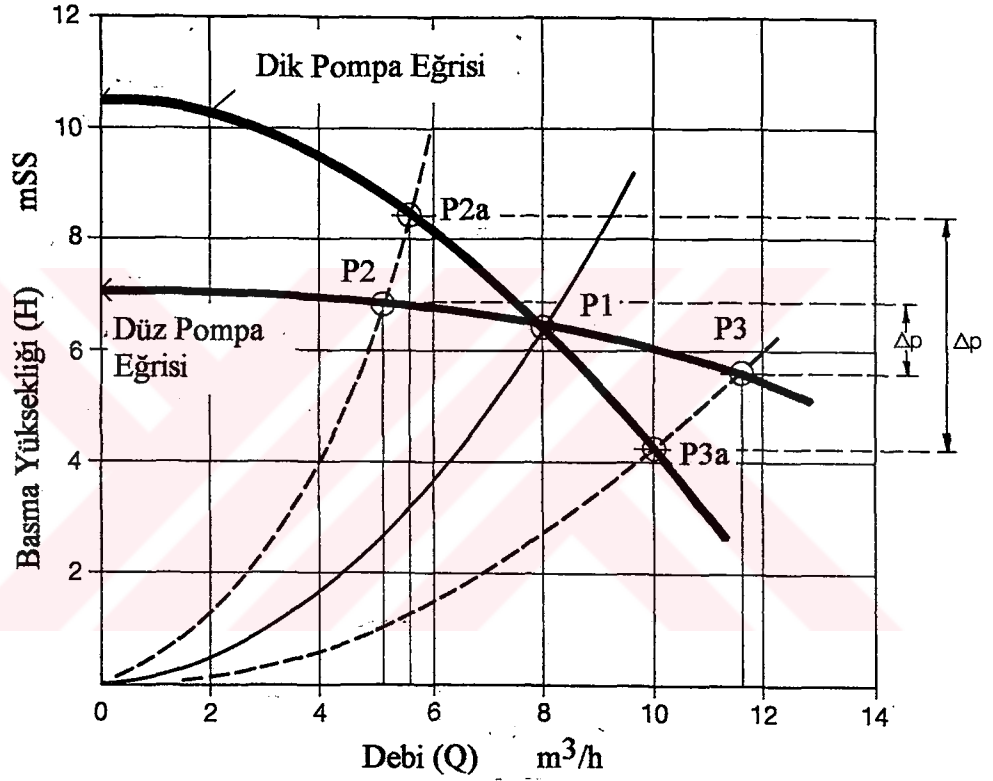
Önerilen en uzun ömürlü çözüm tesisatta doğru pompanın (yani daha küçük) kullanılmasıdır.

Büyük bir pompa ile daimi olarak, pompanın minimum kademesinde çalışma (kademeli pompa ise) bir uzlaşma çözümü sağlar ki, pompanın daima minimum hızda çalıştığı yerde mükemmel elverişlilik göstermesine rahmen kısmi yük veya hafif yük işletimlerine cevap verecek kapasitelerde çalışma, otomatik güç kontrol ile yapılan bir pompada mümkün olamaz.

#### 7.4. TERMOSTATİK VANA GÜRÜLTÜSÜ

Son birkaç yıldır radyatörlere termostatik vana takılmasının yaygınlaşmasından dolayı bu konu artan bir öneme haiz olmuştur.

Termostatik vananın tamamen kapanması, artan pompa basma yüksekliğinin neden olduğu debi azalmasıyla sık sık vanadan gürültü yayılmasına neden olur (Şekil 7.2).



$\Delta P$ =Fark Basıncındaki Artış

P1 } Dik Eğrideki  
P2a } Çalışma  
P3a } Noktaları

\* Dik Karakteristik - Yükseklikte Küçük Değişiklik

P1 } Düz Eğrideki  
P2 } Çalışma  
P3 } Noktaları

\* Düz Karakteristik - Yükseklikte Büyük Değişiklik

Şekil 7.2. Pompa eğrisinin eğimli karakteristiğinden dolayı çalışma noktası değişimleri.

Çalışma noktası değişmelerinin etkilerini azaltmak için vana üreticileri, termostatik vanaların, vana boyunca basınç düşüm değerinin ( $\Delta P_V$ ) dizayn edilmiş işletme şartlarındaki toplam hesaplanmış basma yüksekliğinin ( $\Delta P_R + \Delta P_V$ ) %30 ile %70' i arasında olmasını tavsiye eder.

Bu ilişki " vana kontrolü" olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi açıklanır ;

$$a = (\Delta P_V) / (\Delta P_R + \Delta P_V) \quad (7.1)$$

$a$  = Vana kontrolü (otoritesi) değeri (%)

$\Delta P_V$  = Vana boyunca oluşan basınç düşüm değeri (m)

$\Delta P_R$  = Borularda oluşan basınç düşüm değeri (m)

Yapılan araştırmalarda, tesisata düz karakteristik eğriye sahip bir pompa monte edildiğinde (profesyoneller tarafından tavsiye edildiği gibi), termostatik vana gürültüsündeki azalmaya karşılık, vana kapanışına eşlik eden fark basıncındaki kaçınılmaz artış, kabul edilebilir limitler içinde olmalıdır.

Bununla beraber, eğrinin bütün uzanımı üzerindeki mümkün olan herhangi bir çalışma noktasında tamamen aşırı olmayan bir pompa çalışmasını temin etmek için pompalar çok sık şekilde orantısız büyük motorlarla teçhiz edilmiş düz karakteristiklere haizdir. Pompa kaçınılmaz olarak dizayn çalışma noktasının solundaki görev bölgesinde çalışacağından dolayı, bu bölgedeki düşük pompalama verimi nedeniyle ekonomik çalışma zayıflayacaktır.

Dik karakteristikli pompalar, sıkça ilk ve çalışma maliyetlerinin daha altında monte edildiğinde optimal çalışmaya izin verir. Genelde sadece işletme şartlarındaki değişiklikleri ayarlayan ve telafi eden pompa kontrol sistemi ile ilgili olarak bu yapılır. Aksi taktirde pompa basıncında önlenemez artış olur.

Bu şüphesiz ilk yerdeki pompanın doğru seçimine bağlıdır.

## 8. YÜKE BAĞLI POMPA KONTROLU

Isıtma sistemlerindeki sirkülasyon pompasının kapasitesi, sistemin max. basma yüksekliği ihtiyacına cevap verecek şekilde seçilmelidir. 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 çalışmasında bu, çok seyrek olarak meydana gelen %100 yük durumu olarak adlandırılır. Bundan dolayı, sistemdeki çalışma noktasında maksimum yük için verilen sıcaklık düşümü  $\Delta T=20^{\circ}\text{C}$  asla gerçekleşmez. Bununla beraber ısı kaybı hesaplanırken emniyet faktörü ilave edildiğinden dolayı, binanın gerçek ısı kaybı, sistemin hesaplanmış maksimum kapasitesinden daha düşüktür.

Değişken dış sıcaklık  $t_a$  ve sabit iç sıcaklık  $t_i$  altındaki gerçek ve hesaplanmış ısı kayıpları arasındaki ilişki ;

$$\phi = (t_i - t_a) / (t_i - t_{a \text{ min}}) \quad (8.1)$$

şeklindedir. Burada ;

$\phi$ = Sistemin yük faktörü (%)

$t_i$ = Dizayn oda sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_a$ = Gerçek dış sıcaklık ( $^{\circ}\text{C}$ )

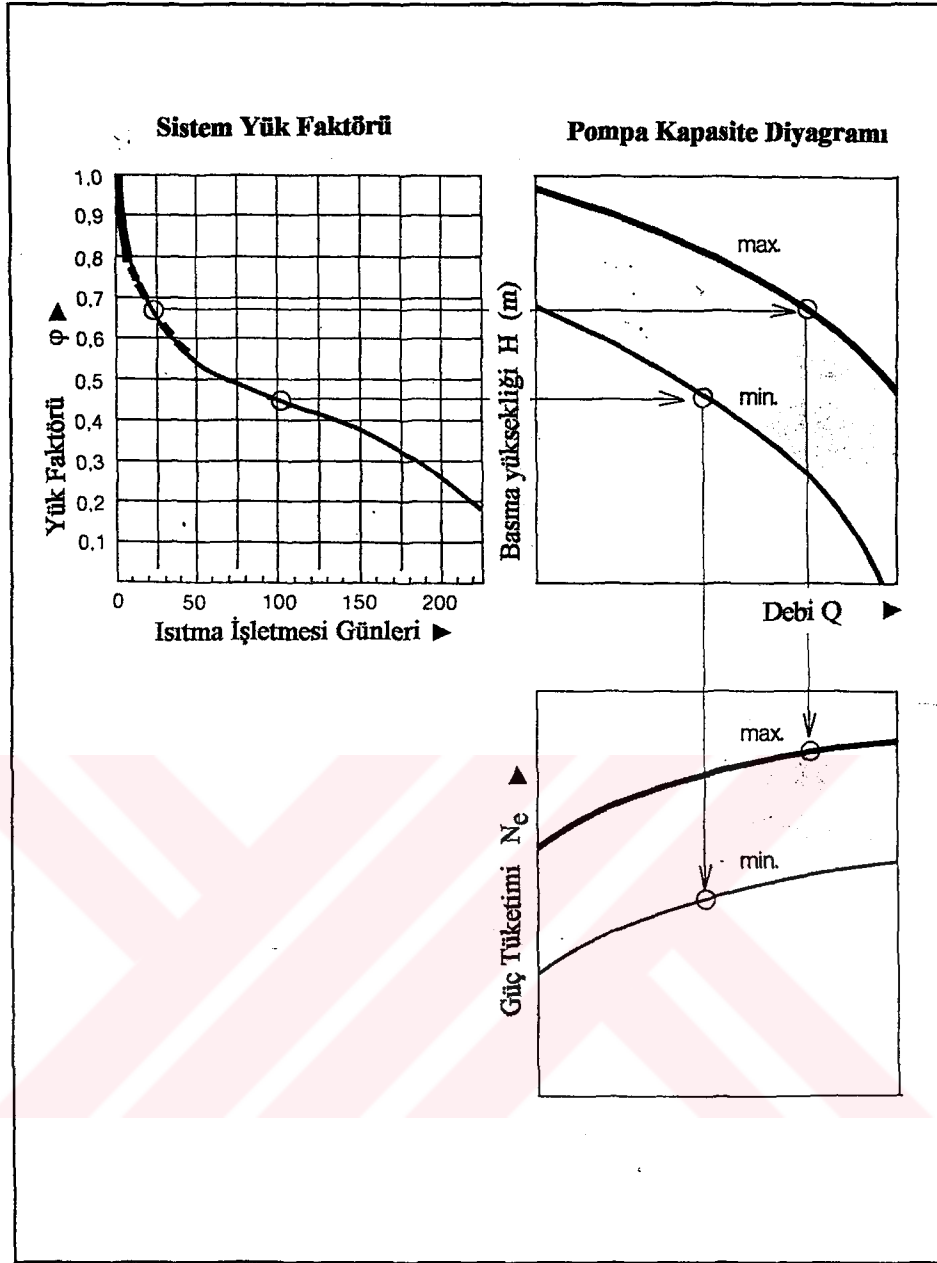
$t_{a \text{ min}}$ = Dizayn dış sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ ) dır.

Isıtma sistemlerinin pratik kullanımındaki çalışmaları göstermiştir ki; ısıtma sezonu boyunca ortalama yük faktörü 0,5' in altındadır ve sadece birkaç gün 0,8' e yükselmektedir. Fakat yük faktörü asla 1,0 (%100 yük) değerini aşmaz (Şekil 8.1).

İstanbul şehri için 15 Ekim 1993-31 Mayıs 1994 tarihleri arasındaki günlerin sıcaklık ortalamalarına ait Meteoroloji Müdürlüğü' nden alınan değerler ışığında hazırlanan "sistem yük faktörü" diyagramı Şekil 8.2' de görülmektedir.

Aynı çalışmayı son yirmi yılın sıcaklık ortalamalarına göre yaptığımızda ise Şekil 8.3' de görülen sistem yük faktörü eğrisi ile karşılaşılmaktadır.

Sonuç olarak, daha düşük ısıtma yükü ve bunu takiben azaltılmış debi (vana kısılmasından dolayı) ısıtma/soğutma akışkanının gerçek yük talebine mümkün olan sabitlikte eşleştirilecek şekilde adapte olması güç tüketimini önemli ölçüde düşürecektir. Bu olayı diyagram 8.1' den daha rahat bir şekilde görebiliriz



Şekil 8.1. Yük ve pompa kapasitesinin gözlemsel mukayesesi ile ısıtma sezonu boyunca sistemin çalışması.

İşletme günlerinin büyük bölümünde en düşük pompa kapasitesi (kademeli pompalarda) ayarı sistem yükünü karşılamakta oldukça yeterlidir ve yaklaşık %50' ye kadar güç tasarrufu sağlayabilir. Daha yüksek kapasiteli sistemler, farklı ısı kayıp/kazanç karakteristiklerine daha iyi adaptasyona izin vermek için ayrı bölgeler halinde tek bir sisteme bölünme ihtiyacı duyabilirler.

Değişken hızlı motorlar bu ihtiyacı otomatik çok kademeli hız kontrolü yardımıyla, kademesiz pompalar ise sonsuz hız değişken kontrolü yardımıyla karşılarlar.

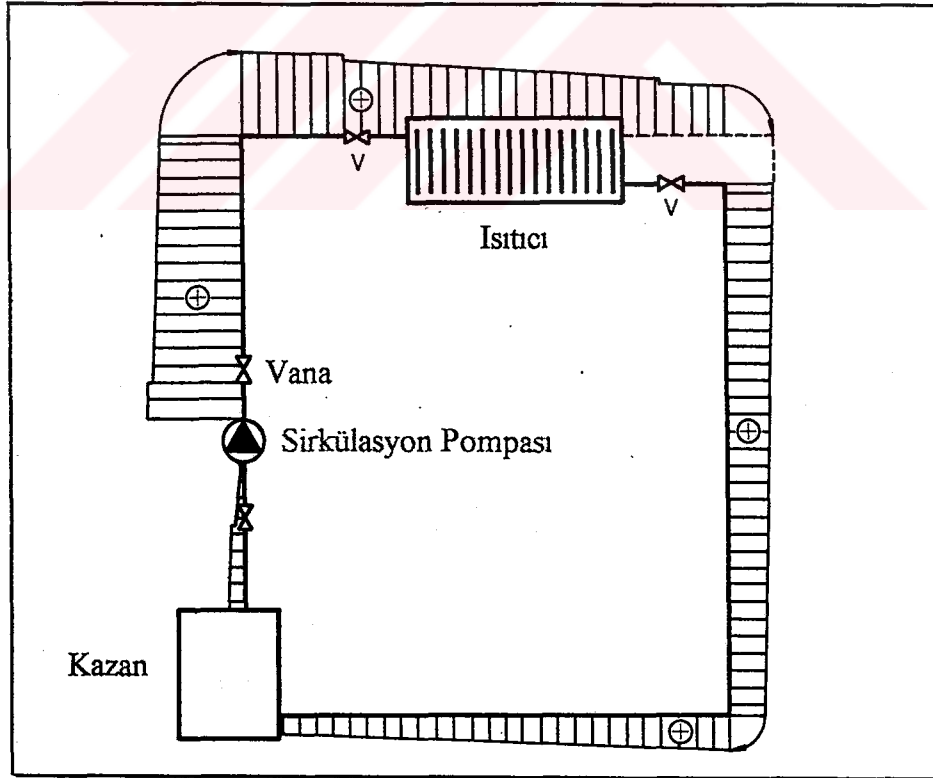
## 9.SICAK SULU ISITMA TESİSLERİNDE SİRKÜLASYON POMPASININ KONUMU

Sıcak sulu ısıtma tesisatı projelerinin gerek hazırlanması, gerekse uygulanması sırasında sirkülasyon pompasının gidiş devresinde mi yoksa dönüş devresinde mi tertiplenmesinin daha uygun olacağı konusu bazı tereddütlere sebep olmaktadır.

Sıcak sulu ısıtma tesisatında sirkülasyon pompasının montaj yerinin (konumunun) sistem çalışmasına olan etkileri şunlardır :

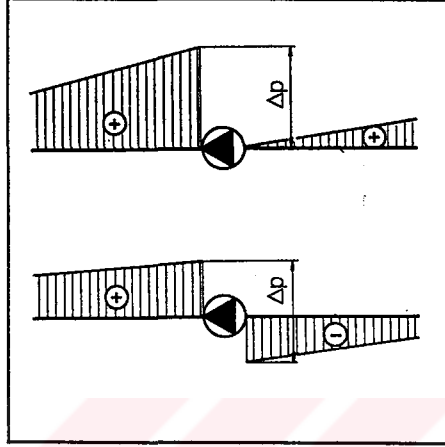
### 9.1. POMPA GİDİŞ DEVRESİNDE

Pompa çıkışından itibaren sistem, pompanın basma basıncından başlayarak boru hattı boyunca sürtünmelerin sebep olduğu basınç kayıpları ile azalan basınç, genelde kazanın önünde sıfırlanır. Yani buraya kadar sistem, özellikle ısıtıcıların bulunduğu bölüm, gitgide azalan bir pozitif basınç altındadır. Bu kesimde tesisatın hava emme ihtimali olmadığından korozyon tehlikesi de aza indirgenmiştir.



Şekil 9.1. Pompanın gidiş devresinde olması halindeki basınç dağılımı.

Şekil 9.1' de pompanın gidiş devresinde olması durumundaki basınç dağılımı görülmektedir (kapalı devre bir sistemde). Pompa emişindeki basıncın, pompanın dönüşte olması durumundaki basıncından daha düşük seviyede olması ve daha sıcak olmasının kavitasyonu önleyici etkileri Şekil 9.2' den daha iyi görülebilir



Şekil 9.2. Pompa giriş ve çıkış basınç farklılığı

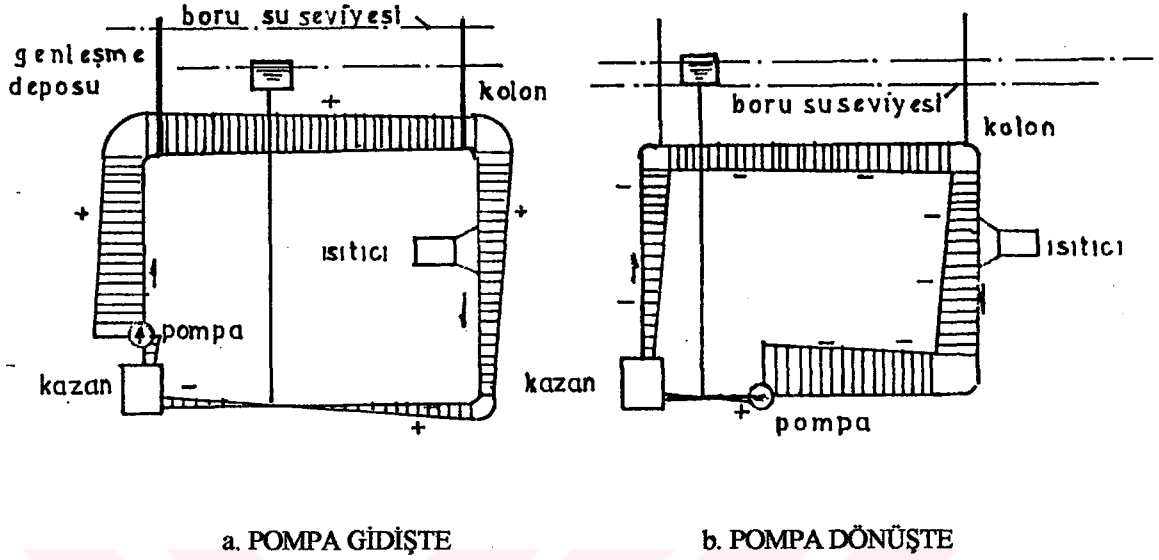
Şekil 9.3.a.' da ise açık devre bir sistemlerde, dönüş güvenlik borusunun sisteme bağlandığı nokta ile pompa arasında kalan devrenin (kazan dahil), pompa emiş hattına dahil olarak negatif basınç altında olduğu görülmektedir.

## 9.2. POMPA DÖNÜŞ DEVRESİNDE

Pompanın pozitif basıncı, dönüş güvenlik borusunun sisteme bağlandığı noktada sıfırlandığından bu nokta ile pompa arasındaki kısım pozitif basınç altında olup bu noktadan itibaren kazan ve tesisat dağılımı, pompanın emişine kadar negatif basınç altında kalır.

Şekil 9.3.b.' de tesisatın genişleme deposundan hava emmesine ve oksijenin doğuracağı korozif etkilere daha çok maruz kalabileceği görülür.

Alttan dağıtım sistemlerinde, ancak genişleme deposu ile en üst seviye arasındaki mesafenin pompa basıncının üzerinde olma koşuluyla bu sakınca önlenilecektir.



a. Genleşme deposu pompanın emiş devresinde.

b. Genleşme deposu pompanın basma devresinde.

Çalışma Basıncı = Durgun Basıncı + Pompa Basıncı

Şekil 9.3. Açık devreli bir sistemde basınç dağılım diyagramı.

Üstten dağıtım sistemlerinde ise bu şart, üstten dağıtım borusunun en yüksek noktası ile genişleme deposu arasında söz konusudur ve bu çatı mahyasını zorlayıcı bir etkidir. Üstten dağıtım sistemlerinde emilen havanın en öncelikli sakıncası ise, herhangi bir köşede birikerek tıkaç işlevi yapması ve tesisatın çalışmasını engelleme ihtimali artmaktadır.

Tesisatın hava emme problemi, kapalı genişleme deposu kullanımıyla ortadan kalkmaktadır. Esas itibariyle açık genişleme deposu devri, çeşitli sakıncaları sebebiyle gelişmiş ülkelerde kullanılmamaktadır.

Sonuç itibariyle ısıtma tesisatlarında sirkülasyon pompasının gidiş devresinde olması tercih edilmelidir. Kapalı genişleme deposu olan kapalı devre sistemlerde ise pompa yerinin tesbiti daha da kolaydır. Pompa dönüşte olduğunda pompa ile kazan arasındaki kapalı genişleme deposu pozitif basınçta kaldığından hacmi ve çalışma basıncı bir miktar artacaktır.

## 10. POMPALARDA GÜÇ KONTROLÜ

Santrüfuj pompalarda güç kontrolü uygulanması yani debi ve basma yüksekliğinin sistemde olması gereken yeterli değerlere ayarlanabilmesi için önemli sebebler vardır. Bunlar;

- A. Fonksiyon
- B. Ekonomi
- C. Konfor

### A. Fonksiyonel (Teknik) Sebebler :

Hidrolik devrenin stabilizasyonunu bozmadan direnç kayıplarının minimum değerleri indirilebilmesi.

### B. Ekonomik Sebebler :

Sisteme sadece gerektiği kadar debi göndererek elektrik tasarrufu gerçekleştirebilmesi ve ekipmanın bakım giderlerinin azaltılarak işletim ömrünün uzatılabilmesi.

### C. Daha Yüksek Konfor İsteğine Bağlı Sebebler :

Tesisatta akışkanın akış süratinden kaynaklanan gürültü ve vibrasyonun azaltılarak özellikle termostat veya servo vana gibi otomatik regülaj ekipmanları kullanılan sistemlerde daha yüksek bir kullanım konforuna ulaşılabilmesi.

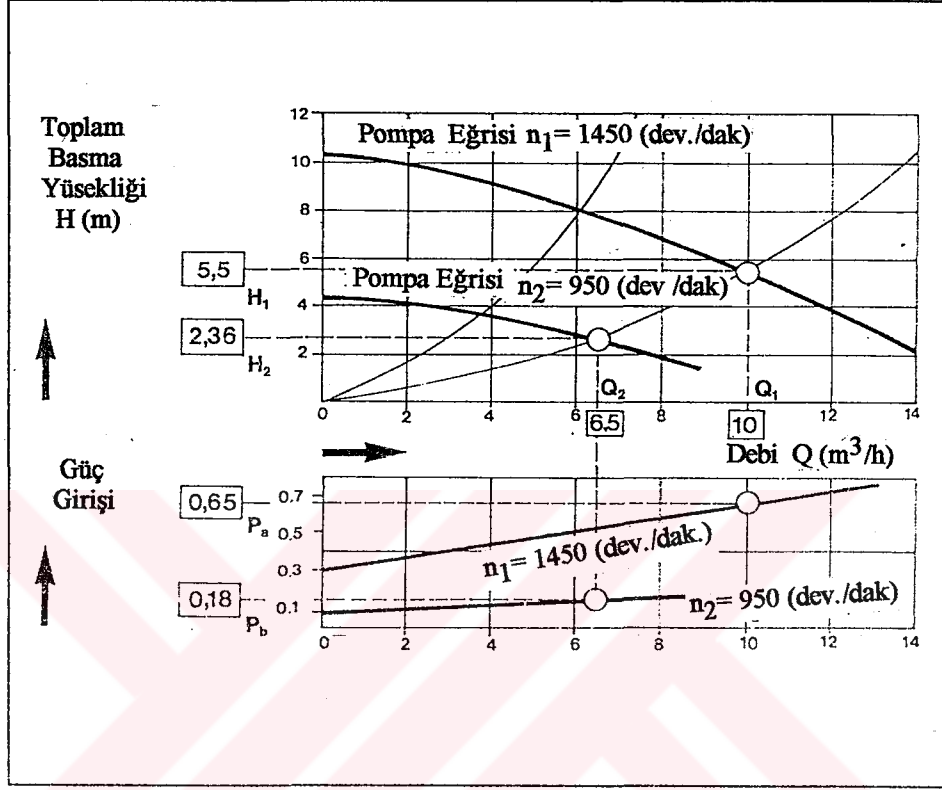
Santrifuj pompalarda güç kontrolü yapılabilmesinin en ekonomik ve en verimli yöntemlerden biri devir hızı regülasyonu uygulamasıdır. Çünkü pompanın işletim parametrelerinden debi, basma yüksekliği ve pompa tahrik gücü, pompanın devir hızından direkt olarak bağımlıdır. Dolayısıyla güç kontrolünde belirleyici parametre pompanın devir hızıdır.

$$Q_1 / Q_2 = (n_1 / n_2) \quad (10.1)$$

$$H_1 / H_2 = (n_1 / n_2)^2 \quad (10.2)$$

$$P_1 / P_2 = (n_1 / n_2)^3 \quad (10.3)$$

Bunlardan özellikle elektrik şebekesinden çekilen gücün, pompanın devir hızı ile olan ilişkisi, pompa kullanımında gerçekleştirilebilecek elektrik tasarrufunun boyutunu vurgulamak açısından önemlidir. (Şekil 10.1)



Şekil 10.1. Kutupları değişen bir pompa da hız düşüşünün neden olduğu pompa güç tüketimi.

Yukarıdaki diyagramdan çıkan sonuç şudur;

A) Debi, devir sayısı ile direkt değişir:

$$(Q_1/Q_2) = (n_1/n_2) \quad n_1/n_2 = 1450 / 950 = 1.53$$

$$Q_2 = Q_1 / 1.53 = 10 / 1.53 = 6.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

B) Toplam basma yüksekliği, devir sayısının karesiyle orantılıdır:

$$H_1 / H_2 = (n_1 / n_2)^2 \quad (n_1 / n_2)^2 = (1450 / 950)^2 = 2.33$$

$$H_2 = H_1 / 2.33 = 5.5 / 2.33 = 2.36 \text{ (m)}$$

C) Pompanın güç tüketimi, yaklaşık olarak devir sayısının küpüyle orantılıdır :

$$P_a / P_b = (n_1 / n_2)^3 \quad (n_1 / n_2)^3 = (1450 / 950)^3 = 3.56$$

$$P_a = P_b / 3.56 = 0.65 / 3.56 = 0.18 \text{ (kW)}$$

## 10.1. DEVİR HIZINA BAĞLI GÜÇ KONTROLÜ

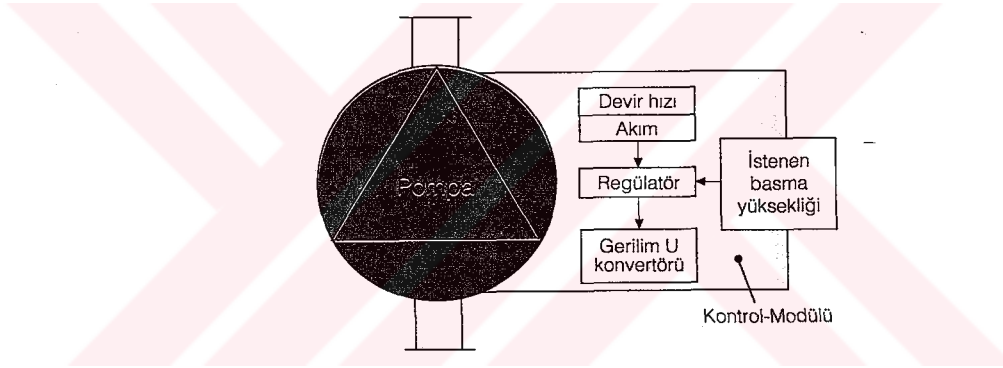
### 10.1.1. ISLAK ROTORLU POMPALARDA GÜÇ KONTROLÜ

Pompalar ıslak rotorlu ve kuru rotorlu olmak üzere sınıflandırılmakla beraber genelde asenkron motor prensibi ile tahrik edilmektedir.

Pompa debisinin yani pompaya tahrik veren elektrik motorlarının devir hızlarının değiştirilebilmesi için;

1. Kademeli devir hızı ayarı (röle üzerinden değişik stator sargı kombinasyonlarının seçimi).
2. Kademesiz devir hız ayarı (faz kontrolü veya frekans konvertörlü sistemler) gibi teknikler kullanılmaktadır.

Pompalarda kademesiz hız ayarlı olanların kullanımı gittikçe artmakta ve kademesiz hız kontrolü geleceğin standardı olarak kabul edilmektedir. (Şekil 10.2)



Şekil 10.2. Kademesiz devir hızı kontrollü pompa sistemi.

Ayar teknikleri arasında sağladığı belirgin avantajlardan dolayı frekans konvertörlü sisteminin kullanımı gittikçe artmaktadır. Frekans konvertör sisteminin önemli avantajları sessiz çalışması, regülasyon hassasiyetinin ve toplam elektriksel veriminin yüksek oluşu sayılmaktadır.

Kademesiz devir ayarı yapabilen bir pompa sisteminin tesisat şartlarına göre kendisini otomatik olarak kontrol edebilmesi, yani regülasyon yapabilmesi için;

- Gidiş ve dönüş suyu sıcaklıkları  $T$
- Gidiş ve dönüş suyu sıcaklık farkı  $\Delta T$
- Gidiş ve dönüş suyu basınçları  $P$
- Gidiş ve dönüş suyu basınç farkı  $\Delta P$
- Çevre sıcaklığı
- Zaman

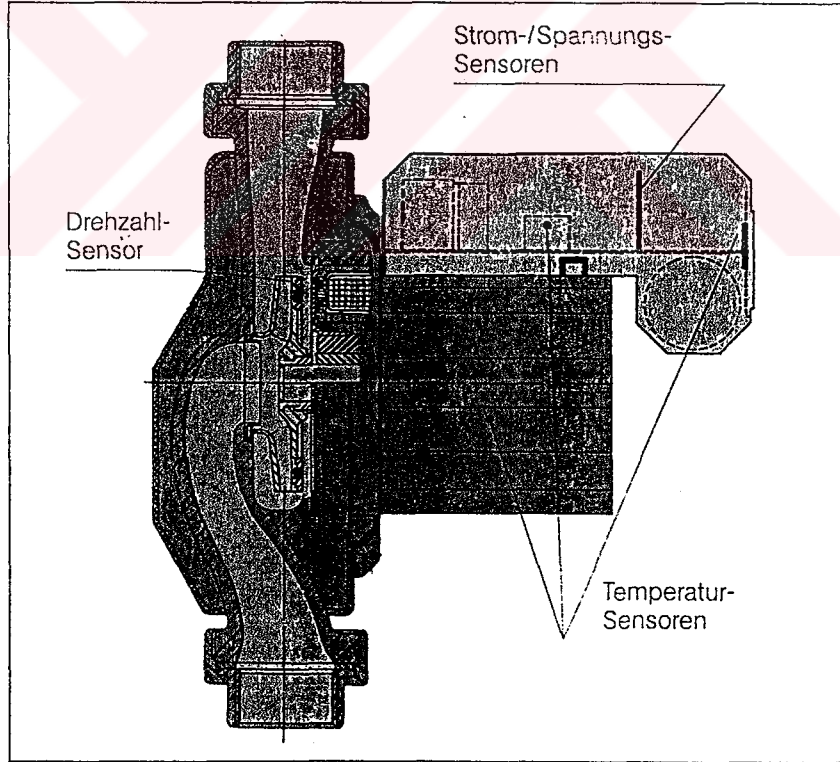
gibi işletme şartları ve kullanıcı istekleriyle ilgili bazı parametrelerin sensörler vasıtasıyla algılanıp pompanın kontrol sistemine ulaşması gerekmektedir.

Buna göre;

- Motor akupleli pompa
- Frekans konvertör cihazı
- Sensörler beraberce devir hızı kontrol sisteminin bütünü oluşturmaktadır.

Genellikle asenkron motor bağlantılı kuru rotorlu santrifüj pompaların (şaseli norm pompalar veya direkt boruya monte edilebilen inline pompalar vb.) devir hızı kontrolünde kullanılan sensörler ve frekans konvertör cihazları sisteme ayrı ayrı birimler halinde yerleştirilmektedir.

Yeni nesil ıslak rotorlu sirkülasyon pompalarında, devir hızı kontrolü için gerekli olan sensörler ve frekans konvertör cihazı pompanın içine ve üzerine entegre edilmektedir. Dolayısıyla sistem kurmak için ayrıca bir işlem yapılması gerekmemektedir. (Şekil 10.3)



Şekil 10.3. Devir hızı kontrol üniteleri (sensörler ve frekans konvertörü) pompa ile akuple edilmiş ıslak rotorlu sirkülasyon pompa kesiti.

Kullanılan kontrol cihazları isteğe bağlı olarak bir veya birden fazla pompaya kontrol verebilmekte ve pompalar arasında belirlenen kriterleri baz alarak işletim koordinasyonu gerçekleştirilebilmektedir. Çok pompalı bir güç kontrol sistemi işletim koordinasyonunu gerçekleştirirken genelde şu kriterler baz alınabilmektedir :

- Çalışma noktasının (Q ve H) serbest olarak belirlenebilmesi
- Pompaların işletim şartlarına uygun olarak sırayla devreye alınabilmesi
- İşletim süresinin pompalar arasında eşit dağıtılabilmesi
- Duran pompalara belli sürelerde test çalışması yaptırılabilmesi
- Arıza halinde yedek pompanın otomatik olarak çalıştırılabilmesi
- Stop-start fonksiyonlarının ve değişken güç değerlerinin zamana bağlı olarak programlanarak gerçekleştirilebilmesi.

Kullanıcının belirlediği şekilde sensörlerden gelen işletme şartlarıyla ilgili parametreler doğrultusunda güç kontrolü yapan bu cihazlar açıklanan primer fonksiyonlarına ek olarak harici sinyalizasyon ve harici data girişi veya motor termik koruması gibi bir dizi güç kontrolü ile esas itibariyle bağlantılı olmayan ancak sistemde bulunması gereken sekonder fonksiyonları da gerçekleştirebilmektedir. Kontrol ünitesi üzerine yerleştirilen ek modüllerle (örneğin Wilo marka Top-E serisi pompalarda) pompalar operatörle veya bina otomasyon sistemi içinde yer alan bir üst koordinatör bilgisayarla diyalog kurabilmektedir. Bununla birlikte display ekran üzerinden;

- Basma yüksekliği H (mSS)
- Debi Q ( $m^3/h$ )
- Belli bir zaman dilimi içindeki elektrik sarfiyatı N (kWh)
- Pompanın şebekeden anlık çektiği güç P(W)
- İşletme süresi h (saat)
- Zaman h (saat)
- Tarih (gün, ay, yıl)
- Arıza ve işletim sinyali (sesli veya ışıklı)

gibi işletim şartlarıyla ilgili bilgiler alınabilmektedir.

Yeni nesil sirkülasyon pompaları, kullanıcının pompa üzerinde set ettiği basma yüksekliği değerini değişken tesisat şartlarında sabit tutacak tarzda debisini kendisi kontrol etmekte ve kullanıcının verdiği program uyarınca start/stop veya min/max. gibi işletim fonksiyonlarını yerine getirmektedir. Bu pompalar açıklanan primer fonksiyonlara ek olarak harici arıza ve işletim bildirimini veya motor termik koruması gibi diğer bazı fonksiyonları da gerçekleştirebilmektedir.

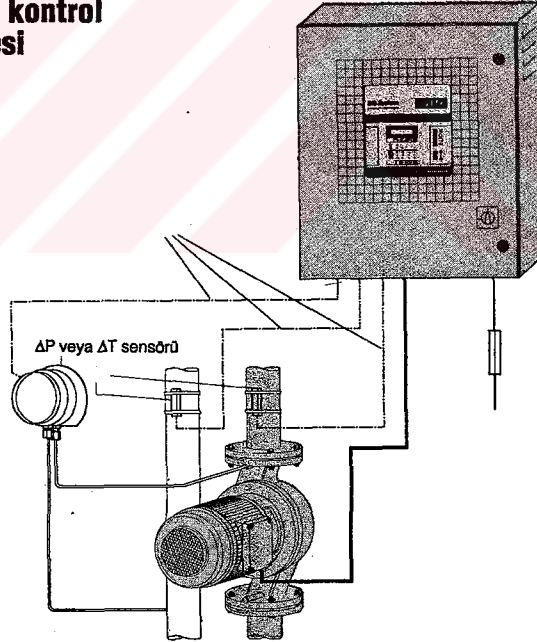
## 10.2.2. KURU ROTORLU POMPALARDA GÜÇ KONTROL SİSTEMLERİ

Asenkron motor bağlantılı kuru rotorlu pompalara ait güç kontrol sistemlerinde kullanılan ekipmanlar genellikle pompaların ve motorların marka ve modellerinden tamamen bağımsız olarak seçilebilmektedir.

Kurulacak kontrol devresinin özelliklerine uygun olarak belirlenen sensörler ( $\Delta P, \Delta T, T$  veya  $P$  algılayıcıları) sisteme akuple edilmekte ve güç kontrol cihazı ile irtibatlandırılmaktadır.

Kontrol cihazları bir veya birden fazla pompaya aynı anda kontrol verebilecek tarzda seçilebilmekte ve aynı cihazla altı pompaya kadar koordinasyon sağlayabilmektedir. Pompalardan bir tanesini devir hızı kontrolü uygulanırken diğerleri işletme şartlarına uygun olarak start/stop fonksiyonları ile koordine edilmektedir. Ancak aynı anda birden fazla pompaya devir hızı kontrolü uygulayabilen sistemler oluşturmakta mümkündür (Şekil 10.4)

**Tek pompalı  
güç kontrol  
sitesi**



Şekil 10.4. Tek pompalı güç kontrol sistemi bağlantısı.

Kontrol cihazları dijital sistemli kademesiz güç kontrolü yapabilen tarzda mikro prosesör donanımlı üniteler olup kendinden ayaklı, duvara veya ana elektrik panosu içine monte edilebilen seçeneklerde üretilmektedir.

## 11. OTOMATİK KONTROL TIPLERİ

Hız ayarını esas alan pompa kontrol sistemlerini dört ana grupta toplayabiliriz :

1. Zaman kontrolü
2. Akış sıcaklık kontrolü
3. Fark sıcaklık kontrolü
4. Fark basınç kontrolü

### 11.1. ZAMAN KONTROLU

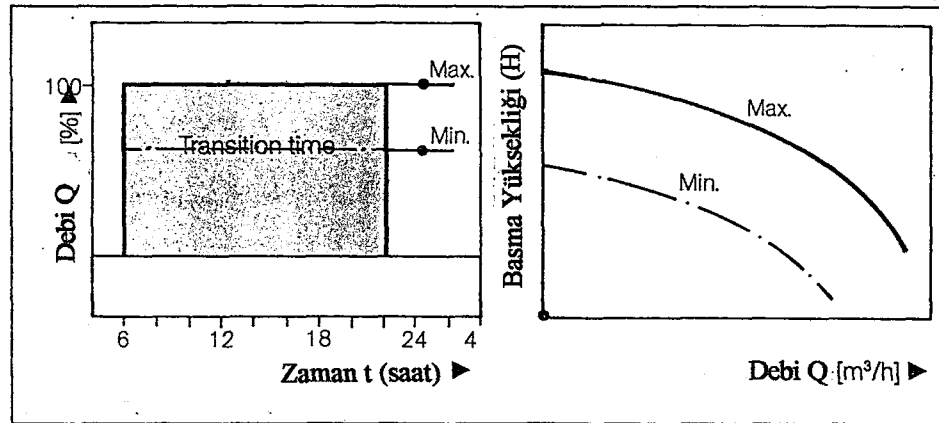
#### 11.1.1. AÇMA/KAPAMA (ON/OFF) KONTROLU

Açma/kapama switch kontrolü, sistemin kendi uygulamasına izin verecek şekilde temin edilmiş en basit otomatik pompa kumanda şeklidir.

Çalışma periyodu pompanın üzerindeki veya yakınındaki zaman switchinden ayarlanır. Örneğin günlük (24 saatlik) programlar için 15'er dakikalık devreye giriş/çıkış aralığı veya haftalık (7 günlük) programlar için 2'şer saatlik aralıklarla çalışma zaman ayarlaması şeklinde düzenlenebilmektedir.

Pompanın manuel ön ayarı, max. veya min. hız ayarlarına göre set edilir.

Şekil 11.1' de zaman kontrolün gece ayarlı moduyla, tipik bir ısıtma sistemi çevrimi görülmektedir.



Şekil 11.1. Günlük zaman ayarlı açma/kapama kontrollü bir çalışma sistemi.

Uygulamalar;

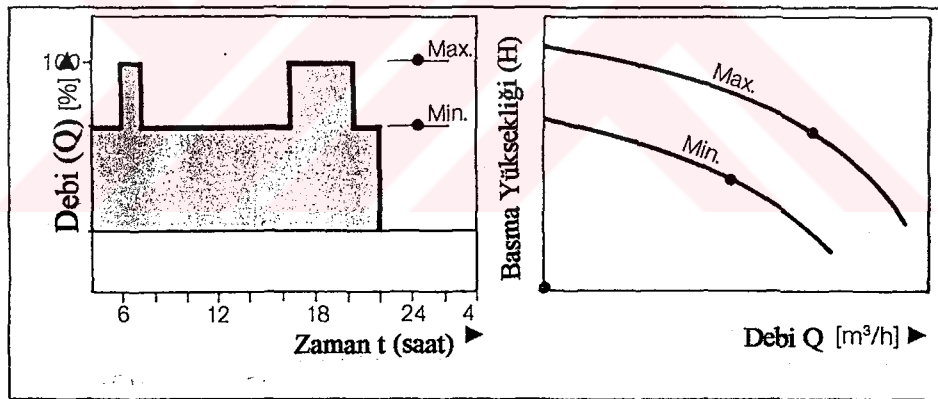
1. Isıtma sisteminde; sistemin olası hata ve hasarlara karşı korunması. (boru sistemi, radyatörlerin donma tehlikesinden korunması - kazanda aşırı ısınma veya devreye almadaki yoğuşma problemlerinden korunması amaçlı uygulanabilir.)
2. Sekonder sıcaksu sistemlerinde; pompanın devre dışı olduğu periyotlarda yerçekimi etkisiyle su sirkülasyonunu önlemek için sisteme çekvalf monte edilmelidir.

### 11.1.2. MAX/MİN HIZ KONTROLU

Düzenli ve rutin ısıtma çevrimli sistemler için ideal kontrol biçimi max/min. hız kontrolüdür (örneğin; müstakil ev, işyeri, yönetim binası, okul vb.).

Max/min çalışma periyodu pompanın üzerindeki zaman switchi ile ayarlanır. Büyük kapasitelerde ayrı bir açma/kapama şalteriyle sisteme kumanda edilir.

Şekil 11.2'de, gün boyunca düşük yük periyodunda minimum kapasitede, kısmen tam yük periyodunda maksimum kapasitede çalışan ve gece işletiminde ise durdurulan bir sirkülasyon pompasının işletimi görülmektedir.



Şekil 11.2. Günlük zaman ayarlı max/min hız kontrollü bir ısıtma sisteminin çalışma eğrisi.(gece işletimi olmayan).

Uygulamalar;

1. Isıtma sistemlerinde kullanılan üç fazlı pompalar, zaman kontrolüne ilaveten opsiyonel olarak otomatik yük ayarlı kontrol için sensörlerle teçhiz edilmelidir. Bunlar;
  - a. fark basıncına duyarlı,
  - b. akış sıcaklığı modülasyonuna duyarlı,
  - c. gidiş ve dönüş suyu sıcaklıkları arasındaki farka duyarlı otomatik kontrol sistemleridir.

## 11.2. SICAKLIĞA BAĞLI KUMANDA

Çeşitli ısıtma sistemleri ve pompaların işletimi ile ilgili hangi kumanda ve otomasyon parametresinin en uygun kullanım olduğuna dair seçim tablosu daha önce verilmişti (Tablo 11.1). Genelde burada ayrılması gereken konu ise pompa kumandası ile pompa otomasyonudur. (örneğin basınç farkı  $\Delta p$  parametrelili işletim, yük ve kullanıma bağlı olarak pompanın şebekeden çektiği enerjinin azalmasını sağlar. Burada kapalı devre otomasyon sirkülasyonunda, istenilen basma yüksekliği ile devamlı ölçülen gerçek basma yüksekliğinin kıyaslanması yoluyla çok hassas bir pompa güç ayarlaması yapılır.)

Sıcaklığa bağlı kumanda sinyali ( $\pm T$ ) ile pompa kumandasında, çekilen güç ( $N_m$ ) değişir. Ama, gerçek değer-olması gereken değer kıyaslamasıyla değil, prosesin sonucunda çekilen güç değişir. Kumanda ile ilgili geri haberin (sıcaklık arttı veya azaldı) geç gelmesi problem olmaz. Çünkü debi azalması ısıtma gücünün azalmasına lineer yansımaz. Isıtma yüzeyleri debinin %40 azalmasına kadar büyük bir reaksiyon göstermezler. Şekil 6.1'de görüldüğü gibi çalışma noktasından  $\pm 15'$  lik sapma, ısıtma gücünde sadece %5~6 değişiklik getirir. Eğer gidiş suyu sıcaklığı düşük ve sistem kısmi yükte çalıştırılıyorsa, ısıtma gücündeki farklılık çok daha az olacaktır. (örneğin 60/50°C eğrisindeki farklılık %2).

### 11.2.1. GİDİŞ SUYU SICAKLIĞINA BAĞLI İŞLETİM (+T)

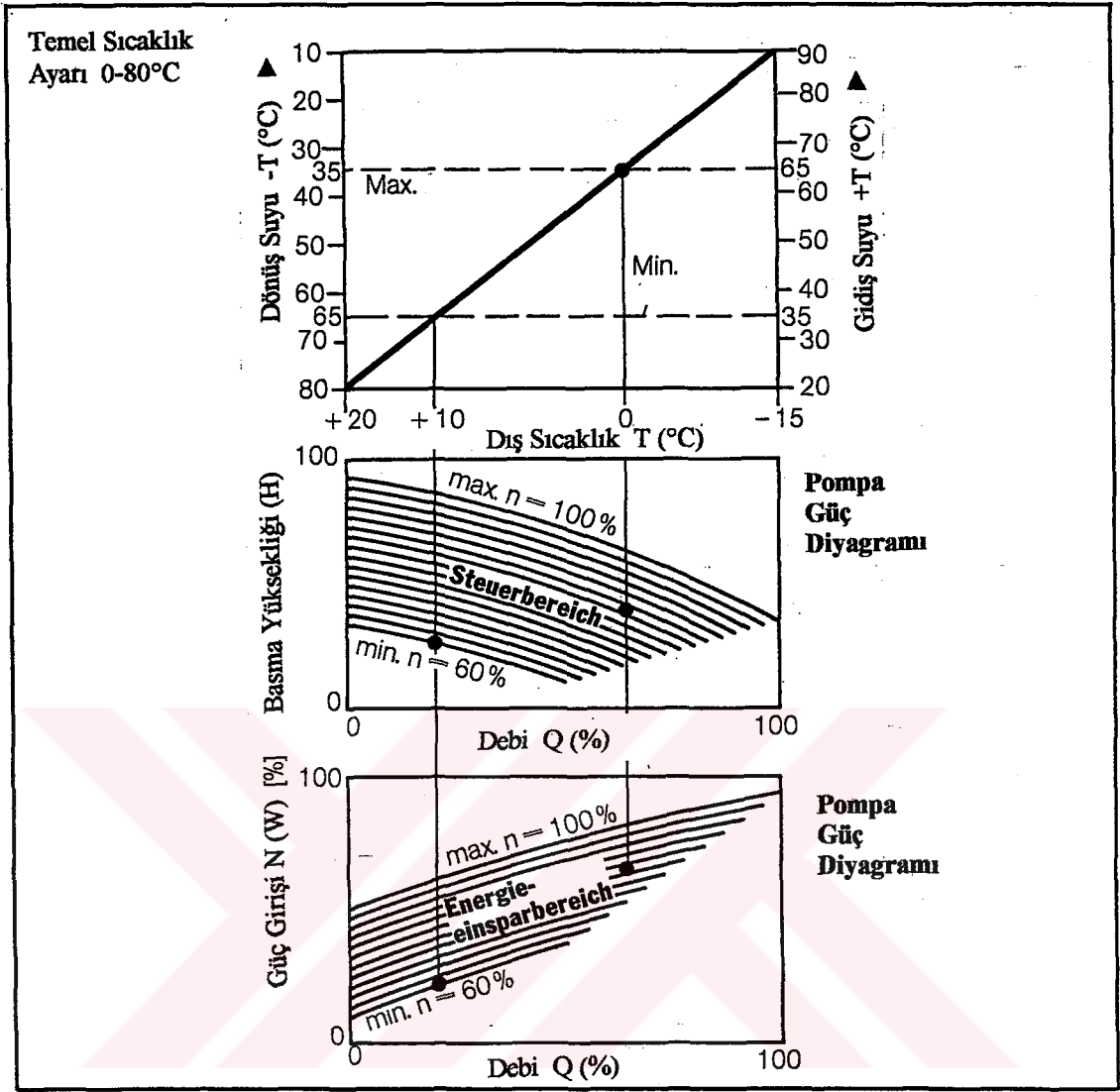
Kullanım ve özellik:

Gidiş suyu sıcaklığına bağlı kumanda sistemi ısıtma sisteminde kullanılan pompaların büyük çoğunluğunda kullanılabilir. Tek şart dış hava konpenzasyonlu, gidiş suyuna dönüş suyu karıştırarak kontrol ve/veya düşük sıcaklıklarda çalışabilen kazanlar kullanarak olabilir.

Fonksiyon:

Isı ihtiyacının azalması ve ısıtıcılardaki vanaların kısılmasıyla, kısmi yük işletimindeki pompanın basma yüksekliği azalacaktır.

Gidiş suyu sıcaklığının düşmesine paralel olarak pompa devir hızı düşer ve pompanın çektiği güç azalır. (Şekil 11.3)



Şekil 11.3. Sıcaklık kumandasına bağlı kademesiz devir kontrol sistemi.

### 11.2.2. DÖNÜŞ SUYU SICAKLIĞINA BAĞLI İŞLETİM (-T)

Kullanım ve özellik:

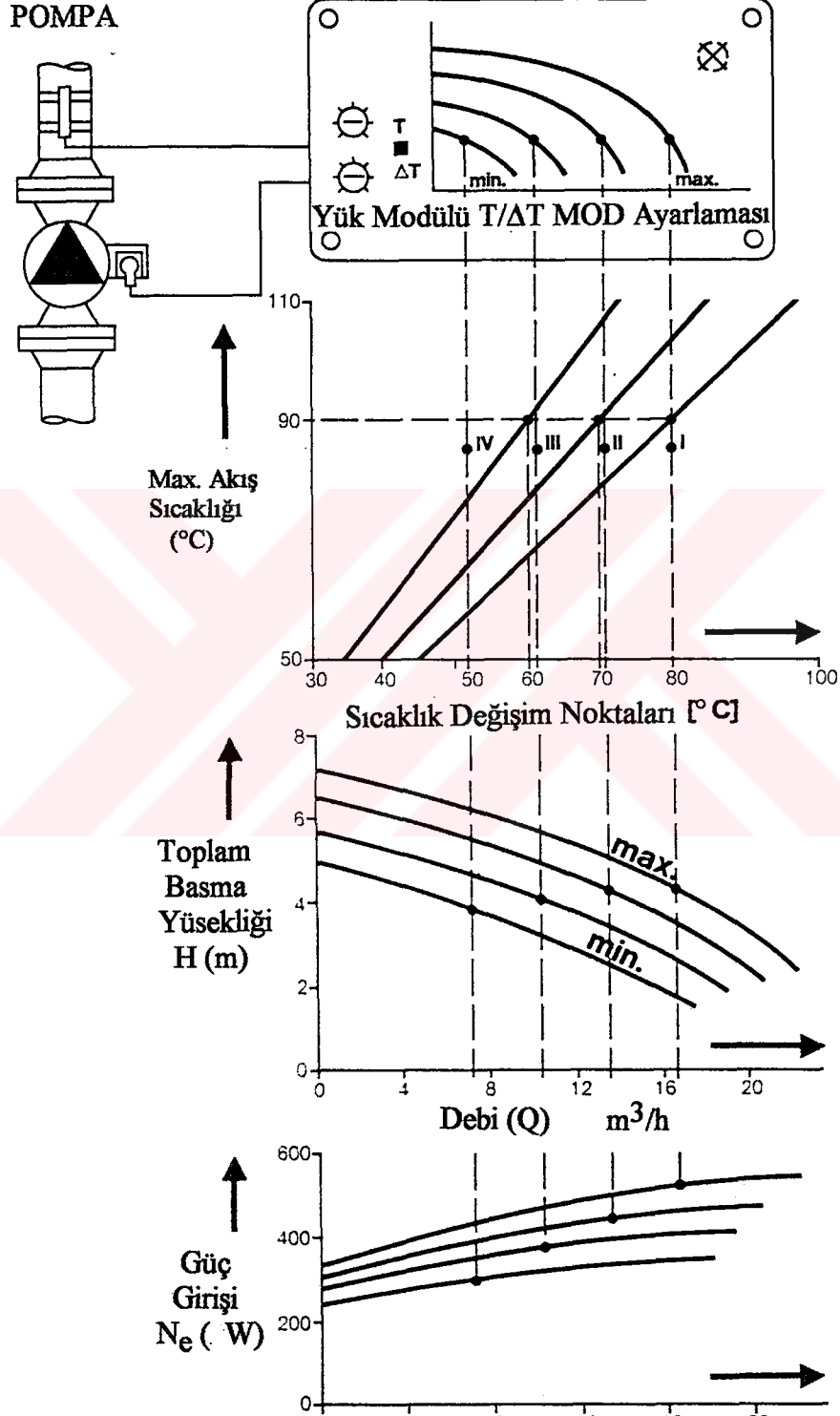
Dönüş suyu sıcaklığına bağlı olarak pompa kumandası genelde kısma valfli otomasyonu olmayan ve gidiş suyunun sabit kaldığı eşanjörlü ısıtma/soğutma sistemlerinde kullanılır. Ön şart yüke bağlı olarak dönüş suyu sıcaklığının değişken olmasıdır.

Fonksiyon:

Isı ihtiyacının azalması ve dönüş suyu sıcaklığının artması ile birlikte, kısmi yük işletiminde basma yüksekliği azalacaktır.

Dönüş suyu sıcaklığının artmasına paralel olarak pompa devir hızı düşer ve pompanın çektiği güç azalır.

Gidiş ve dönüş suyu sıcaklığına bağlı sistemlerde ilave yük pompasının devreye girmesi teknik yönden mümkün değildir. Sadece basınç farklılığına ve sıcaklık farklılığına bağlı parametrelerde gerçekleştirilebilir.



Şekil 11.4 Akış sıcaklığı duyarlı 4 kademeli güç kontrol sistemi

### 11.3. FARK SICAKLIĞINA BAĞLI KONTROL ( $\Delta T$ )

Isıtma veya soğutma cihazları, dış hava şartlarının değişmesiyle birlikte ısı yükü ihtiyacını değiştirirler. Çoğu sistemlerde ayar vanaları monte edilmemiştir veya tesisatta şartları debi azaltılmasına müsaade etmez.(örneğin tek borulu ısıtma sistemleri, primer ısıtma sistemleri vb.).

Sistemin ihtiyacı olan ısıtma ve soğutma enerjisinin dışında, işletme maliyetlerinin büyük bir bölümü ısı oluşum merkezinin dur/kalk anındaki enerji transferine gider.

Sirküle eden su debisi arttıkça ısı gücü kayıplarında artacaktır. Çoğu zaman pompa hareketi için sekonder enerji kullanımı gereksiz olmaktadır.

Sistemde gidiş ve dönüş suyu sıcaklık farkının sabit olarak kalması isteniyorsa, fark sıcaklığına bağlı işletim iyi bir imkandır. Su debisinin değişimiyle birlikte, transfer edilen ısı yükü değişkenlik gösterir. Fakat gidiş-dönüş suyu sıcaklığı bundan bağımsız olarak ayarlanabilir.

Sıcaklık farkına bağlı olarak pompa güç ayarlaması isteniyorsa proje safhasında;

1. Sistem karakteristik eğrisi
2. Devir hızının değişkenlik sahası
3. Sıcaklık değişkenliği bilinmelidir.

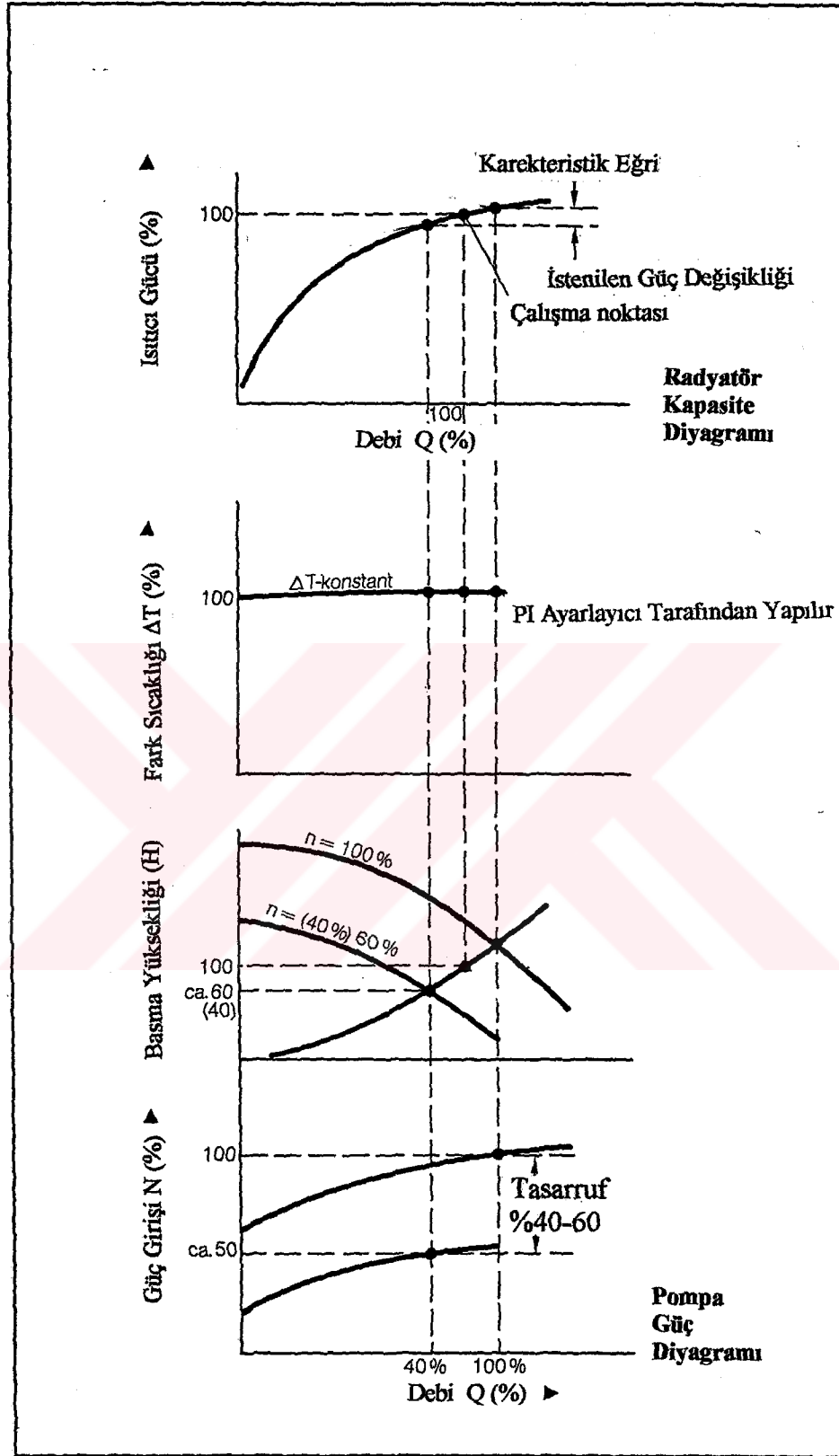
Her türlü işletim şartında (tam yük, hafif yük vb.), istenilen debinin pompa ve sistem karakteristiği sahasına uygun olmasına dikkat edilmelidir. Bu saha dışındaki noktalarda fark sıcaklığına bağlı güç kontrolü mümkün olmamaktadır.

Sıcaklık farkına bağlı güç ayarlaması, karmaşık olmayan (tek borulu ısıtma veya ısı geri kazanım sistemleri vb.) ısıtma veya soğutma sistemlerinde kullanılması uygundur.

Büyük ve karışık sistemleri sadece fark sıcaklığına bağlı güç kontrolü yapmak yetersiz kalabilir. Bu gibi durumlarda bir diğer güç kontrolü ( $\Delta P$  kontrol vb.) ile akuple halde işletimi daha uygun olacaktır.

Sıcaklık farkının artmasıyla güç kontrol cihazının içerisindeki PI (Proportional-Integral) ayarlayıcısı sayesinde devir hızı düşürülür ve debisi azalır. Bu ayarlama istenilen  $\Delta T$  sıcaklık farkı yakalanıncaya kadar devam eder.

Eğer sıcaklık farkı düşmeye başlarsa, devir hızı artırılarak sistemde yeterli debinin dolaşması sağlanır. (Şekil 11.5)



Şekil 11.5. Sıcaklık farkına bağlı güç kontrolündeki sistem eğrileri

Fark sıcaklığına duyarlı pompa kontrolü, sirkülasyon sisteminin temin ettiği doğru yük belirticili hız düzenlemesidir ki , bu gidiş ve dönüş sıcaklıklarının arasında sistemin yüküne göre farkın görüldüğü yerdedir.

Tam yük dizayn şartlarını esas alan debideki gidiş ve dönüş sıcaklıkları arasındaki fark sabit olarak daha düşüktür ve oransal olarak değişeceğinden dolayı;

- dönüş sıcaklıklarının oransal değişimli akış sıcaklıklarını ayarlamak
- harici ve dahili yük faktörleri (güneş yükü, aydınlatma, elektrikli cihazlar) binanın ısıtma yükünü etkileyecektir ve bundan dolayı ısıtıcı akışkanın sıcaklık farkı oluşacaktır.

Sistemin gidiş ve dönüş sıcaklıkları arasındaki fark ( $\Delta T$ ) iki klipli sıcaklık sensörü ile ölçülür. Maksimum dizayn sıcaklık farkı, temel referans değeri olarak kumanda kontrol cihazından ayarlanır. Hız kademesi azaltma kontrolü için sabitlenmiş switchleme ayarları, kontrol modülü içinden ayarlanır (Şekil 11.6). Değişen sıcaklık farkı ayar noktası değerini aştığında hız kademesi azaltma veya artırma kontrolü devreye girecektir.

Fark sıcaklığına duyarlı kontrolün bu metodu şunları başarır;

- sadece dizayn ısıtma yükünde, tam yük pompa performansı
- motor hız azaltımı (dolayısıyla azaltılmış güç tüketimi)

Fonksiyonları ,

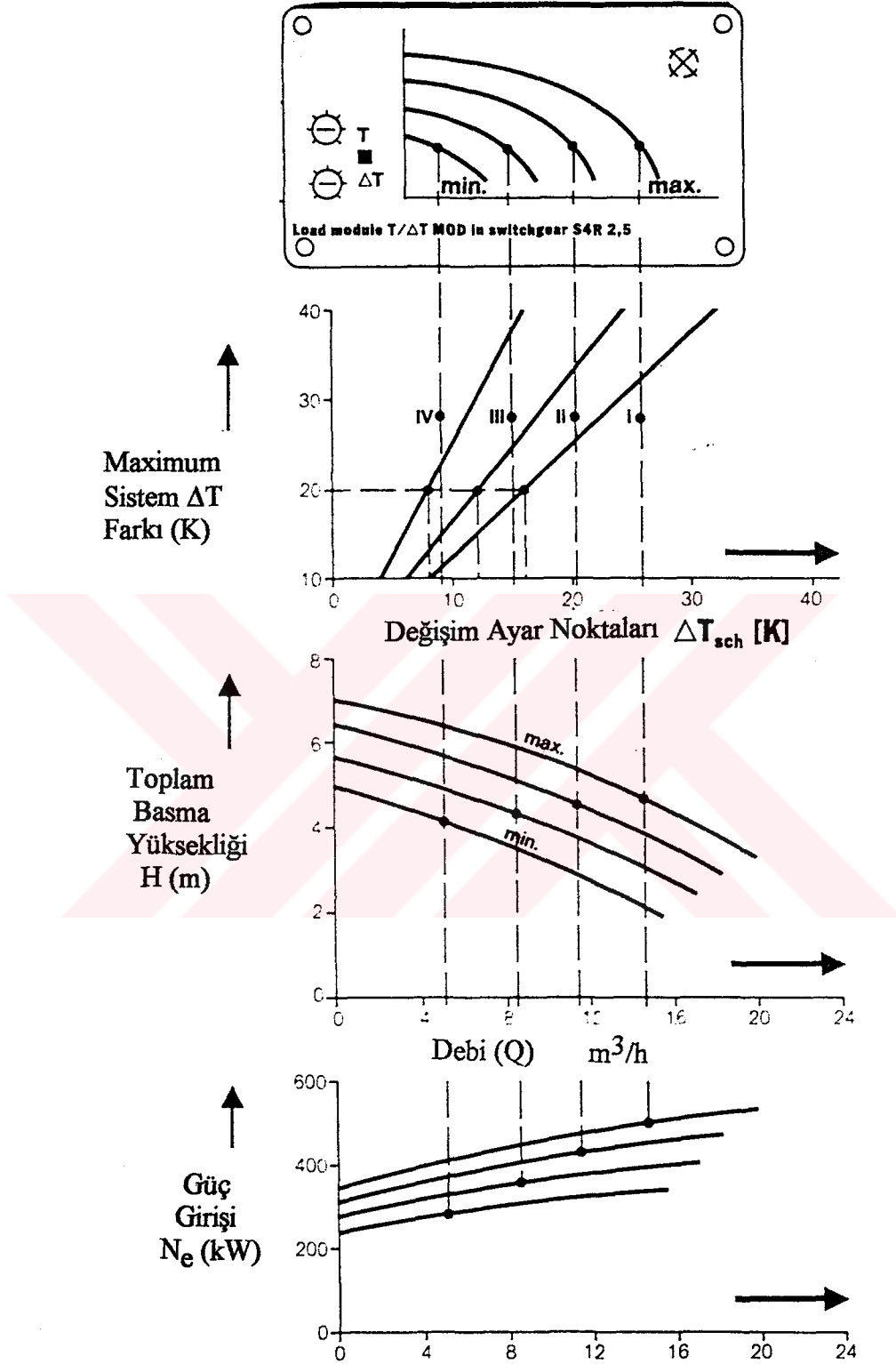
Sabitlenmiş düşük yük periyodlarında önemsiz minimum hız işletmesi için zaman ayarlı kontrol sistemiyle irtibatlı çalışma

On/off zaman ayarlı kontrolü için harici terminallerle daha verimli çalışma

Uygulamalar;

Fark sıcaklığına duyarlı hız kontrolünün fonksiyonları, pompa karakteristikleri ve çalışma noktasının yerinden bağımsızdır.

İki borulu sistemlerdeki termostatik radyatör vanalarını kısmak gibi sistemin doğasındaki akış kontrol ölçümleri sıcaklık farkı kontrol değişkeninde zararlı bir etkiye sahiptir. Radyatör boyunca azaltılmış akış hızları daha düşük dönüş sıcaklıklarına yol açacaktır. Sensörler daha büyük sıcaklık farkı ölçecektir ve bundan dolayı pompa kademelerinin yükselmesine yol açacaktır.



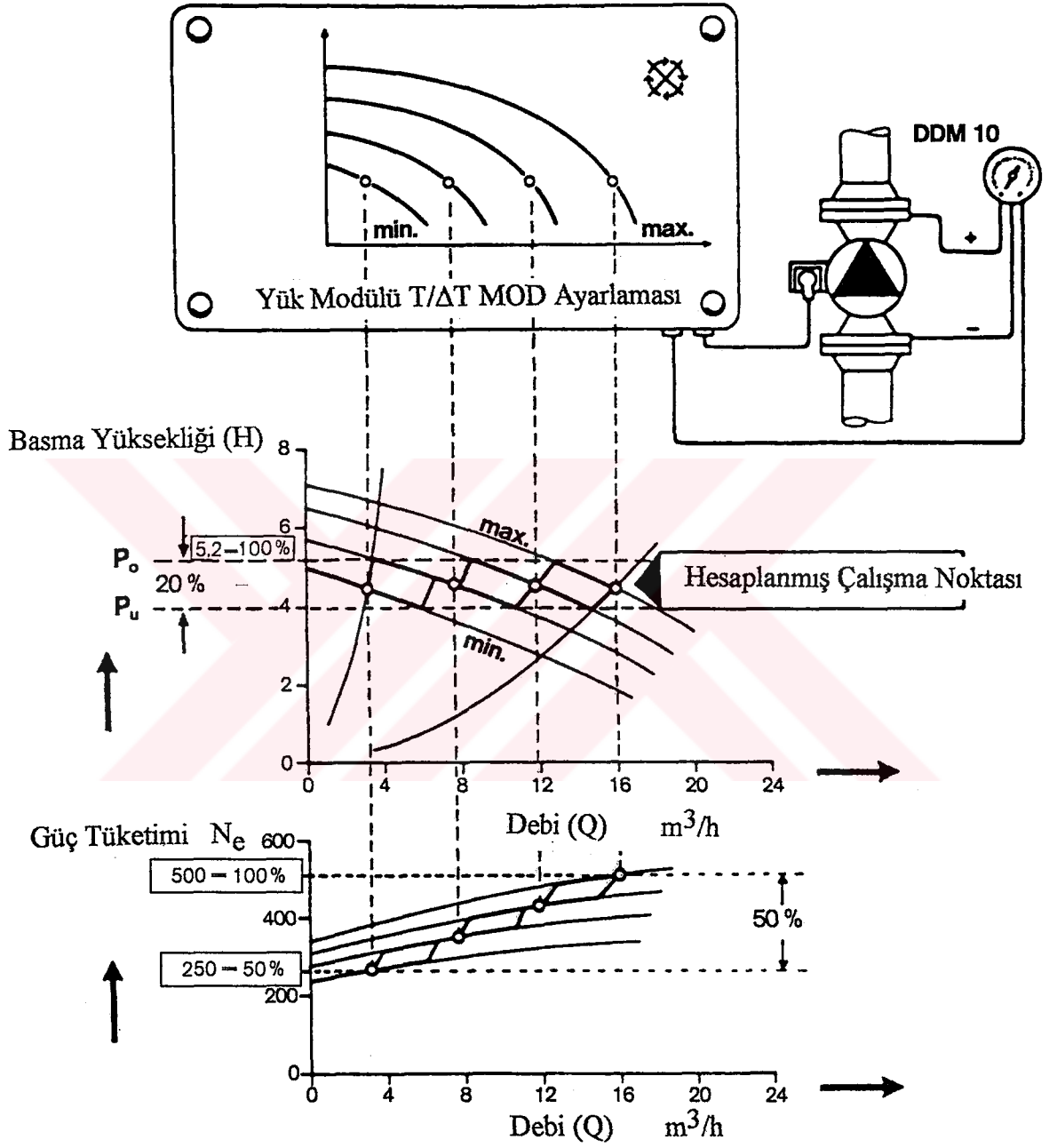
Şekil 11.6. Çok kademeli pompalardaki fark sıcaklığına bağlı kontrol sistem eğrileri

#### 11.4. FARK BASINCINA BAĞLI KONTROL

Bu tip güç kontrol sistemlerinde istenilen fark basınç değeri set edilir veya ayarlanır. Debi kullanım sahası boyunca sürekli istenilen (ayarlanan) değer ile gerçekte ölçülen değer kıyaslanır ve bu kıyaslama değerine göre pompanın devir hızı değiştirilerek  $\Delta P$  sabit tutulmaya çalışılır. Sistemdeki herhangi bir vananın kısılması (termostatik vana vb.) işletme noktasının değişmesine neden olur. Güç kontrol cihazının reaksiyon gösterebilmesi için fark değişimi, DDG (Differenz Drucksignal Geber) cihazı sayesinde sinyale dönüştürülür. Güç kontrol cihazının yapmış olduğu değerlendirmeler sonucu pompaya giden değişken frekans devir hızının değişimini sağlar. İstenilen  $\Delta P$  değeri sürekli gerçek  $\Delta P$  ile bir PI ayarlayıcısıyla ayarlanır. Ayarlama, üretici tarafından set edilmiş atalet değeriyle yapılır. Bu değer tam yük ve hafif yük arasında %1 devir hızı değişimi için 1~4 saniye arasında değişkenlik gösterir (Ani  $\Delta P$  değişimlerinde sistemin şoka girmemesi için böyle bir geciktirme yapılması gereklidir.). Bu atalet aynı zamanda ısıtma sisteminde ataletidir. Otomasyon teknolojisinde istenilmeyen işletim dalgalanmaları böylece engellenmiş olur.

Pompalarda basınç farkına bağlı güç kontrolü işletimi direk sistemin yük değişimlerine paralel çalışır. Buna paralel olarak devir hızının değişimi sayesinde çekilen elektrik gücü, nominal gücün %50' sine kadar düşer.

Pompadaki basınç farkı ( $\Delta P$ ), aynı zamanda sistemin basma yüksekliği (H) ve debi (Q) ile bağlantılıdır. Anlamlı bir basınç farkına bağlı güç kontrolü yapılabilmesi, sistemdeki basma yüksekliğinin (buna bağlı olarak debinin) mutlak değişken olması şartını taşır.



Şekil 11.7. Çok kademeli pompalardaki fark basıncına bağlı kontrol sistem eğrileri

KONTROL İSTEMİ TİPİ	FONKSİYONLARI	NOTLAR
<p>ZAMAN AYARLI ON/OFF KONTOLU (t)</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zaman düğmesi ayarına göre pompanın on/off işletimi</li> <li>• Hız kontrollü pompalar için uygun kapasite ayarı (max.'dan min'a) manuel olarak ayarlanabilir</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Doğru şartlar altında bağlandığında en basit ve en pahalı olan kontrol methodudur.</li> <li>• Boru ağında ısı kaybının azaltılması (sekonder kullanım suyu)</li> </ul>
<p>ZAMAN AYARLI MAX/MIN KONTROLU (t)</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zaman düğmesi ayarına göre hız kontrolü</li> <li>• İlave fonksiyon: : on/off kontrolü uzaktan kumanda için ilave terminaller</li> <li>: Pompanın ana işletmesine hata değiştirmesi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pahalı olmayan, montajı kolay kontrol metodu</li> <li>• Kullanıcı davranışındaki değişiklikler manuel olarak ayarlanabilir</li> <li>• Gece geri ayar biçimi boyunca garantili min. sirkülasyon</li> </ul>
<p>AKIŞ SICAKLIĞINA DUYARLI KONTROL (+T)</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ayarlanmış akış sıcaklığında, sensör yardımıyla hız azaltma kontrolü: : Yüksek akış sıcaklığı ≥ yüksek hız ≥ yüksek pompa performansı : Düşük akış sıcaklığı ≥ düşük hız ≥ düşük pompa kapasitesi</li> <li>• Zaman düğmesi ayarını kullanarak min. ayara düğmeleme önceliği (gece)</li> <li>• Extra fonksiyonlar: : on/off motor kontrolü için harici düğme bağlantısı : Pompanın direkt işletimi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Yük eşleştirmeli pompa performansı</li> <li>• Fonksiyon pompa çalışma noktasının yerinden bağımsızdır.</li> <li>• Basit kontrol ayarı</li> <li>• Ayrı ayrı ısı değiştiricilerinin yük değişimlerine cevap vermede zorlanma (radyatör vb.)</li> </ul>

KONTROL SİSTEMİ TİPİ	FONKSİYONLARI	NOTLAR
<p style="text-align: center;"><b>DÖNÜŞ SICAKLIĞINA DUYARLI KONTROL (-T)</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Yükün değişken olduğu dönüş sıcaklığında, dönüş sıcaklığını baz alan sensörlerle hız azaltma kontrolü:</li> <li>: düşük dönüş sıcaklığı</li> <li>≥ yüksek hız</li> <li>≥ büyük pompa performansı</li> <li>: yüksek dönüş sıcaklığı</li> <li>≥ düşük hız</li> <li>≥ azaltılmış pompa performansı</li> <li>• Min. hız için ayarlanabilir zaman düğmesi</li> <li>• Pompanın direkt işletimi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Yük eşleştirmeli pompa performansı</li> <li>• Fonksiyon, pompanın çalışma noktasının yerinden bağımsızdır.</li> <li>• Basit kontrol ayarı</li> <li>• Aynı ayrı ısı değiştiricilerinin yük değişimlerine cevap vermekte zorlanma (radyatör vb.)</li> </ul>
<p style="text-align: center;"><b>FARK SICAKLIĞINA DUYARLI KONTROL (ΔT)</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ayarlanmış sıcaklık farkına göre fark sıcaklığı sensörleriyle azaltılmış hız kontrolü</li> <li>: Geniş sıcaklık farkı</li> <li>≥ yüksek hız</li> <li>≥ yüksek pompalama kapasitesi</li> <li>: Küçük sıcaklık farkı</li> <li>≥ düşük hız</li> <li>≥ düşük pompalama kapasitesi</li> <li>• Zaman düğmesinin ayarına göre min. ayara düğmeleme önceliği</li> <li>• Extra fonksiyonlar:</li> <li>: on/off motor kontrolü için harici düğme bağlantısı</li> <li>: Pompanın direkt işletimi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Yük eşleştirmeli pompa performansı</li> <li>• Yük belirtici bir kontrol değişkeni gibi gidiş/dönüş sıcaklığı arasındaki fark</li> <li>• Değişken akış sistemi karakteristikleri kontrol hassasiyetini etkiler</li> <li>• Fonksiyon, pompanın karakteristiği veya pompa çalışma noktasının yerinden bağımsızdır</li> </ul>

KONTROL SİSTEMİ TİPİ	FONKSİYONLARI	NOTLAR
<p style="text-align: center;"><b>FARK BASINCINA DUYARLI KONTROL (ΔP)</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ön ayarlanmış fark ölçüm seviyesinde fark basıncı yardımıyla hız azaltma kontrolü</li> <li>• Zaman düğmesi ayarına göre min. ayara düğmeleme önceliği</li> </ul> <p>Not: Sistemin termostatik vana, gece geri ayarı içerdiği durumlarda gerekli.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Extra fonksiyon: : on/off motor kontrolü için harici düğme bağlantısı : Pompanın direkt işletimi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Değişken akış sistemi karakteristiklerinde, sabit veya değişken basma ihtimali</li> <li>• Fonksiyon, pompa çalışma noktasının yerine ve pompa karakteristiklerine bağlıdır</li> <li>• Ayrı ayrı ısı değiştiricilerinin yük değişimlerine (kısılma vb.) direkt cevap verir</li> <li>• Termostatik vana yardımıyla sistem gece ayarından sonra, sabah işletimini destekler</li> </ul>

UYGULAMA YERLERİ	UYGULANMAYACAK YERLER
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bütün sekonder su sirkülasyon yerleri</li> <li>• Akışta geçici kesinti olan ısıtma sistemlerinde ve donma tehlikesinin mevcut olduğu yerlerde</li> <li>• Tek ve iki ailelik evlerde, apartmanlarda ayrı ayrı ısıtma için idealdir.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pompanın aşağıdaki gibi kontrol edilmeyen işletme şartlarında olduğu ısıtma sistemlerinde: <ul style="list-style-type: none"> <li>: donma tehlikesi</li> <li>: belli tip kazanlar için aşırı ısınmaya yol açacak minimum ihtiyacın altına düşen sirkülasyonlarda</li> <li>: kazan sıcaklığı donma noktasının altına düşen sistemlerde</li> </ul> </li> <li>(sabah çalışması esnasında büyük miktarda soğutulmuş su pompalandığında kazanda hasar meydana gelir.)</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Bütün ısıtma sistemleri sabitlenmiş işletme zamanı çevrimlidir.</li> <li>• Tek/iki ailelik sistemler için idealdir.</li> <li>• Aşveriş yerleri, resmî binalar ve okullar için idealdir.(7 gün programlı)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• İşletme çevriminin olduğu yerde</li> <li>• Sabit max. debinin gerektiği devrelerde</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pompanın sistem yük faktörüne göre çalışması istenilen akış sıcaklıklı bütün yerlerde: <ul style="list-style-type: none"> <li>: İki borulu ısıtma</li> <li>: tek borulu ısıtma</li> <li>:döşmeden ısıtma</li> </ul> </li> <li>• Çalışma noktasının kararlaştırılmadığı sistemlerde</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sabit akış sıcaklıklı sistemlerde</li> </ul>

UYGULAMA YERLERİ	UYGULANMAYACAK YERLER
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pompanın sistem yük faktörüne göre çalışması istenilen değişken dönüş sıcaklıklı bütün devrelerde: <ul style="list-style-type: none"> <li>: Kazan şönt/primer devrelerinde</li> <li>: Chiller suyu (klima)</li> <li>: Ilık hava ısıtma</li> </ul> </li> <li>• Sabit akış sıcaklığı ve kısma/ayarlama gerektirmeyen sistemlerde</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Değişken akış sistemleri. Düşük yüklerdeki azaltılmış akış daha düşük akış sıcaklıklarına yol açar; ve istenilen kontrol etkisine ters etkiler yapar. Örneğin ; : Termostatik radyatör vanalı, iki borulu ısıtma sistem devresi</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Değişken veya sabit akış sıcaklıklı, sabit akış devreleri (kısıtlanmaz)</li> <li>• Primer: <ul style="list-style-type: none"> <li>: Kazan devreleri</li> <li>: Güneş enerjisi devreleri</li> <li>: Isı geri kazanım sistemleri</li> </ul> </li> <li>• Sekonder: <ul style="list-style-type: none"> <li>: Tek borulu ısıtma</li> <li>: Döşemeden ısıtma</li> <li>: İklimlendirme</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Değişken akış sistemleri. Düşük yüklerdeki azaltılmış akış daha düşük akış sıcaklıklarına yol açar; ve istenilen kontrol etkisine ters etkiler yapar. Örneğin ; : Termostatik radyatör vanalı, iki borulu ısıtma devreleri</li> </ul>

UYGULAMA YERLERİ	UYGULANMAYACAK YERLER
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kısmının fark basıncında geniş artışlara neden olduğu değişken akış devrelerinde, ve çalışma noktasının pompa karakteristiğinin sağ bölümünde kalan değişken akış devrelerinde;</li> <li>: Termostatik vanalı iki borulu sistem</li> <li>: Kollektörlere giden primer devreler</li> <li>: Ani ısı değiştiricinin ayarlandığı klima sistemleri</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sabit akış devreleri:</li> <li>: Tek borulu ısıtma</li> <li>: Döşemeden ısıtma</li> <li>• Pompanın çalışma noktasının bilinmediği yerdeki ve karakteristik eğrinin aşağıdaki nedenlerden dolayı fark basıncında yükselmeye izin vermediği yerlerde:</li> <li>: Çalışma noktası karakteristiğin solunda yer alıyorsa</li> <li>: Çok düz karakteristiklerde</li> </ul>

Tablo 11.1.Otomatik pompa kontrol sistemleri, kontrol seçim kriterleri.

**OTOMATİK POMPA KONTROL SİSTEMLERİ  
KONTROL SEÇİM REHBERİ**

Montaj Tipi / Kontrol Tipi	Zaman Röleli Kontrol (t)	Fark Basıncı Duyarlı ( $\Delta p$ )	Akış Sıcaklığı Duyarlı (+T)	Dönüş Sıcaklığı Duyarlı (-T)	Fark Sıcaklığı Duyarlı ( $\Delta T$ )	Özellikler
Sabit akış sıcaklığında (modüle edilmemiş) termostatik vanalı ve vanasız montaj	X <sup>2</sup>	XX <sup>3</sup>	—	X <sup>3</sup>	X <sup>3</sup>	Montaj tipine bağlı olarak yük duyarlı sinyal
Bilinmeyen işleme noktalarında veya pompa eğrisinin daha üst bölgesindeki çalışma noktasında montaj	X <sup>2</sup>	—	XX	—	—	Sıcaklık farkı tanımlanamaz fark basıncında artış olmaz
Termostatik vanalı iki borulu ısıtma	X <sup>2</sup>	XX	X	—	—	Değişken akış, değişken basma
Termostatik vanasız iki borulu ısıtma	X <sup>2</sup>	—	XX	X <sup>3</sup>	—	Sabit akış, sabit basma
Termostatik vanalı ve vanasız tek borulu ısıtma	X <sup>2</sup>	—	X	X <sup>3</sup>	XX	Değişken dönüş sıcaklıklarından dolayı, sıcaklık farkı değişkendir
Radyant / döşemeden ısıtma	X <sup>2</sup>	—	XX	X	X	Sabit akış, sabit basma
Kısmi özgül ağırlık montajları	X <sup>2</sup>	—	XX <sup>3</sup>	—	—	Tanımlanmamış işletme noktası
Kazan şont/ primer devreler	—	—	X	XX	XX	Sabit akış, sabit basma
Isı pompası sistemleri	—	X <sup>3</sup>	XX <sup>3</sup>	X <sup>3</sup>	X <sup>3</sup>	Sistem çıkışına bağlı olarak gereklidir

**OTOMATİK POMPA KONTROL SİSTEMLERİ  
KONTROL SEÇİM REHBERİ**

Montaj Tipi \ Kontrol Tipi	Zaman Röleli Kontrol (t)	Fark Basıncı Duyarlı ( $\Delta p$ )	Akış Sıcaklığı Duyarlı (+T)	Dönüş Sıcaklığı Duyarlı (-T)	Fark Sıcaklığı Duyarlı ( $\Delta T$ )	Özellikler
Güneş enerjisi ile ısıtma enerji çiti	—	—	X	X	XX	Sabit akış, sabit basma
Hava ısıtıcı sistemlerde boru demeti ısıtma	—	—	—	XX	XX	Sabit akış, sabit akış sıcaklığı değişken dönüş sıcaklığı
Soğuk(chiller) su sistemleri (Klima tesisatları)	—	—	X	XX	XX	Sabit akış, sabit akış sıcaklığı değişken dönüş sıcaklığı
Bölgesel ısıtma istasyonunun alt istasyonu(direkt veya endirekt)	—	XX <sup>3</sup>	XX <sup>3</sup>	X	—	Genelde sistem çıkışına bağlı
Alt istasyonlara olan primer devreler	—	XX	X	—	—	Değişken akışla ilgili sinyal
Servis suyu sirkülasyonu	XX	—	—	—	—	Sadece "tam yük" veya off durma da (Konuda belirtilmiştir)

**XX** : Tercih edilir

**X** : İzin verilebilir

<sup>2</sup> )Tercihan daha düşük performans aralığı (bir ve iki ailelik binalar).

<sup>3</sup> )Sistem çıkışının tipine bağlı olarak izin verilebilir.

## 12. İŞLETME GİDERLERİ HESABI

Her yatırımın temeli maliyet ve kazanç analizidir. Pompalarla ilgili olarak en önemli faktörler ; işletme süresi ve karakteristiğidir. Buna bağlı olarak güç ayarı yapılmayan tek kademeli veya çok kademeli pompa ile devir hızına bağlı güç ayarı yapılan pompa arasındaki kıyaslama tablosu aşağıda verilmiştir. (Tablo 12 1)

Sirkülasyon pompaları genelde tam yük işletmesine göre (%100 yüke) seçilirler. Ama tam yük çalışması, bir ısıtma periyodunda birkaç günü kapsamaktadır. Bu demektir ki, pompa çoğu zaman kısmi yükte çalışacaktır. Kısmi yük çalışmasındaki debi zaman zaman tam yük debisinin %20 altına düşebilir. Tablodaki temel datalar; işletme saati ve işletme saatinin dağılımı, işletme tecrübelerinden alınmıştır.

Buradaki işletme giderleri sadece elektrik tasarrufunu göstermek amacıyla hazırlanmıştır. Pompanın otomatik kontrol sistemiyle devreye giriş-çıkışındaki konforu rakamlarla ifade etmek mümkün olamaz.

Yukarıdaki tabloyu tam ve eksiksiz doldurabilmek için gerekli formülasyonlar aşağıda verilmiştir :

### 12.1. ELEKTRİK MOTORUNUN ÇEKTIĞİ GÜÇ ( $P_1$ ) HESABI:

Bazı durumlarda elektrik motorunun gücü verilmemiş olabilir. Eğer pompanın mil gücü ve motor verimi biliniyorsa elektrik motorunun gücü aşağıdaki gibi hesaplanacaktır ;

$$P_1 = P_2 * (1 / \eta_m)$$

Burada;

$$P_1 = N_m = \text{Elektrik motor gücü (kW)}$$

$$P_2 = N_e = \text{Mil gücü (kW)}$$

$$\eta_m = \text{Motor verimi (\%)}$$

olarak alınır

### 12.2. DEVİR HIZI HESABI ( $n$ ):

Devir hızının hesaplanmasında iki farklı yöntem vardır. Bunlardan ilki sıcaklık kontrolünün kullanıldığı güç ayarlamalarında, ikincisi ise basınç kontrolünün kullanıldığı güç ayarlamalarındaki uygulamalardır.

#### 12.2.1. Sıcaklık Kontrolünün ( $\pm T$ veya $\Delta T$ ) Kullanıldığı Sistemlerdeki Devir Hızı Hesabı:

İşletme tecrübelerinden ;

$$\text{Tam Yük İşletiminde : } n_T = n_N \text{ (%100)}$$

$$\text{Kısmi Yük İşletiminde : } n_K = n_N * 0.85$$

$$\text{Hafif Yük İşletiminde : } n_H = n_N * 0.7$$

$$\text{Gece İşletmesinde : } n_G = n_N * 0.6$$

olacağı kabul edilir. Burada ;

$$n_N = \text{Nominal devir hızı (dev./ dak.)}$$

$$n_T = \text{Tam yük işletmesindeki devir hızı (dev./ dak.)}$$

$$n_K = \text{Kısmi yük işletmesindeki devir hızı (dev./ dak.)}$$

$$n_H = \text{Hafif yük işletmesindeki devir hızı (dev./ dak.)}$$

$$n_G = \text{Gece işletmesindeki devir hızı (dev./ dak.) ' dır.}$$

### 12.2.2. Basınç Kontrolünün ( $\Delta P$ ) Kullanıldığı Sistemlerdeki Devir Hızı Hesabı:

Burada devir hızının, basma yüksekliği ve debi arasındaki orantılardan yola çıkarak hesaplamalar yapılır. Buna göre ;

$$\begin{aligned} \text{Tam Yük İşletiminde :} & \quad n_T = n_N \\ \text{Kısmi Yük İşletiminde :} & \quad n_K = n_N * (H_A / H_K)^{1/2} \\ \text{Hafif Yük İşletiminde :} & \quad n_H = n_N * (H_A / H_H)^{1/2} \\ \text{Gece İşletmesinde :} & \quad n_G = n_N * 0.6 \end{aligned}$$

formülasyonları kullanılır. Burada ;

$H_A$  = Arzu edilen basma yüksekliği (mSS)

$H_K$  = Kısmi yükteki basma yüksekliği (mSS)

$H_H$  = Hafif yükteki basma yüksekliği (mSS) değerleridir.

Basma yüksekliği değerlerine ulaşmak için debi ile devir hızı değişim oranlarından faydalanılır.

$$\text{Kısmi yükteki debi :} \quad Q_K = Q_T * 0.65$$

$$\text{Hafif yükteki debi :} \quad Q_H = Q_T * 0.30$$

$$\text{Gece işletmesinde debi :} \quad Q_G = Q_T * (2/3)$$

alır ve pompa karakteristik eğrisiyle kesleştirilerek basma yüksekliği değerleri okunur.

Burada;

$$Q_T = \text{Tam yükteki debi (m}^3\text{/h)}$$

$$Q_K = \text{Kısmi yükteki debi (m}^3\text{/h)}$$

$$Q_H = \text{Hafif yükteki debi (m}^3\text{/h)}$$

$$Q_G = \text{Gece işletmesindeki debi (m}^3\text{/h) ' dir.}$$

### 12.3. ELEKTRİK MOTORUNUN GÜÇ HESABI

Elektrik motorunun gücü, devir hızı değişimlerine bağlıdır ve ;

$$\text{Tam yükte çektiği güç :} \quad P_{1T} = (P_{1\text{ ist}} / \eta_T) * (n_T / n_N)^3$$

$$\text{Kısmi yükte çektiği güç :} \quad P_{1K} = (P_{1\text{ ist}} / \eta_K) * (n_K / n_N)^3$$

$$\text{Hafif yükte çektiği güç :} \quad P_{1H} = (P_{1\text{ ist}} / \eta_H) * (n_H / n_N)^3$$

$$\text{Gece işletmesindeki güç :} \quad P_{1G} = (P_{1\text{ ist}} / \eta_G) * (n_G / n_N)^3$$

formüllerinden faydalanılarak hesap edilir. Burada;

$P_1 T$  = Tam yükte çekilen güç (kW)

$P_1 K$  = Kısmi yükte çekilen güç (kW)

$P_1 H$  = Hafif yükte çekilen güç (kW)

$P_1 G$  = Gece işletiminde çekilen güç (kW)

$P_1 ist$  = Yük değişimindeki debi değerlerine karşılık gelen güç tüketimi (kW)

$\eta_F$  = Otomasyon cihazının verimi (%) (%85~95 arasında olup, hesaplamalarda %90 kabul edilmiştir.) ' dir.



## 13. UYGULAMALAR

### 13.1. UYGULAMALAR I.

Bir ısıtma sisteminde, proje safhasında yapılan hesaplamalar sonucunda tesisata basılması arzulanan debi miktarı  $16 \text{ m}^3/\text{h}$  ve sistemin basma yüksekliği  $4.2 \text{ mSS}$  olarak bulunmuştur. Bu değerler ışığında çok kademeli bir pompa seçimi yapılarak, sisteme takılması planlanan bu pompanın, bir ısıtma sezonu boyunca sabit devir hızıyla işletilmesi ile fark basıncına bağlı güç kontrol cihazının kullanılması halinde elde edilecek elektrik enerjisi tasarrufu ve işletim giderleri tasarrufu hesaplanmıştır.

Fark basıncına bağlı güç kontrolündeki devir hızı hesabına göre;

$$\begin{aligned} n_T &= n_N && = 2700 \text{ (dev./ dak.)} \\ n_K &= n_N * (H_A / H_K)^{1/2} = 2700 * (4.2 / 7.3) = 2056 \text{ (dev./ dak.)} \\ n_H &= n_N * (H_A / H_H)^{1/2} = 2700 * (4.2 / 9.4) = 1811 \text{ (dev./ dak.)} \\ n_G &= n_N * 0.6 && = 2700 * 0.6 && = 1620 \text{ (dev./ dak.)} \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Değişik yüklerdeki hesaplanan devir hızlarına göre şebekeden çekilecek güç miktarları ;

$$\begin{aligned} P_{1T} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_T / n_N)^3 = (0.650 / 0.9) * (2700 / 2700)^3 = 0.72 \text{ kW} \\ P_{1K} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_K / n_N)^3 = (0.625 / 0.9) * (2056 / 2700)^3 = 0.30 \text{ kW} \\ P_{1H} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_H / n_N)^3 = (0.545 / 0.9) * (1811 / 2700)^3 = 0.18 \text{ kW} \\ P_{1G} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_G / n_N)^3 = (0.613 / 0.9) * (1620 / 2700)^3 = 0.15 \text{ kW} \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.

Kademesiz işletimdeki enerji tüketimi	$E = 3575 \text{ kWh/yıl}$
Kademe ayarlı işletimdeki enerji tüketimi	$\Sigma E = 1160 \text{ kWh/yıl}$
Gerçekleştirilen elektrik enerjisi tasarrufu	$\Delta E = 2415 \text{ kWh/yıl}$
Konut kullanımları için işletim giderlerindeki tasarruf	$\Delta K = 4830000 \text{ TL/yıl}$
Sanayi kullanımları için işletim giderlerindeki tasarruf	$\Delta K = 7245000 \text{ TL/yıl}$ 'dır.

Isıtma Sirkulasyon Pompası	Bir ısıtma devresinde 5500 h/yıl çalışma süresince;		
%2	=110 h/yıl Tam yük	= % 100 güç/debi	$\eta_T = \% 100$
%25	=1370 h/yıl Kısmi yük	= % 65 güç/debi	$\eta_K = \% 76$
%40	=2200 h/yıl Hafif yük	= % 30 güç/debi	$\eta_H = \% 67$
%33	=1820 h/yıl Gece İşletimi	= % 66 güç/debi	$\eta_G = \% 60$
<b>Pompa Tipi: S 50/100r</b>	<b>Q= 16 m<sup>3</sup>/h</b>	<b>H= 4.2 mSS</b>	<b>Kumanda tipi: AP</b>
<b>Kademesiz (sabit devirli)</b>	<b>●Sabit devir kademesinde çektiği güç</b>	<b>P<sub>1</sub> = 0.65 kW</b>	<b>Q= 16 m<sup>3</sup>/h</b>
	<b>●Enerji tüketimi E= 0.65 kW * 5500 h/yıl</b>		<b>E= 3575 kWh/yıl</b>
<b>Hız Kontrolü</b>	<b>●Çektiği güç</b>	Tam yükte =%100	<b>P<sub>1</sub> T= 0.72 kW</b>
		Kısmi yükte =% 76	<b>P<sub>1</sub> K= 0.30 kW</b>
		Hafif yükte =% 67	<b>P<sub>1</sub> H= 0.18 kW</b>
		Gece işletiminde =% 60	<b>P<sub>1</sub> G= 0.15 kW</b>
	<b>●Enerji tüketimi:</b>	<b>E<sub>T</sub> = 0.72 kW * 110 h/yıl</b>	<b>E<sub>T</sub> = 79.2 kWh/yıl</b>
		<b>E<sub>K</sub> = 0.30 kW * 1370 h/yıl</b>	<b>E<sub>K</sub> = 411 kWh/yıl</b>
		<b>E<sub>H</sub> = 0.18 kW * 2200 h/yıl</b>	<b>E<sub>H</sub> = 396 kWh/yıl</b>
		<b>E<sub>G</sub> = 0.15 kW * 1820 h/yıl</b>	<b>E<sub>G</sub> = 273 kWh/yıl</b>
		<b>Toplam enerji tüketimi; <math>\Sigma E</math></b>	<b>= 1160 kWh/yıl</b>
<b>Enerji Tasarrufu</b>	<b>AE=Sabit devirli İşletim-Devir hızlı İşletim= 3575 kWh/yıl - 1160 kWh/yıl</b>	<b>AE= 2415 kWh/yıl</b>	
<b>İşletme Giderlerindeki Tasarruf</b>	<b>AK=Elektrik birim ücreti*AE ●2000 TL/kWh (konut için) * 2415 kWh/yıl</b>	<b>AK= 4830000 TL/yıl</b>	
	<b>●3000 TL/kWh (sanayi için) * 2415 kWh/yıl</b>	<b>AK= 7245000 TL/yıl</b>	

## 13.2. UYGULAMALAR II

Bir ısıtma sisteminde, proje safhasında yapılan hesaplamalar sonucunda tesisata basılması arzulan debi miktarı  $200 \text{ m}^3/\text{h}$  ve sistemin basma yüksekliği  $15.6 \text{ mSS}$  olarak bulunmuştur. Bu değerler ışığında sabit devirli bir pompa seçimi yapılarak, sisteme takılması planlanan bu pompanın bir ısıtma sezonu boyunca sabit devir hızıyla işletilmesi ile fark basıncına bağlı güç kontrol cihazının kullanılması halinde elde edilecek elektrik enerjisi tasarrufu ve işletim giderleri tasarrufu hesaplanmıştır.

Fark basıncına bağlı güç kontrolündeki devir hızı hesabına göre;

$$\begin{aligned} n_T &= n_N && = 1400 \text{ (dev./ dak.)} \\ n_K &= n_N * (H_A / H_K)^{1/2} = 1400 * (15.6 / 19) = 1275 \text{ (dev./ dak.)} \\ n_H &= n_N * (H_A / H_H)^{1/2} = 1400 * (15.6 / 21) = 1212 \text{ (dev./ dak.)} \\ n_G &= n_N * 0.6 && = 1400 * 0.6 && = 840 \text{ (dev./ dak.)} \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Değişik yüklerdeki hesaplanan devir hızlarına göre şebekeden çekilecek güç miktarları ;

$$\begin{aligned} P_{1T} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_T / n_N)^3 = (11.0 / 0.95) * (1400 / 1400)^3 = 11.58 \text{ kW} \\ P_{1K} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_K / n_N)^3 = (10.2 / 0.95) * (1275 / 1400)^3 = 8.17 \text{ kW} \\ P_{1H} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_H / n_N)^3 = (9.8 / 0.95) * (1212 / 1400)^3 = 6.71 \text{ kW} \\ P_{1G} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_G / n_N)^3 = (7.0 / 0.95) * (840 / 1400)^3 = 1.63 \text{ kW} \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.

Normal işletimdeki enerji tüketimi	$E = 68750 \text{ kWh/yıl}$
Kademe ayarlı işletimdeki enerji tüketimi	$\Sigma E = 30196 \text{ kWh/yıl}$
Gerçekleştirilen elektrik enerjisi tasarrufu	$\Delta E = 38554 \text{ kWh/yıl}$
Konut kullanıcıları için işletim giderlerindeki tasarruf	$\Delta K = 77108000 \text{ TL/yıl}$
Sanayi kullanıcıları için işletim giderlerindeki tasarruf	$\Delta K = 115662000 \text{ TL/yıl}$ 'dır.

Isıtma Sirkulasyon Pompası		Bir ısıtma devresinde 5500 h/yıl çalışma süresince;	
%2	=110 h/yıl Tam yük	= % 100 güç/debi	$\eta_T = \% 100$
%25	=1370 h/yıl Kısmi yük	= % 65 güç/debi	$\eta_K = \% 91$
%40	=2200 h/yıl Hafif yük	= % 30 güç/debi	$\eta_H = \% 86$
%33	=1820 h/yıl Gece İşletimi	= % 66 güç/debi	$\eta_G = \% 60$
Pompa Tipi: <b>IPn150/250</b>		Seçim Dataları: $Q= 200 \text{ m}^3/\text{h}$	Kumanda tipi: <b>AP</b>
Kadememiz (sabit devirli)		Sabit devir kademesinde çektiği güç $P_1 = 12.5 \text{ kW}$	$Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$
Enerji tüketimi $E = 12.5 \text{ kW} * 5500 \text{ h/yıl}$			$E = 68750 \text{ kWh/yıl}$
Hız Kontrolü		Çektiği güç	Tam yükte $P_1 T = 11.58 \text{ kW}$
			Kısmi yükte $P_1 K = 8.17 \text{ kW}$
			Hafif yükte $P_1 H = 6.71 \text{ kW}$
			Gece işletiminde $P_1 G = 1.63 \text{ kW}$
Enerji tüketimi:		$E_T = 11.58 \text{ kW} * 110 \text{ h/yıl}$	$E_T = 1274 \text{ kWh/yıl}$
		$E_K = 8.17 \text{ kW} * 1370 \text{ h/yıl}$	$E_K = 11193 \text{ kWh/yıl}$
		$E_H = 6.71 \text{ kW} * 2200 \text{ h/yıl}$	$E_H = 14762 \text{ kWh/yıl}$
		$E_G = 1.63 \text{ kW} * 1820 \text{ h/yıl}$	$E_G = 2967 \text{ kWh/yıl}$
		Toplam enerji tüketimi; $\Sigma E$	$= 30196 \text{ kWh/yıl}$
Enerji Tasarrufu		AE=Sabit devirli işletim-Devir hızlı işletim= $68750 \text{ kWh/yıl} - 30196 \text{ kWh/yıl}$	AE= $38554 \text{ kWh/yıl}$
İşletme Giderlerindeki Tasarruf		AK=Elektrik birim ücreti*AE •2000 TL/kWh (konut için) * $38554 \text{ kWh/yıl}$	AK= $77108000 \text{ TL/yıl}$
		•3000 TL/kWh (sanayi için) * $38554 \text{ kWh/yıl}$	AK= $115662000 \text{ TL/yıl}$

### 13.3. UYGULAMALAR III

Bir ısıtma sisteminde, proje safhasında yapılan hesaplamalar sonucunda tesisata basılması arzulanan debi miktarı  $60 \text{ m}^3/\text{h}$  ve sistemin basma yüksekliği  $7.5 \text{ mSS}$  olarak bulunmuştur. Bu değerler ışığında çok kademeli bir pompa seçimi yapılarak, sisteme takılması planlanan bu pompanın, bir ısıtma sezonu boyunca sabit devir hızıyla işletilmesi ile akış sıcaklığına bağlı güç kontrol cihazının kullanılması halinde elde edilecek elektrik enerjisi tasarrufu ve işletim giderleri tasarrufu hesaplanmıştır.

Akış sıcaklığına bağlı güç kontrolündeki devir hızı hesabına göre;

$$\begin{aligned} n_T &= n_N = 1400 \text{ (dev./ dak.)} \\ n_K &= n_N * 0.85 = 1400 * 0.85 = 1190 \text{ (dev./ dak.)} \\ n_H &= n_N * 0.70 = 1400 * 0.70 = 980 \text{ (dev./ dak.)} \\ n_G &= n_N * 0.60 = 1400 * 0.60 = 840 \text{ (dev./ dak.)} \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Değişik yüklerdeki hesaplanan devir hızlarına göre şebekeden çekilecek güç miktarları ;

$$\begin{aligned} P_{1T} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_T / n_N)^3 = (3.20 / 0.9) * (1400 / 1400)^3 = 3.56 \text{ kW} \\ P_{1K} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_K / n_N)^3 = (2.83 / 0.9) * (1190 / 1400)^3 = 1.92 \text{ kW} \\ P_{1H} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_H / n_N)^3 = (2.33 / 0.9) * (980 / 1400)^3 = 0.88 \text{ kW} \\ P_{1G} &= (P_{1\text{ ist}} / \eta_F) * (n_G / n_N)^3 = (2.73 / 0.9) * (840 / 1400)^3 = 0.67 \text{ kW} \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.

Kademesiz işletimdeki enerji tüketimi	$E = 15675 \text{ kWh/yıl}$
Kademe ayarlı işletimdeki enerji tüketimi	$\Sigma E = 6177 \text{ kWh/yıl}$
Gerçekleştirilen elektrik enerjisi tasarrufu	$\Delta E = 9498 \text{ kWh/yıl}$
Konut kullanımları için işletim giderlerindeki tasarruf	$\Delta K = 18996000 \text{ TL/yıl}$
Sanayi kullanımları için işletim giderlerindeki tasarruf	$\Delta K = 28494000 \text{ TL/yıl}$ 'dır.

Isıtma Sirkulasyon Pompası		Bir ısıtma devresinde 5500 h/yıl çalışma süresince;	
%2	=110 h/yıl Tam yük	= % 100 güç/debi	$\eta_T = \% 100$
%25	=1370 h/yıl Kısmi yük	= % 65 güç/debi	$\eta_K = \% 85$
%40	=2200 h/yıl Hafif yük	= % 30 güç/debi	$\eta_H = \% 70$
%33	=1820 h/yıl Gece İşletimi	= % 66 güç/debi	$\eta_G = \% 60$
Pompa Tipi: P 100/200r		Q= 60 m <sup>3</sup> /h	Kumanda tipi:+T
Kademersiz (sabit devirli)		H= 7.5 mSS	Q= 40 m <sup>3</sup> /h
● Seçim Dataları:		P <sub>1</sub> = 2.85 kW	E= 15675 kWh/yıl
● Sabit devir kademesinde çektiği güç			
● Enerji tüketimi E=2.85*kW * 5500 h/yıl			
Hız Kontrolü			
● Çektiği güç	Tam yükte	=%100	P <sub>1</sub> T= 3.56 kW
	Kısmi yükte	=%85	P <sub>1</sub> K= 1.92 kW
● Enerji tüketimi:	Hafif yükte	=%70	P <sub>1</sub> H= 0.88 kW
	Gece işletiminde	=%60	P <sub>1</sub> G= 0.67 kW
	E <sub>T</sub> = 3.56* kW*110 h/yıl		E <sub>T</sub> = 391 kWh/yıl
	E <sub>K</sub> = 1.92* kW*1370 h/yıl		E <sub>K</sub> = 2630 kWh/yıl
	E <sub>H</sub> = 0.88* kW*2200 h/yıl		E <sub>H</sub> = 1936 kWh/yıl
	E <sub>G</sub> = 0.67* kW*1820 h/yıl		E <sub>G</sub> = 1220 kWh/yıl
Toplam enerji tüketimi; $\Sigma E$			= 6177 kWh/yıl
Enerji Tasarrufu		AE=Sabit devirli işletim-Devir hızlı işletim=15675kWh/yıl-6177	AE= 9498 kWh/yıl
İşletme Giderlerindeki Tasarruf		AK=Elektirik birim ücreti* AE •2000 TL/kWh (konut için)* 9498	AK= 18996000 TL/yıl
		•3000 TL/kWh (sanayi için)* 9498	AK= 28494000 TL/yıl

## SONUÇ

Pompa kullanımında gerçekleştirebilecek enerji tasarrufu ve bunun gerek çevre, gerekse ekonomi olarak hangi boyutlarda önem taşıdığını belirleyebilmek için, **'Binaların ısıtma sistemlerinde kullanılan sirkülasyon pompaları'** ile ilgili araştırmanın bazı çarpıcı sonuçları şunlar olmuştur:

- 1) 1 kWh elektrik üretilebilmesi için petrol bazlı yakıt kullanılan bir termik santral atmosfere 0,56 kg CO<sub>2</sub> gazı aktarmaktadır.
- 2) Müstakil konutlarda kullanılan elektrik enerjisinin %10 ile %15 kadarı apartman tarzı binalarda ise kullanılan elektriğin %5 ile %8 kadarı ısıtma sistemindeki pompalarca sarf edilmektedir.
- 3) Isıtma, kullanma ve boyler sirkülasyon pompalarının senelik kullanım süresi ortalaması 5300~5500 saat kadardır.
- 4) Sirkülasyon pompalarının seçim hesabının tarzı ve ön görülen emniyet katsayıları dolayısıyla pompalar kullanım ömürlerinin aslında sadece %2 ile %5 arasındaki bir süre tam kapasite çalışmak mecburiyetindedir.
- 5) 1991 yılında Almanya'da yapılan bir çalışmada hali hazırda işletimde olan sirkülasyon pompalarından sabit devirli olanların değişken debili hale getirilmesi ile gerçekleşecek elektrik tasarrufu, yaklaşık 2,5 milyar kWh / yıl olacağı ve böylece atmosfere yılda 1,5 milyon ton daha az CO<sub>2</sub> gazı atılması anlamını taşıdığı belirlenmiştir.

**Bu gerçeklerden hareketle Almanya' da 22 Mart 1994 tarihinde çıkarılan bir kanunla 1 Ocak 1996 tarihinden geçerli olmak üzere gerek restorasyon, gerekse yeni projelerde sabit devirli veya devir hızı kademeli olarak ayarlanabilen sirkülasyon pompalarının kullanımı yasaklanmış ve debisini tesisat şartlarına göre otomatik olarak ayarlayan pompa sistemlerinin kullanılması zorunlu hale getirilmiştir.**

**KAYNAKLAR**

- 1-KSB Yayınları, 1994., Santrifüj Pompa Teknik El Kitabı, Ankara
- 2-TMMOB Yayınları, 1994. Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı: 15, İstanbul
- 3-T.C. Sanayi ve Ticaret Bakanlığı, 12-16 Eylül 1988. Sanayide Pompa Uygulamaları ve Seçimi, SEGEM Semineri, İstanbul
- 4-WILO Yayınları, 1992. Sıcak Su Sirkülasyon Pompaları Eğitim Bülteni, İstanbul
- 5-WILO Yayınları, 1993. Pump Design Manuel, Automatic Pump Control Systems, Dortmund
6. WILO Yayınları, 1992. Pumpentechnik, Grundlagen und Anwendung, Dortmund
7. WILO Yayınları, 1991. Pumpenleistungsregelung, Grundlagen, Dortmund
8. WILO Yayınları, 1991. Umwälzpumpen Schalt und Regelsysteme, Dortmund
9. WILO Yayınları, 1992. Stufenlose Leistungsregelung, Dortmund
10. WILO Yayınları, 1992. Innovative Technik in Pumpen, Dortmund

**Kütle kg (Kilogram) Sıcaklık K (Kelvin)  
El. Akımı A (Amper)**

Fiziksel büyüklük	Formül Adı	Birimi	Kullanılan diğer birimler	Açıklamalar
Uzunluk	l	m	μm, mm, cm, dm, km	1 a = 10 <sup>2</sup> m <sup>2</sup> 1 ha = 10 <sup>2</sup> a = 10 <sup>4</sup> m <sup>2</sup>
Alan	A	m <sup>2</sup>	mm <sup>2</sup> , cm <sup>2</sup> , dm <sup>2</sup> , km <sup>2</sup> , a, ha	1 l = 1 dm <sup>3</sup> = 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>
Hacim	V	m <sup>3</sup>	mm <sup>3</sup> , cm <sup>3</sup> , l, dm <sup>3</sup>	1 t = 1 Mg = 10 <sup>3</sup> kg
Kütle	m	kg	μg, mg, g, t, Mg	
Özgül Ağırlık	ρ (rho)	kg / m <sup>3</sup>	$\frac{g}{cm^3}, \frac{t}{m^3}$	
Debi	V, Q	$\frac{m^3}{s}$	$\frac{l}{h}, \frac{l}{min}, \frac{l}{s}, \frac{m^3}{h}, \frac{m^3}{min}$	
Kütlesel Debi	m	$\frac{kg}{s}$	$\frac{kg}{min}, \frac{t}{h}, \frac{t}{min}$	
Kuvvet	F	N (Newton)	mN, kN, MN	1 kg m = 1 N $\frac{1}{s^2}$
Basınç	p	Pa (Pascal)	bar, mbar $\frac{N}{m^2}, \frac{N}{cm^2}, \frac{N}{mm^2}$	1 N = 10 <sup>-5</sup> bar = 1 Pa 1 bar = 10 <sup>5</sup> Pa
İş, Enerji, Isı Miktarı	A, E, Q	J (Joule)	kJ, MJ, Nm, Ws, kWh	1 Nm = 1 Ws = 1 J 1 kWh = 3,6 · 10 <sup>6</sup> J
Basma Yüksekliği	H	m (eşus Nm/N)		
Çiğ	P	W (Watt)	mW, kW, MW, GW $\frac{J}{s}, \frac{kJ}{s}, \frac{Nm}{s}$	1 $\frac{J}{s}$ = 1 $\frac{Nm}{s}$ = 1 W
Sıcaklık	T, t	K (Kelvin)	°C	-273,15°C = 0 K 0°C = 273,15 K 100°C = 373,15 K
Özgül ısı kapasitesi	c	$\frac{J}{kg K}$	$\frac{kJ}{kg K}$	
Dinamik Viskozite	η (eta)	Pa s (Pascal s)	mPa s, $\frac{Ns}{m^2}$	1 $\frac{Ns}{m^2}$ = 1 Pa s
Kinematik Viskozite	ν (nu)	$\frac{m^2}{s}$	$\frac{mm^2}{s}$	$\frac{1}{g}$
Birimler arasındaki çevirimler				1 $\frac{kps^2}{m}$ = 9,80665 kg; 1 Pfund = 0,5 kg 1 Zitr = 50 kg; 1 dz = 100 g γ = ρ · g 1 dyn = 10 <sup>-5</sup> N; 1 kp = 9,80665 N 1 $\frac{kp}{cm^2}$ = 1 at = 0,980665 bar ≈ 1 bar 1 atm = 1,01325 bar ≈ 1 bar 1 mWS = 0,1 at = 0,0980665 bar ≈ 0,1 bar 1 Torr = 1 mm Hg = 1,333 mbar 1 erg = 0,1 μJ; 1 kpm = 9,80665 J 1 cal = 4,1868 J; 1 PSh = 0,7355 kWh = 2,6478 MJ 1 $\frac{kpm}{s}$ = 9,80665 W; 1 PS = 735,499 W 1 $\frac{kcal}{s}$ = 4,1868 kW; 1 $\frac{kcal}{h}$ = 1,163 W 1 °K = 1 K 1 grd = 1 K 1 $\frac{kcal}{kg \cdot grd}$ = 1 $\frac{cal}{g \cdot grd}$ = 4,1868 $\frac{kJ}{kg K}$ 1 P = 0,1 Pa s 1 St = 10 <sup>-4</sup> $\frac{m^2}{s}$

Teknik Bilgi

1 Buharlařma Basıncı  $p_D$  ve Su Yoğunluğu  $\rho$

T K	$p_D$ bar	$\rho$ kg/dm <sup>3</sup>	t °C	T K	$p_D$ bar	$\rho$ kg/dm <sup>3</sup>	t °C	T K	$p_D$ bar	$\rho$ kg/dm <sup>3</sup>
273.15	0.00611	0.9998					138	411.15	3.414	0.9276
274.15	0.00657	0.9999	61	334.15	0.2086	0.9826	140	413.15	3.614	0.9258
275.15	0.00706	0.9999	62	335.15	0.2184	0.9821	145	418.15	4.155	0.9214
276.15	0.00758	0.9999	63	336.15	0.2286	0.9816	150	423.15	4.760	0.9168
277.15	0.00813	1.0000	64	337.15	0.2391	0.9811	155	428.15	5.433	0.9121
278.15	0.00872	1.0000	65	338.15	0.2501	0.9805	160	433.15	6.181	0.9073
279.15	0.00935	1.0000	66	339.15	0.2615	0.9799	165	438.15	7.008	0.9024
280.15	0.01001	0.9999	67	340.15	0.2733	0.9793	170	433.15	7.920	0.8973
281.15	0.01072	0.9999	68	341.15	0.2856	0.9788	175	448.15	8.924	0.8921
282.15	0.01147	0.9998	69	342.15	0.2984	0.9782	180	453.15	10.027	0.8869
283.15	0.01227	0.9997	70	343.15	0.3116	0.9777	185	458.15	11.233	0.8815
284.15	0.01312	0.9997	71	344.15	0.3253	0.9770	190	463.15	12.551	0.8760
285.15	0.01401	0.9996	72	345.15	0.3396	0.9765	195	468.15	13.987	0.8704
286.15	0.01497	0.9994	73	346.15	0.3543	0.9760	200	473.15	15.55	0.8647
287.15	0.01597	0.9993	74	347.15	0.3696	0.9753	205	478.15	17.243	0.8588
288.15	0.01704	0.9992	75	348.15	0.3855	0.9748	210	483.15	19.077	0.8528
289.15	0.01817	0.9990	76	349.15	0.4019	0.9741	215	488.15	21.060	0.8467
290.15	0.01936	0.9988	77	350.15	0.4189	0.9735	220	493.15	23.198	0.8403
291.15	0.02062	0.9987	78	351.15	0.4365	0.9729	225	498.15	25.501	0.8339
292.15	0.02196	0.9985	79	352.15	0.4547	0.9723	230	503.15	27.976	0.8273
293.15	0.02337	0.9983	80	353.15	0.4736	0.9716	235	508.15	30.632	0.8205
294.15	0.02485	0.9981	81	354.15	0.4931	0.9710	240	513.15	33.478	0.8136
295.15	0.02642	0.9978	82	355.15	0.5133	0.9704	245	518.15	36.523	0.8065
296.15	0.02808	0.9976	83	356.15	0.5342	0.9697	250	523.15	39.776	0.7992
297.15	0.02982	0.9974	84	357.15	0.5557	0.9691	255	528.15	43.246	0.7916
298.15	0.03166	0.9971	85	358.15	0.5780	0.9684	260	533.15	46.943	0.7839
299.15	0.03360	0.9968	86	359.15	0.6011	0.9678	265	538.15	50.877	0.7759
300.15	0.03564	0.9966	87	360.15	0.6249	0.9671	270	543.15	55.058	0.7678
301.15	0.03778	0.9963	88	361.15	0.6495	0.9665	275	548.15	59.496	0.7593
302.15	0.04004	0.9960	89	362.15	0.6749	0.9658	280	553.15	64.202	0.7505
303.15	0.04241	0.9957	90	363.15	0.7011	0.9652	285	558.15	69.186	0.7415
304.15	0.04491	0.9954	91	364.15	0.7281	0.9644	290	563.15	74.461	0.7321
305.15	0.04753	0.9951	92	365.15	0.7561	0.9638	295	568.15	80.037	0.7223
306.15	0.05029	0.9947	93	366.15	0.7849	0.9630	300	573.15	85.927	0.7122
307.15	0.05318	0.9944	94	367.15	0.8146	0.9624	305	578.15	92.144	0.7017
308.15	0.05622	0.9940	95	368.15	0.8453	0.9616	310	583.15	98.700	0.6906
309.15	0.05940	0.9937	96	369.15	0.8769	0.9610	315	588.15	105.61	0.6791
310.15	0.06274	0.9933	97	370.15	0.9094	0.9602	320	593.15	112.89	0.6669
311.15	0.06624	0.9930	98	371.15	0.9430	0.9596	325	598.15	120.56	0.6541
312.15	0.06991	0.9927	99	372.15	0.9776	0.9586	330	603.15	128.63	0.6404
313.15	0.07375	0.9923	100	373.15	1.0133	0.9581	340	613.15	146.05	0.6102
314.15	0.07777	0.9919	102	375.15	1.0878	0.9567	350	623.15	165.35	0.5743
315.15	0.08198	0.9915	104	377.15	1.1668	0.9552	360	633.15	186.75	0.5275
316.15	0.08639	0.9911	106	379.15	1.2504	0.9537	370	643.15	210.54	0.4518
317.15	0.09100	0.9907	108	381.15	1.3390	0.9522	374.15	647.30	221.2	0.3154
318.15	0.09582	0.9902	110	383.15	1.4327	0.9507				
319.15	0.10086	0.9898	112	385.15	1.5316	0.9491				
320.15	0.10612	0.9894	114	387.15	1.6362	0.9476				
321.15	0.11162	0.9889	116	389.15	1.7465	0.9460				
322.15	0.11736	0.9884	118	391.15	1.8628	0.9445				
323.15	0.12335	0.9880	120	393.15	1.9854	0.9429				
324.15	0.12961	0.9876								
325.15	0.13613	0.9871	122	395.15	2.1145	0.9412				
326.15	0.14293	0.9866	124	397.15	2.2504	0.9396				
327.15	0.15002	0.9862	126	399.15	2.3933	0.9379				
328.15	0.15741	0.9857	128	401.15	2.5435	0.9362				
329.15	0.16511	0.9852	130	403.15	2.7013	0.9346				
330.15	0.17313	0.9846								
331.15	0.18147	0.9842	132	405.15	2.8670	0.9328				
332.15	0.19016	0.9837	134	407.15	3.041	0.9311				
333.15	0.19920	0.9832	136	409.15	3.223	0.9294				

**ÖZGEÇMİŞ****Adı Soyadı** Harun Serdar SAYILGAN**Baba Adı** Mustafa Kemal**Ana Adı** Ürker**Doğum Tarihi** 13 Mayıs 1970**Doğum Yeri** Bakırköy-İstanbul**Öğrenim Durumu;****İlkokul** 50. Yıl Ahmet Merter İlkokulu**Giriş** 1976**Mezuniyet** 1981**Ortaokul** 50. Yıl Ahmet Merter Ortaokulu**Giriş** 1981**Mezuniyet** 1984**Lise** Haydarpaşa Teknik Lisesi**Giriş** 1984**Mezuniyet** 1988**Üniversite** Yıldız Üniversitesi Makina Mühendisliği Isı Proses Bölümü**Giriş** 1988**Mezuniyet** 1992**Yüksek Lisans"** Yıldız Teknik Üniversitesi F. B. E. Isı Proses Bölümü**Giriş** 1992**Mezuniyet** Devam Ediyor