

67814

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

IN LINE POMPALAR

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Mak. Müh. Tayfun KARAGÜÇ

F.B.E. Makine Müh. Anabilim Dalı Isı Proses Bilim Dalında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR

üye Prof. Dr. Doğan Özgür  
prof. Dr. Doğan Özgür  
Y. Doç. Dr. N. VARDAR

İSTANBUL, 1997

### III

## İÇİNDEKİLER

|   |             |
|---|-------------|
| <b>ŞEKİL LİSTESİ</b>  | <b>IV</b>   |
| <b>TABLO LİSTESİ</b>  | <b>V</b>    |
| <b>TEŞEKKÜR</b>   | <b>VI</b>   |
| <b>TÜRKÇE ÖZET</b>  | <b>VII</b>  |
| <b>YABANCI DİLDE (İNGİLİZCE ÖZET)</b>                       | <b>VIII</b> |
| <b>1. GİRİŞ</b>   | <b>1</b>    |
| <b>2. ISITMA DEVRELERİNDE IN-LINE SİRKÜLASYON POMPALARI</b> | <b>4</b>    |
| 2.1. Islak Rotorlu In Line Sirkülasyon Pompaları            | 7           |
| 2.2. Kuru Rotorlu Pompalar                                  | 12          |
| <b>3. POMPALARIN ÇALIŞMA PRENSİBİ</b>                       | <b>15</b>   |
| <b>4. SİRKÜLASYON POMPASI SEÇİMİ</b>                        | <b>17</b>   |
| 4.1 Kullanma Suyu Basınçlandırma Tesis                      | 21          |
| <b>5. POMPA VERİMİ</b>                                      | <b>22</b>   |
| <b>6. POMPA SEÇİM KRİTERLERİ</b>                            | <b>25</b>   |
| 6.1. Radyatör Karakterinin Etkisi                           | 27          |
| 6.2. Optimum Hız Değişim Sınırları                          | 29          |
| <b>7. SİSTEM GÜRÜLTÜ KONTROLÜ</b>                           | <b>31</b>   |
| 7.1. Çalışma/Rezonans Gürültüsü                             | 32          |
| 7.2. Kaviteasyon Gürültüsü                                  | 33          |
| 7.3. Akış Gürültüsü   | 33          |
| 7.4. Termostatik Vana Gürültüsü                             | 34          |
| <b>8. YÜKE BAĞLI POMPA KONTROLU</b>                         | <b>36</b>   |
| <b>9. SICAK SULU ISITMA SİSTEMLERİNDE SİRK. POM. KONUMU</b> | <b>38</b>   |
| 9.1. Pompa Giriş Devresinde                                 | 38          |
| 9.2. Pompa Dönüş Devresinde                                 | 39          |
| <b>10. POMPALARDA GÜÇ KONTROLÜ</b>                          | <b>39</b>   |
| 10.1. Devir Hızına Bağlı Güç Kontrolü                       | 41          |
| 10.1.1. Islak Rotorlu Pompalarda                            | 43          |
| 10.1.2. Kuru Rotorlu Pompalarda                             | 43          |
| <b>11. OTOMATİK KONTROL TİPLERİ</b>                         | <b>46</b>   |
| 11.1. Zaman Kontrolü  | 47          |
| 11.1.1. Açma/Kapama Kontrolü                                | 47          |
| 11.1.2. Max./Min. Kontrolü                                  | 47          |
| 11.2. Sıcaklığa Bağlı Kumanda Kontrolü                      | 48          |
| 11.2.1. Gidiş Suyu Sıcaklığına Bağlı İşletim                | 49          |
| 11.2.2. Dönüş Suyu Sıcaklığına Bağlı İşletim                | 50          |

|   |           |
|---|-----------|
| <b>11.3. Fark Sıcaklığına Bağlı Kontrol</b>                         | <b>52</b> |
| <b>11.4. Hidrofor Sistemlerinde In-Line Pompa Kullanımı</b>         | <b>55</b> |
| <b>12. MODERN HİDROFORLARIN TEKNİK VE FONKSİYONEL ÖZELLİKLERİ</b>   | <b>57</b> |
| <b>13. HİDROFORLARIN SEÇİM VE HESAPLAMA YÖNTEMLERİ</b>              | <b>60</b> |
| <b>13.1. Pompa Seçiminde Dikkat Edilmesi Gereken Noktalar</b>       | <b>68</b> |
| <b>13.2. Membran Basıncılı Tankların Seçim ve Hesaplama Yöntemi</b> | <b>71</b> |
| <b>14. HİDROFORLARIN MONTAJI VE İŞLETMEYE ALINMASI</b>              | <b>74</b> |
| <b>KAYNAKLAR</b>  | <b>76</b> |
| <b>ÖZGEÇMİŞ</b>   | <b>77</b> |



## 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.  | In-line Tipinde Kuru Rotorlu Pompa Kesiti  | 12 |
| Şekil 3.1.  | Pompa Karakteristik Eğrisi   | 15 |
| Şekil 3.2.  | Sistem Karakteristik Eğrisi  | 16 |
| Şekil 3.3.  | Sistem ve Pompa Karakteristik Eğrisi Üzerindeki Çalışma Noktası  | 16 |
| Şekil 4.1.  | Kullanma Suyu Basınçlandırma Ünitesi   | 21 |
| Şekil 5.1.  | Pompa Karakteristiği ve Verim Eğrisi   | 23 |
| Şekil 6.1.  | Debideki Yükseklik Düşüşünün Etkisi  | 25 |
| Şekil 6.2.  | Radyatör Isı Çıkışı, Pompa Güç Tüketimi ve Debi Arasındaki İlişki  | 28 |
| Şekil 6.3.  | Değişken Hızlı Pompalar İçin Ortak Güç Tasarrufu ve Max./Min. Eğri Sınırları İle Sonsuz Değişken Hız Yardımıyla Hızdaki Azalma | 30 |
| Şekil 7.1.  | Güç Tüketimi, Akış Hızı ve ENPY'de Gerçek ve Hesaplanmış Çalışma Noktaları Arasındaki Farkın Etkisi                            | 32 |
| Şekil 7.2.  | Pompa Eğrisinin Eğimli Karakteristiğinden Dolayı Çalışma Noktası Değişimleri   | 34 |
| Şekil 8.1.  | Son 20 Yılın Sıcaklık Ortalamalarına Göre Sistemin Yük Faktörü Eğrisi  | 37 |
| Şekil 9.1.  | Pompanın Gidiş Devresinde Olması Halindeki Basınç Dağılımı   | 38 |
| Şekil 9.2.  | Pompa Giriş ve Çıkış Basınç Farklılığı   | 39 |
| Şekil 9.3.  | Açık Devreli Bir Sistemdeki Basınç Dağılım Diyagramı   | 40 |
| Şekil 10.1. | Kutupları Değişen Bir Pompada Hız Düşüşünün Neden Olduğu Pompa Güç Tüketimi  | 42 |
| Şekil 10.2. | Kademesiz Devir Hızı Kontrollü Bir Pompa Sistemi   | 43 |
| Şekil 10.3. | Devir Hızı Kontrol Üniteleri İle Akuple Edilmiş Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompa Kesiti   | 44 |
| Şekil 10.4. | Tek Pompalı Güç Kontrol Sistem Bağlantısı  | 46 |
| Şekil 11.1. | Günlük Zaman Ayarlı On/Off Kontrollü Bir Çalışma Sistemi   | 47 |
| Şekil 11.2. | Günlük Zaman Ayarlı Max./Min. Hız Kontrollü Bir Isıtma Sisteminin Çalışma Eğrisi   | 48 |
| Şekil 11.3. | Sıcaklık Kumandasına Bağlı Kademesiz Devir Kontrol Sistemi   | 50 |
| Şekil 11.4. | Akış Sıcaklığı Duyarlı Çok Kademeli Güç Kontrolü Sistemi   | 51 |
| Şekil 11.5. | Sıcaklık Farkına Bağlı Güç Kontrol Sistem Eğrileri   | 53 |

**TABLO LİSTESİ**

|  |           |
|--|-----------|
| <b>Tablo 5.1. Islak Rotorlu Pompaların Verimi</b>                                  | <b>24</b> |
| <b>Tablo 5.2. Kuru Rotorlu Pompaların Verimi</b>                                   | <b>24</b> |
| <b>Tablo 7.1. Boru Bağlantı Boyuna Uygun Müsade Edilebilir Akış Hızı Değerleri</b> | <b>33</b> |



## VI

### TEŞEKKÜR

**Bu çalıőmanın 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 ETİOĞLU ve Satıő Müdürü Mak. Yük. Müh. Ender Özgöl ve diğer WILO alıőanlarına, Yıldız Teknik Üniversitesi Öğretim Üyesi Prof. Dr. Doğan Özgür'e teőekkürlerimi sunarım.**

## IN LINE POMPALARIN İNCELENMESİ

### ÖZET

**Bilindiği üzere çağımız teknoloji çağıdır. Özellikle tesisat teknolojisinde çoğunlukla kullanılmakta olan sirkülasyon pompalarının seçimlerinin doğru yapılması gerek yatırım maliyetlerini düşürmekte, gerekse işletim maliyetlerine etki etmektedir.**

**Son bir iki yılda kullanımı yaygınlaşan in-line pompa kullanımının sebebi özellikle yatırım maliyetlerinin düşük olmasıdır.**

**Örneğin şaseli tip bir norm pompa ile in-line tip bir pompanın karşılaştırılması yapıldığında, hacim olarak 1/7, ağırlık olarak 1/2, işçilik ve montaj malzemesi olarak 1/5 oranında bir tasarruf sağlanmaktadır.**

**İn-line tip pompalar debi ve basma yüksekliği olarak büyük bir aralıkta çalışabildiklerinden hertürlü sistem için uygundur.**

**Bu tezde ısıtma ve kullanma suyu sistemlerinde kullanılan in-line pompaların irdelenmesi yapılmıştır.**

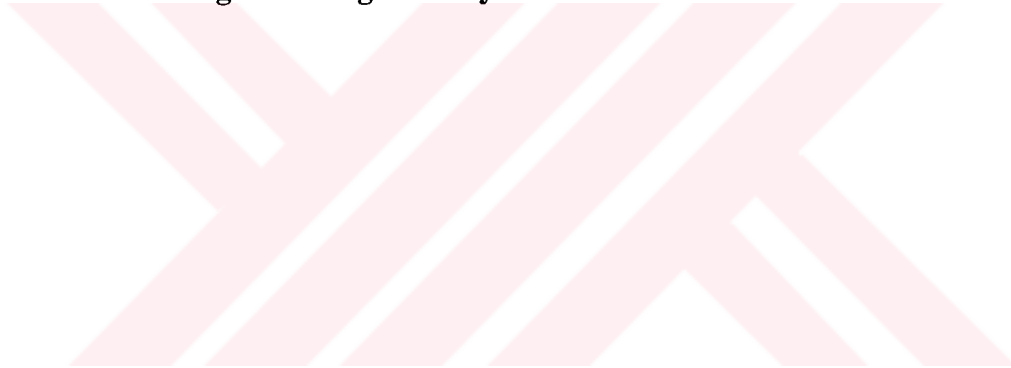
**RESEARCH OF IN-LINE PUMPS  
ABSTRACT**

**This is the century of technology as its known. Especially, choosing the right circulation pumps, mostly useful in installation technology causes reducing the cost of investment and also affects the running cost.**

**Last few years, the most effective factor of wide spread of using in-line pumps is, low cost of investments.**

**For example, a kind of in-line pump is more economical than a kind of endsuction pump, according to volume 1/7, according to weight 1/2, according to occupation and montage 1/5, if we compare these two kind of pumps in line pump can be usable in every kind of system.**

**In this thesis, it was carefully examined that in-line pumps, which are used in heating and using water system.**



**Temel birimler**

**Uzunluk m (Metre)**  
**Kütle kg (Kilogram)**

**Zaman s (Saniye)**  
**Sıcaklık K (Kelvin)**  
**El. Akımı A (Amper)**

| Fiziksel büyüklük       | Formül Adı | Birimi           | Kullanılan diğer birimler   | Açıklamalar   |
|-------------------------|------------|------------------|---|---|
| Uzunluk                 | l          | m                | μm, mm, cm, dm, km  |   |
| 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 a = 10 <sup>2</sup> m <sup>2</sup><br>1 ha = 10 <sup>4</sup> a = 10 <sup>4</sup> m <sup>2</sup> |
| Hacim                   | V          | m <sup>3</sup>   | mm <sup>3</sup> , cm <sup>3</sup> , l, dm <sup>3</sup>                        | 1 l = 1 dm <sup>3</sup> = 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>   |
| Kütle                   | m          | kg               | μg, mg, g, t, Mg  | 1 t = 1 Mg = 10 <sup>3</sup> kg   |
| Özgül Ağırlık           | ρ (rho)    | $\frac{kg}{m^3}$ | $\frac{g}{cm^3}, \frac{l}{m^3}$   |   |
| Debi                    | V, Q       | $\frac{m^3}{s}$  | $\frac{l}{h}, \frac{l}{min}, \frac{m^3}{h}, \frac{m^3}{min}$                  |   |
| Küttesel Debi           | m          | $\frac{kg}{s}$   | $\frac{kg}{min}, \frac{t}{h}, \frac{t}{min}$                                  |   |
| Kuvvet                  | F          | N (Newton)       | mN, kN, MN  | 1 kg m/s <sup>2</sup> = 1 N   |
| Basınç                  | p          | Pa (Pascal)      | bar, mbar<br>$\frac{N}{m^2}, \frac{N}{cm^2}, \frac{N}{mm^2}$                  | 1 N/m <sup>2</sup> = 10 <sup>-5</sup> bar = 1 Pa<br>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<br>1 kWh = 3.6 · 10 <sup>6</sup> J  |
| Basma Yüklekligi        | H          | m (aus Nm/N)     |   |   |
| Güç                     | P          | W (Watt)         | mW, kW, MW, GW<br>$\frac{J}{s}, \frac{kJ}{s}, \frac{Nm}{s}$                   | 1 J/s = 1 Nm/s = 1 W  |
| Sıcaklık                | T, t       | K (Kelvin)       | °C  | - 273,15°C = 0 K<br>0°C = 273,15 K<br>100°C = 373,15 K  |
| Özgül ısı kapasitesi    | c          | $\frac{J}{kg K}$ | kJ/kg K   |   |
| Dinamik Viskozite       | η (eta)    | Pa s (Pascal s)  | mPa s, N s/m <sup>2</sup>   | 1 N s/m <sup>2</sup> = 1 Pa s   |
| Kinematik Viskozite     | ν (nu)     | $\frac{m^2}{s}$  | $\frac{mm^2}{s}$  | $= \frac{l}{u}$   |

| Birimler arasındaki çevirimler                     |
|--|
| 1 kps <sup>2</sup> = 9,80665 kg/m                  |
| 1 Ztr. = 50 kg; 1 dz = 100 g                       |
| γ = Q · g  |
| 1 dyn = 10 <sup>-5</sup> N; 1 kp = 9,80665 N       |
| 1 kp/cm <sup>2</sup> = 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 kpm/s = 9,80665 W; 1 PS = 735,499 W              |
| 1 kcal/s = 4,1868 kW; 1 kcal/h = 1,163 W           |
| 1°K = 1 K  |
| 1 grd = 1 K  |
| 1 kcal/kg grd = 1 cal/kg K                         |
| 1 P = 0,1 Pa s                                     |
| 1 SI = 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> /s          |

## 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 stasyonier 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 gayesiyle 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 hızından artmaya sebep olur. Artan hız enerjisini basınç enerjisine dönüştürmek gayesi ile (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 çalışma esnasında 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.**

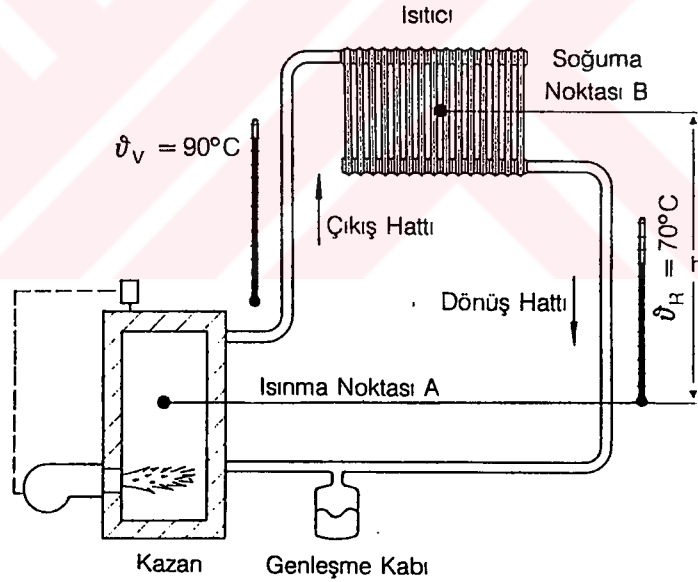
## 2. ISITMA DEVRELERİNDE İN LİNE SİRKÜLASYON POMPALARI

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 oluşturduğu 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 çevreye 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 radyatörde 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;  
 $\rho_A = 0.97787 \text{ kg/dm}^3$  (EK 1)

Dönüş hattı su sıcaklığının 70°C olduğundaki özgül kütlesi;  
 $\rho_B = 0.97787 \text{ kg/dm}^3$  (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  
 $P_{AA} = \rho_A * h * g$  (2.1)

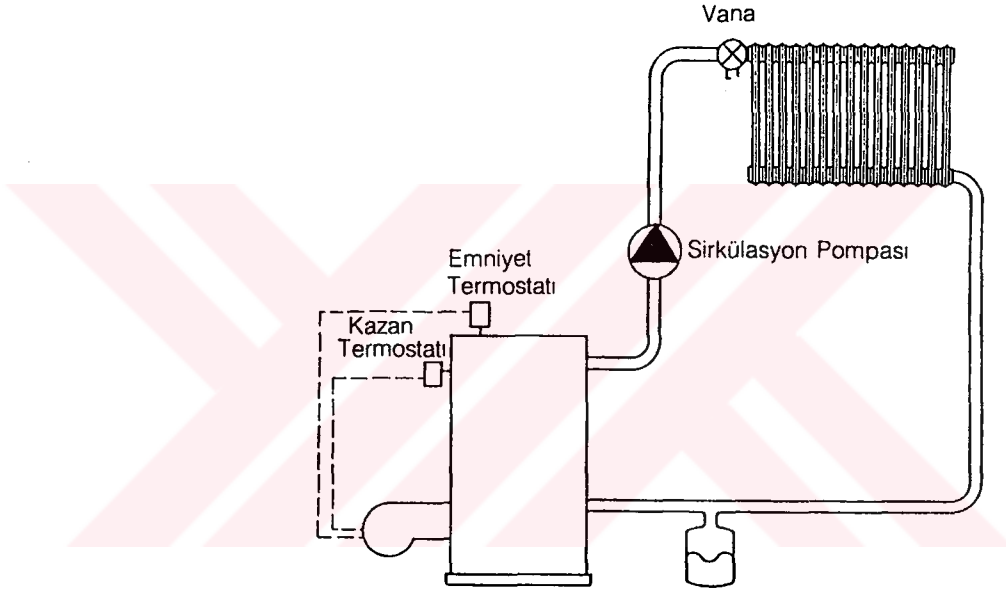
dönüş hattı basıncı;  
 $P_{AB} = \rho_B * h * g$  (2.2)

Bu iki basınç arasındaki fark :  
 $\Delta P = P_{AB} - P_{AA} = g * h * (\rho_A - \rho_B)$  (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 ile 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 sirkülatör 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 verebilmekte ayrıca sistemin homojen olarak ısıtılması sağlanabilmektedir.

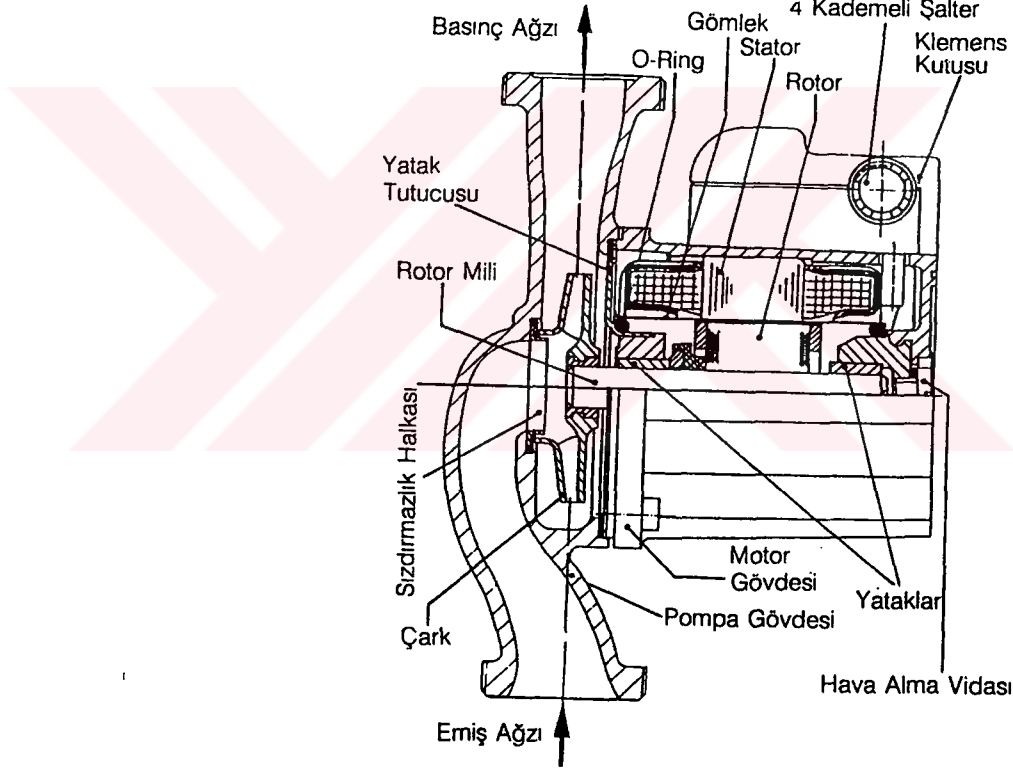
Sirkülasyon pompaları ıslak rotorlu ve kuru rotorlu olmak üzere iki ayrı konstrüktif yapıda üretilmektedir.

## 2.1. ISLAK ROTORLU İN LİNE SİRKÜLASYON POMPALARI

Küçük ve orta su debileri ve düşük basma yükseklikleri 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.

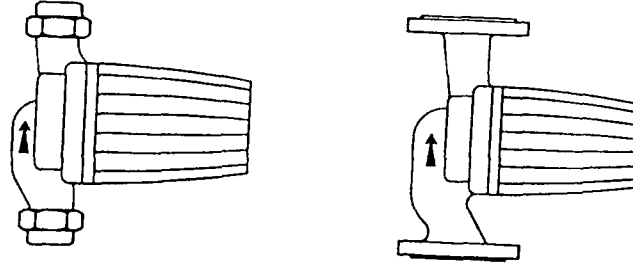


Şekil 2.3. Islak rotorlu pompa kesiti

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 alınırken, işletmenin gerçekte var olan değerlerine en uygun sirkülasyon debisinin sağlanmasında fevkalade kolaylık getirmekte ve önemli bir enerji tasarrufu gerçekleştirilerek sistemde oluşabilecek sarsıntı, vuruntu ve akış gürültüleride önlenmektedir.

Büyük debiler elde etmek, kullanım suyu ve soğutma suyu şartlandırılması gibi değişik uygulamalarda, sudan daha agresif 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.

Isıtma sistemlerinde kullanılan ıslak rotorlu sirkülasyon pompaları, sabit devirli, kademeli ve kademesiz olarak imal edilebilmektedir. Ülkemizde son üç yıla kadar sabit devirli, sirkülasyon pompaları kullanılmaktaydı. Fakat aşağıda yazılan bağlantılardan da görüleceği üzere pompanın devrinin hızı direkt olarak pompanın sistemden çektiği güç ile orantılıdır.

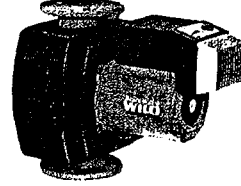
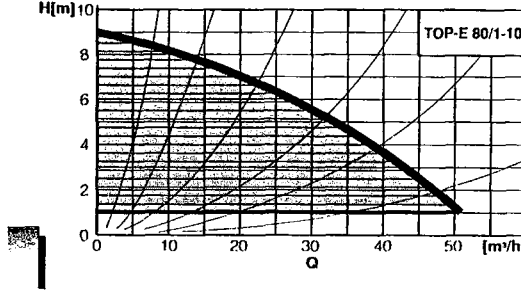
$$\frac{Q1}{Q2} = \frac{n1}{n2} \quad \frac{H1}{H2} = \frac{n1^2}{n2^2} \quad \frac{P1}{P2} = \frac{n1^3}{n2^3}$$

Formülden de anlaşılacağı gibi devir hızı ile pompanın sistemden çektiği güç arasındaki pompa bağıntı kullanımında gerçekleştirilebilecek, elektrik tasarrufunun boyutunu vurgulamaktadır. Bu nedenlerden dolayı artık ülkemizde de sabit devirli ıslak rotorlu sirkülasyon pompası kullanımı yavaş yavaş ortadan kalkmaktadır. Artık kısmi enerji tasarrufunun sağlanabildiği kademeli sirkülasyon pompaları kullanılmaktadır. Bu tip pompalarda kademe sayısının değiştirilmesi vasıtasıyla sistem ihtiyacı olan debi ve basınç yüksekliği sağlanabilmekte ve sistemin gerçek ihtiyacı doğrultusunda işletim sağlanmaktadır. Bu işletim modeli ile de kısmi olarak enerji tasarrufu sağlanabildiğinden gelişimini tamamlamış ülkelerde (örneğin Almanya gibi) artık tam enerji tasarrufu sağlayan ve sonsuz hız ayarlı kademesiz pompa olarak isimlendirilen pompalar kullanılmaktadır. Bu pompalar sistem direncini sabit tutacak biçimde sistemin ihtiyacı olan gerçek debiyi vermektedir, buda sistemde tüm işletim anında tam enerji tasarrufu sağlamaktadır. Örneğin devir hızı % 30 düşürüldüğünde pompanın sistemden çektiği güç yaklaşık % 66 oranında azalmaktadır. Bu yüzden devir hızı enerji tasarrufu için bağlayıcı noktamızdır.

Pompa kullanımında gerçekleştirilebilecek enerji tasarrufu ve bunun gerek çevre gereksede ekonomi olarak hangi boyutlarda önem taşıdığını belirleyebilmek için, 1991 yılında Almanya'de yapılan ve sadece "Binanın ısıtma sistemlerinde kullanılan sirkülasyon pompaları" ile ilgili araştırmanın bazı çarpıcı sonuçları şunlar olmuştur.

- \* 1 KW saat elektrik üretilebilmesi için petrol bazlı bir yakıt kullanan bir termik santral atmosfere 0.56 kg CO2 aktarmaktadır.
- \* Müstakil konutlarda kullanılan elektrik enerjisinin % 10 ile % 15 kadarı, apartman tarzı binalarda ise kullanılan elektriğin % 5 ile % 8 kadarı ısıtma sistemindeki pompalarca sarf edilmektedir.
- \* Isıtma, kullanma ve boyler sirkülasyon pompalarının senelik kullanım süresi ortalama 5300 saattir.

- \* Sirkülasyon pompalarının seçim hesabının tarzı ve öngörülen emniyet katsayıları dolayısı ile, pompalar aslında sadece % 2 ile, % 5 arasında bir süre tam kapasite çalışmak zorunda kalırlar.
- \* Sadece Almanya'da halihazırda işletimde olan sirkülasyon pompalarından sabit devirli olanların değişken debili hale getirilmesiyle gerçekleşecek enerji tasarrufu, yaklaşık 2,5 Milyar KW saat/yıl'dır. Buda atmosfere yılda 1,5 Milyon ton daha az CO<sub>2</sub> demektir.



Devir hızı kademesiz olarak ayarlanabilen bir pompada işletme noktası pompanın çalışma alanı içinde istenen her noktada gerçekleşebilir. (Optimum tasarruf)

Islak rotorlu sirkülasyon pompalarında yapılan enerji tasarrufu, çoğunlukla frekans konvektör cihazı sayesinde gerçekleştirilmektedir. Frekans konvektör sisteminin önemli avantajları olarak, sessiz çalışması, regülasyon hassasiyetinin ve toplam elektriksel veriminin yüksek oluşu sayılmaktadır.

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

- \* Gidiş - Dönüş suyu sıcaklıkları T
- \* Gidiş - Dönüş suyu sıcaklık farkı  $\Delta T$
- \* Gidiş - Dönüş suyu basınçları P
- \* Gidiş - 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 akupeli pompa
- \* Frekans konvertör cihazı ve
- \* Sensörler

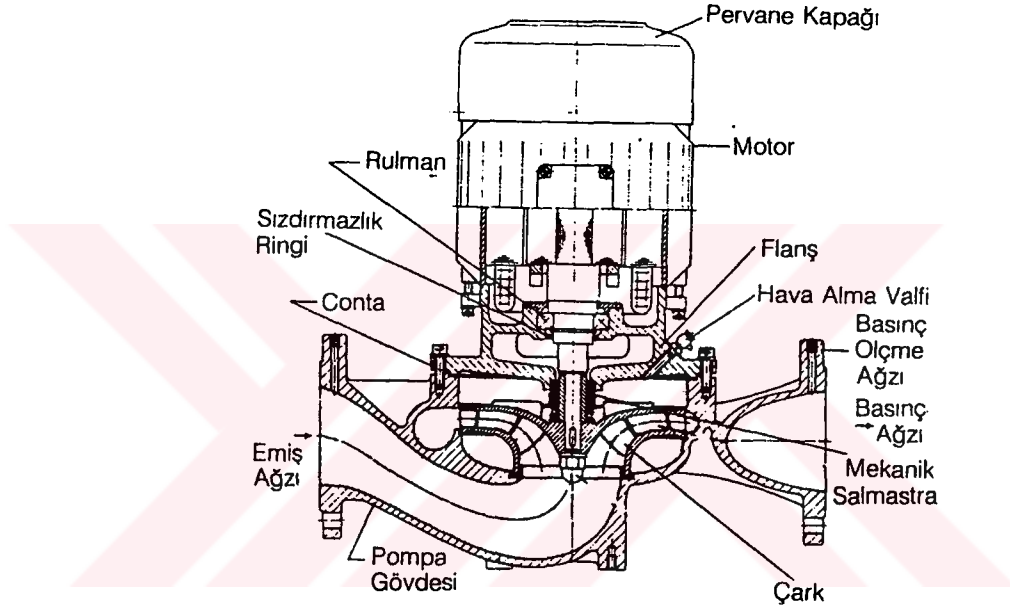
beraberce devir hızı kontrol sisteminin bütünü oluşturmaktadır. Islak rotorlu sirkülasyon pompalarında devir hızı kontrolü için gerekli olan sensörler ve frekans konvektör cihazları pompanın içine ve üzerine entegre edilmektedir. Dolayısıyla sistem kurmak için ayrıca bir işlem yapılması gerekmemektedir.

**Büyük debiler elde etmek, kullanım suyu ve soğutma suyu şartlandırılması gibi değişik uygulamalarda, sudan daha agresif 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.**



## 2.2. KURU ROTORLU POMPALAR

Kuru rotorlu pompalarda pompa çarkı ya elektrik motorunun rotor mili üzerine monte edilmekte yada çark miliyle rotor mili ayrı ayrı olup bir kaplinle birbirine bağlanmaktadır. (Şekil 2.5). Ancak her iki durumda da akışkanla temas halindeki pompa yumuşak veya mekanik salmastrayla elektrik motorundan ayrılmıştır. Böylece akışkan ile elektrik motorunun teması önlenmiştir. Sızıntı yapmaması, daha az bakım gerektirmesi ve daha güvenilir olması nedeni ile mekanik salmastra tercih edilmektedir.



Şekil 2.5. In line tipinde kuru rotorlu bir pompa kesiti

Konstrüksiyon tarzlarına göre kuru rotorlu pompalar iki ana grupta incelenebilirler,

1. Elektrik motoru direk akuple olan santrifüj pompalar (In line veya block tipleri)
2. Pompa ve elektrik motoru ortak bir şase üzerinde kaplin yardımıyla birbiriyle akuple olmuş santrifuj pompalar (Norm veya kademeli pompa)

İnşaat teknolojisinde (binalarda) kullanılan pompalar daha ziyade ıslak veya kuru rotorlu in line tipinde olanlardır.

Genellikle asenkron motor bağlantılı kuru rotorlu in line santrüfj pompaların devir hızı kontrolunda kullanılan sensörler ve frekans konvektör cihazları sisteme ayrı ayrı birimler halinde yerleştirilmektedir.

In line pompalarda kullanılan kontrol cihazları isteğe bağlı olarak bir veya birden fazla pompaya kontrol verebilmekte ve pompalar arasında belirlenen kriterleri baz alarak işletim koordinasyonu gerçekleştirebilmektedir. Çok pompalı bir güç kontrol sistemi işletim koordinasyonu 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 çalıştırılması,
- \* Start, Stop fonksiyonlarının ve değişken güç değerlerinin (Q ve H) zamana bağlı olarak programlanarak gerçekleştirilebilmesi.

Kullanıcının belirlediği şekilde ve 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 fonksiyonlarında gerçekleştirebilmektedir. Kontrol ünitesi üzerine yerleştirilen ek modüllerle bu pompalar operatörle veya bina otomasyon sistemi içinde yer alan bir üst koordinatör bilgisayarla diyalog kurabilmektedir.

- \* Basma yüksekliği  $H_m$
- \* Debi  $Q$  ( $m^3/h$ )
- \* Belli zaman içindeki elektrik sarfiyatı  $N$  (KW saat)
- \* Pompanın şebekeden çektiği anlık güç  $P$  (W)
- \* İşletme süresi  $h$  (saat)
- \* Son arızanın tarihi

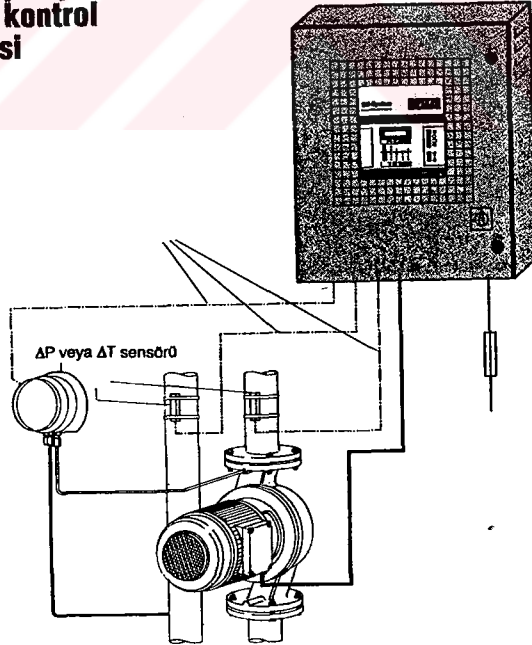
- \* Zaman (saat ve dakika)
  - \* Tarih (gün, ay ve yıl)
  - \* Arıza ve işletim sinyali
- gibi işletim şartlarıyla ilgili bilgiler ve bazı fonksiyonlar bu modüllerin LCD ekranlarında gösterilebilmektedir.

Kuru rotorlu in line, asenkron motor bağlantılı 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 (JP, JT, T veya P algılayıcıları) sisteme akuple edilmekte ve güç kontrol cihazıyla irtibatlandırılmaktadır.

Kontrol cihazları bir veya birden fazla pompaya aynı anda kontrol verebilecek tarzda seçilebilmekte ve aynı cihazla 6 pompaya kadar koordinasyon sağlanabilmektedir. Pompalardan bir tanesine devir hızı kontrolü uygulanırken diğerleri işletme şartlarına uygun olarak start-stop fonksiyonlarıyla koordine edilmektedir. Kontrol cihazları digital sistemli kademesiz güç kontrolü yapabilen tarzda mikropresösör donanımlı üniteler olup kendinden ayaklı, duvara veya ana elektrik panosu içine monte edilebilen seçeneklerde üretilmektedir.

### Tek pompalı güç kontrol sitesi



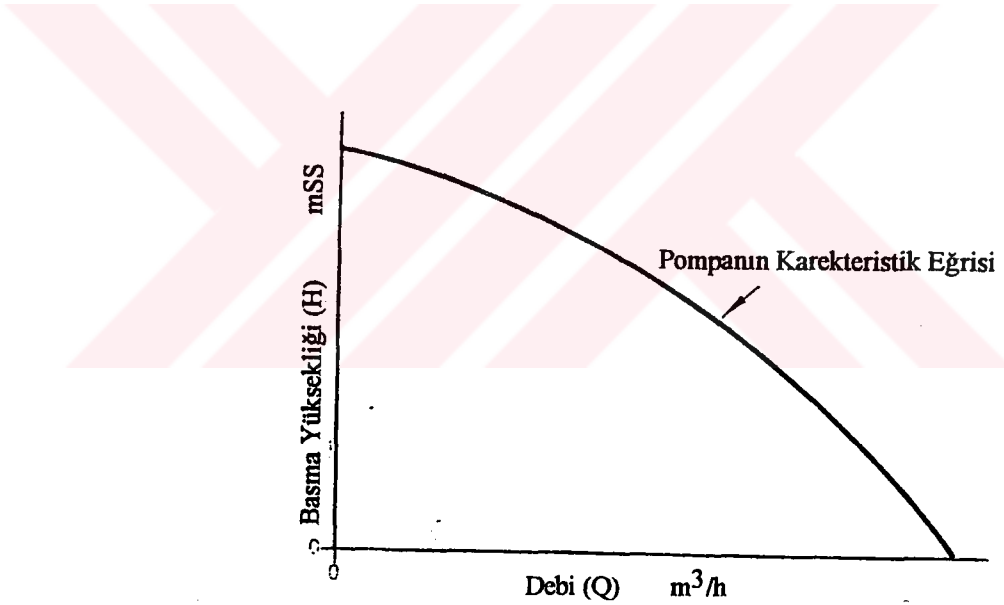
### 3. POMPANIN ÇALIŞMA PRENSİBİ

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 hemde 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.

Pompanın 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.)

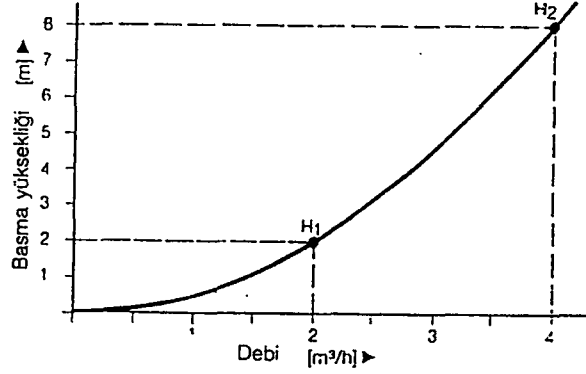


Şekil 3.1. Pompa karakteristik eğrisi

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.

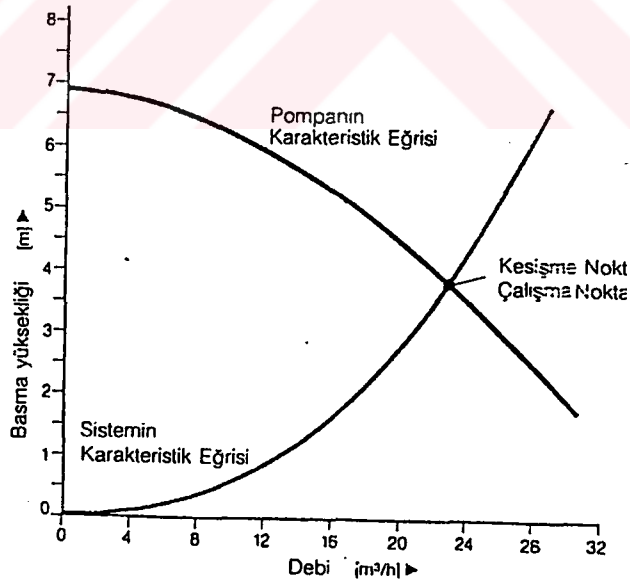
Isıtma sisteminde yer alan bir pompanın çalışma noktası işte bu iki nokta arasındaki eğri üzerinde bir yerde olmak mecburiyetindedir.

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 birleştirirsek, 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.

#### 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  $Q_{wi}$  (kW) - DIN 4701'e göre

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

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

Q = 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  $4178 kJ/kg K$ )

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

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

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

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

formülasyonları kullanılır.

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

$$Q=Q_{wi} / (\Delta t * 1000) \quad (4.4.)$$

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 "özgül 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 ;

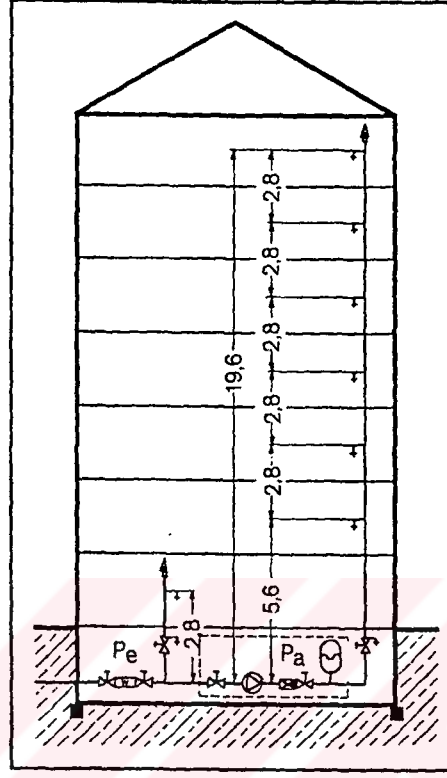
$$H = Y / g \text{ dir.} \quad (4.1.)$$

Özgül enerji daha açık bir şekilde;  
 $Y = (H_{geo} * g) + (P_a - P_e) / \rho + (v_a^2 - v_e^2) / 2$  dir. (4.2.)  
 $(P_a - P_e) / \rho = Y\rho$  alınmak suretiyle,  
 $Y = (H_{geo} * g) + Y\rho + (v_a^2 - v_e^2) / 2$  olur ki,  
 $H_{geo} = 0$  ve  $v_a \cong v_e$  ise;  
 $Y = Y\rho$  olur.

Bu durumda basma yüksekliğini veren ifade de;  
 $H = Y\rho / g = (P_a - P_e) / \gamma$  olarak yazılır. (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;  
 $H_m = (\rho / \rho_s) * H$  yazılmalıdır. (4.4.)

Eğer basılan sıvı su olup, sıcaklığıda 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;

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 bir 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 ( $m^3/s$ )

$H$  = Basma yüksekliği (mSS)

$\rho$  = Özgül kütle ( $kg/m^3$ )

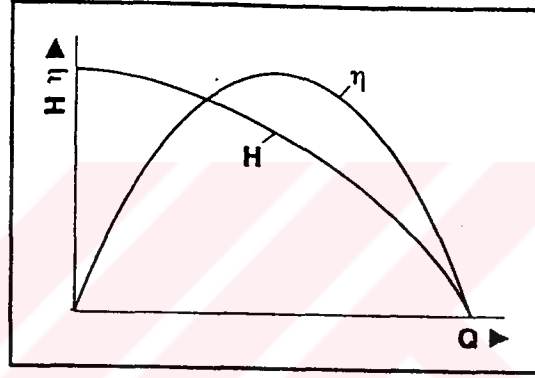
$N_e$  = Mil gücü (kW)'dür.

Pompa verimi ile güç eldesi ekonomiklik yönünden birbirlerine bağımlıdır.

Bina teknolojisinde kullanılan küçük kapasiteli pompalar için, pompa verimi endirek bir öneme sahiptir. İşletme maliyetlerini irdilemede 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. 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 ( $\eta_p$ ) değil, toplam verim ( $\eta_t$ ) değerinin dikkate alınması gerekir. Toplam verim değeri ise motor verimine ( $\eta_m$ ) bağlıdır.

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

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 ısısının % 85'i çevreye yayılır ve ısıtma amaçlı kullanılamaz.

Pompa verimlilik tablosu aşağıdaki gibi kabul edilebilir ;

| Pompanın motor gücü (N <sub>e</sub> ) | $\eta_m$    | $\eta_p$    | $\eta_t$    |
|---------------------------------------|-------------|-------------|-------------|
| 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 <sub>e</sub> ) | $\eta_m$ | $\eta_a$    | $\eta_t$    |
|---------------------------------------|----------|-------------|-------------|
| 1.5 kW'a kadar                        | % 75     | % 40 ~ % 85 | % 30 ~ % 65 |
| 1.5 ~ 7.5 kW                          | % 85     | % 40 ~ % 85 | % 35 ~ % 75 |
| 7.5 ~ 45 kW                           | % 60     | % 40 ~ % 85 | % 40 ~ % 80 |

Tablo 5.2. Kuru rotorlu pompaların verimi

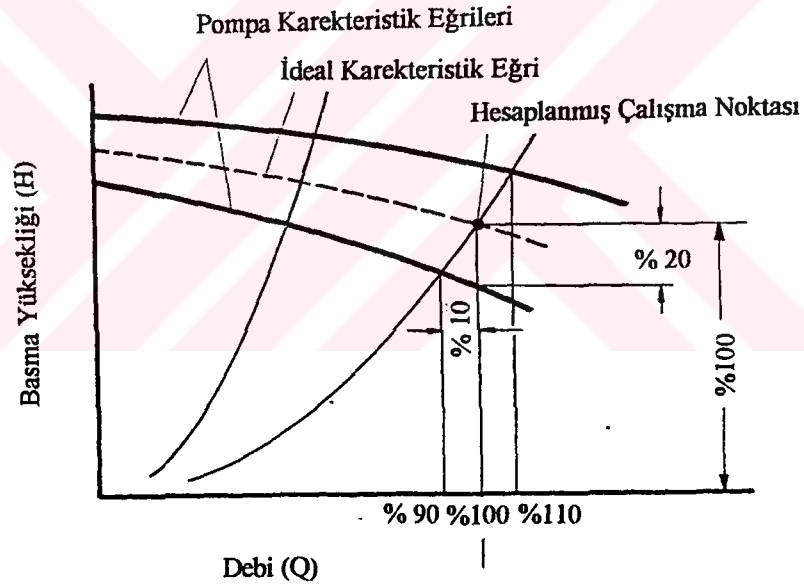
Buradaki değerler sistem yapı özelliği ve pompa bağlantı çapına göre değişiklik gösterebilir.

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, orijinal olarak hesaplanana göre dizayn debisinde, daha düşük dirence sahiptir.

İşletme pratiği ispatlanmıştır 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 (Sıcaklık) gösterir.

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 düşüğe 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 azaldığı kısmi yük altında debinin azaltulmasının 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 hacimsel şartlardaki kendi kapasitesinin % 50'sidir. Bu durumda debideki % 15 azalma, ısıtma sisteminde sadece % 1 veya % 2 azalma getirir.

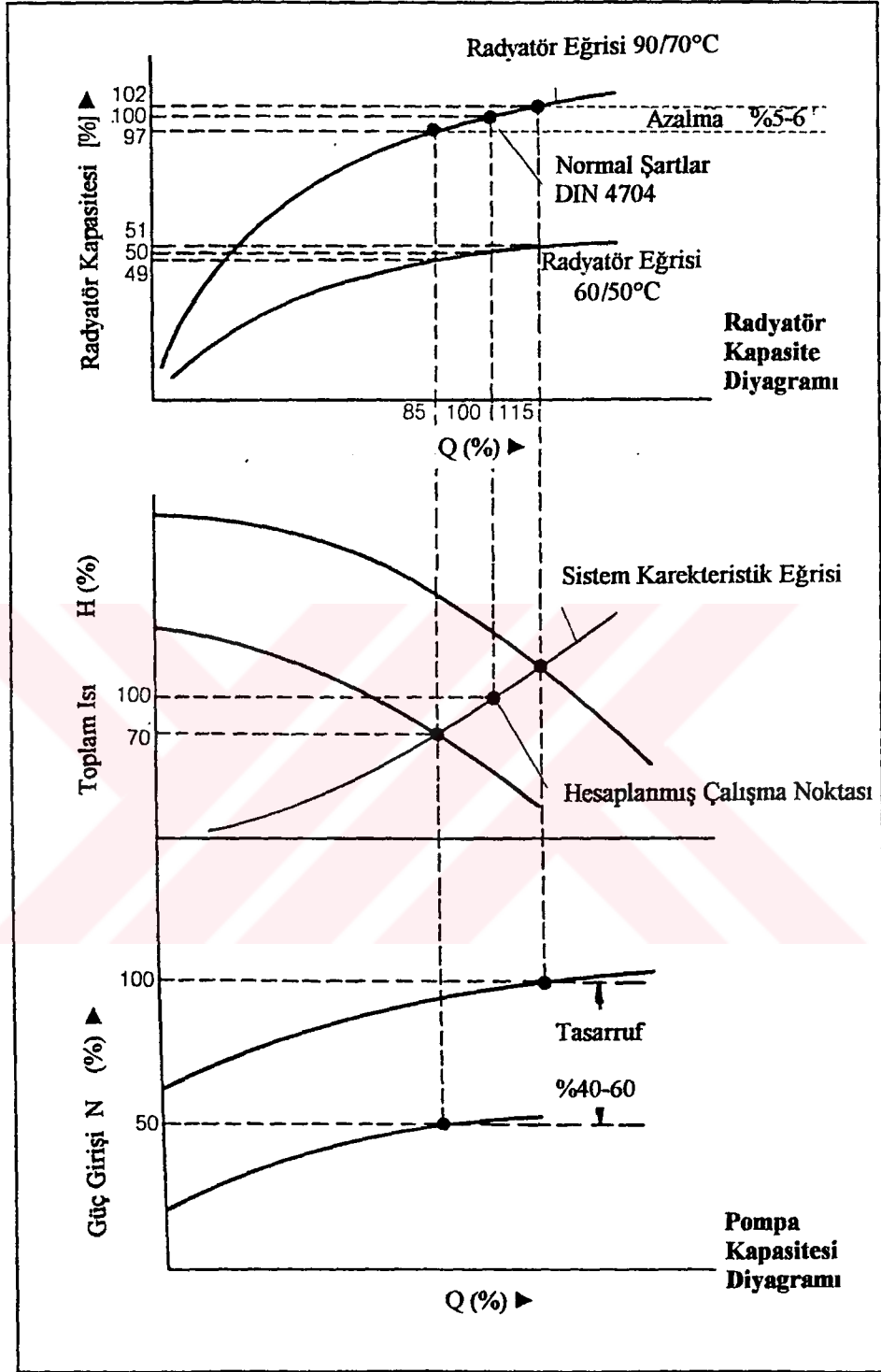
Genelde sistem kısmi yük altında çalıştığında, debideki % 10~30 oranındaki azalmanın sistemin ısıtma kapasitesini etkilemeyeceği kabul edilir.

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 taktirde pompalama basıncı çok yükselirse dağıtım gürültüsüne bir kaynak teşkil eder.

Debideki azalmanın, maksimum değer % 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.

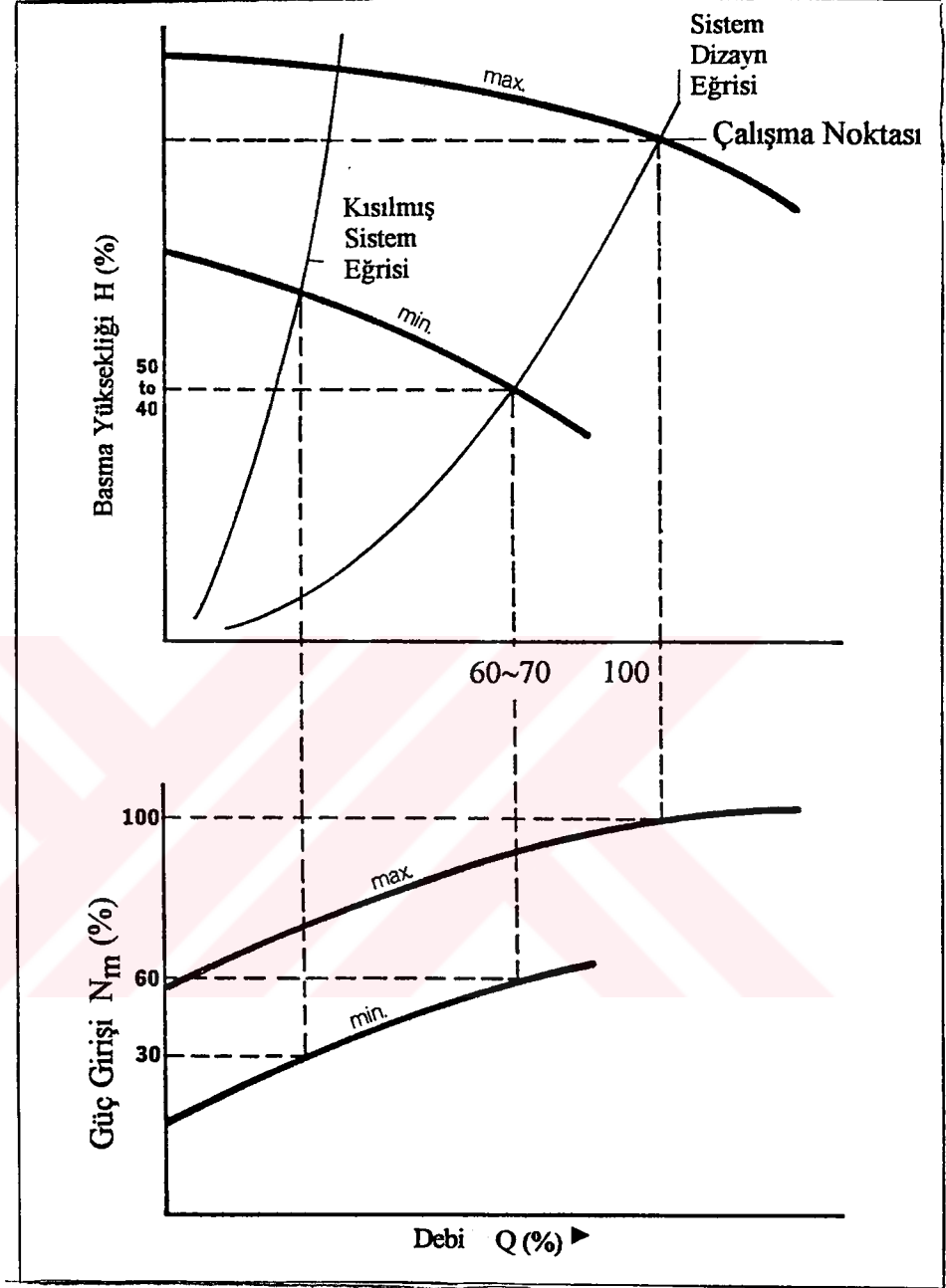
Pratikte, debideki % 30 azalmanın, radyatör ısıtma kapasitesinde çok küçük bir etkilenme yarattığından daha önce bahsedilmişti. Daha büyük azalmalar durumunda, akış sıcaklığını düzenlemek gerekir. Bununla beraber, aşırı sistem kapasitesi kadar büyük seçilmiş radyatörlerden dolayı, bu düzenleme gerekemeyebilir.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

Maksimum/minimum pompa eğrisi aralığına göre azaltılmış debi 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 azalmış 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 oranının 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
- Ayır 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 işletme :

Genelde sistem için hesaplanmış çalışma noktası ve bu şartlarda pratikte oluşan gerçek nokta arasındaki 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 söz konusudur;

- Kısmi yük altında, sistemdeki armatürlerin (termostatik vana v.b.) 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.

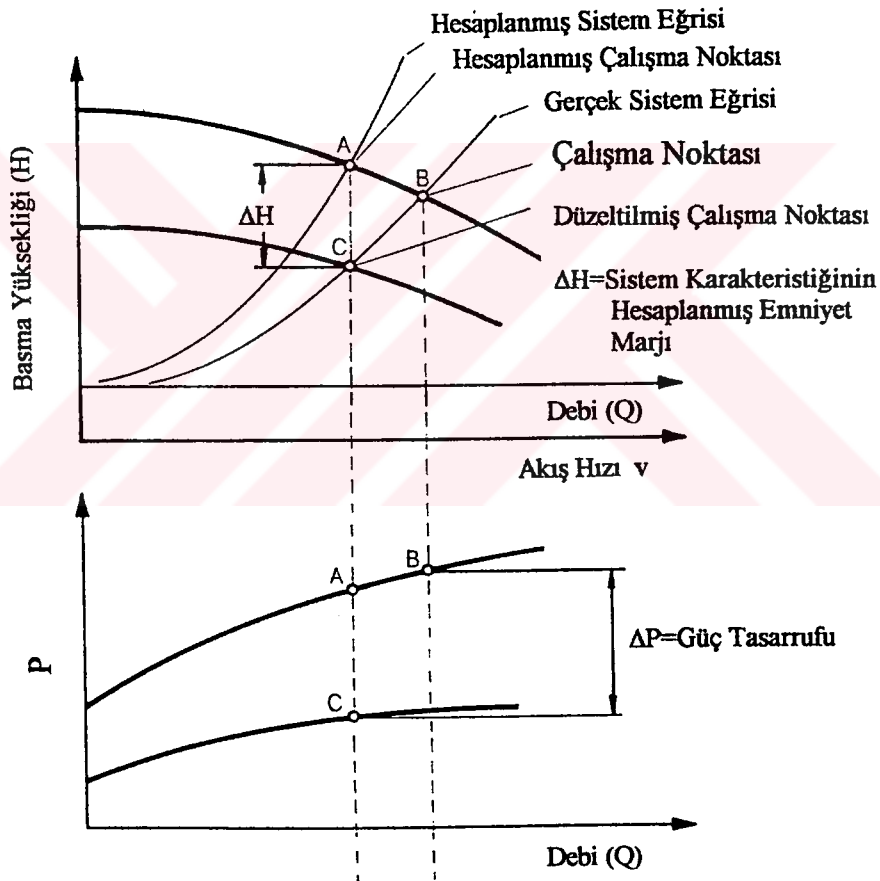
Genel olarak ilk işletmeye almada veya işletme esnasında dört farklı tipte gürültü meydana gelir :

- 1) Çalışma/Rezonans gürültüsü
- 2) Kavitasyon 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 v.b.) rezonans gürültüsü oluşur.

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



Şekil 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 birdebide 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<br>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 |

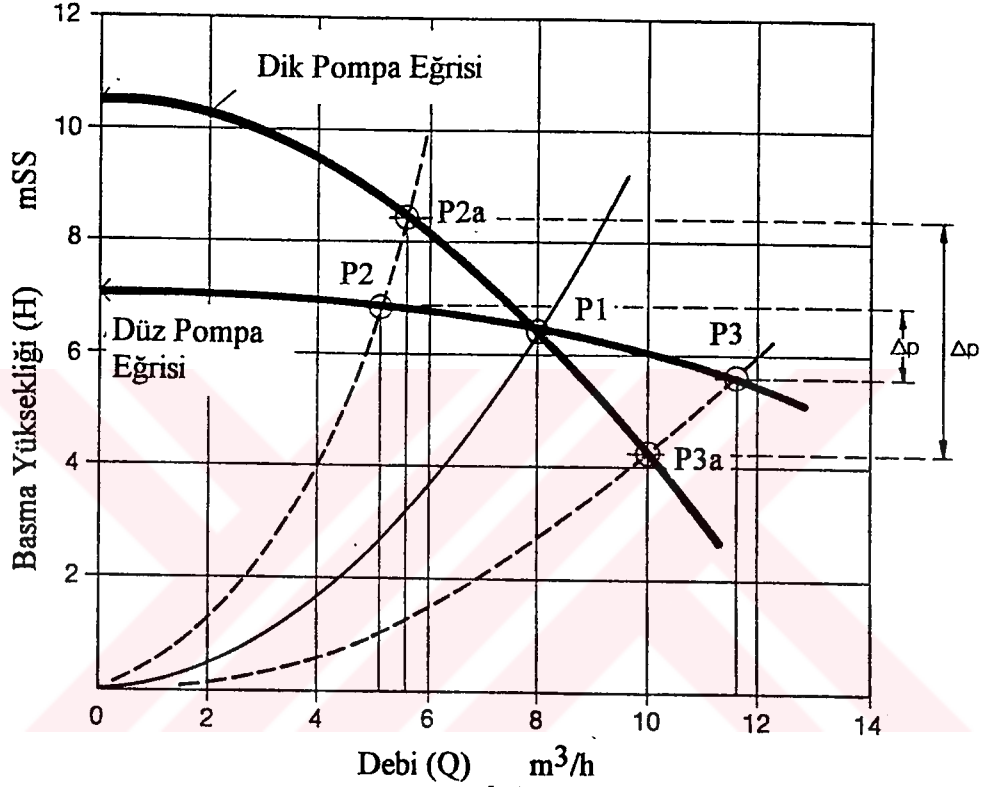
Tablo 7.1. Boru bağlantı boyutuna uygun müsaade edilebilir akış hızı değerleri.

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 rağmen kısmi yük veya hafif yük işletimlerine cevap verecek kapasitelerde çalışma, otomatik güç kontrol ile yapılan bir pompada mümkün olmaz.

#### 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

\* Dik Karakteristik - Yükseklikte Küçük

Değişiklik

P3b Noktaları

P1 Düz Eğrideki

P2 Çalışma

\* Düz Karakteristik - Yükseklikte Büyük

Değişiklik

P3 Noktaları

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 (profosyoneller 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 takdirde 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 v.b.)
- 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 ;

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

şeklindedir. Burada;

$\varphi$  = Sistemin yük faktörü (%)

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

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

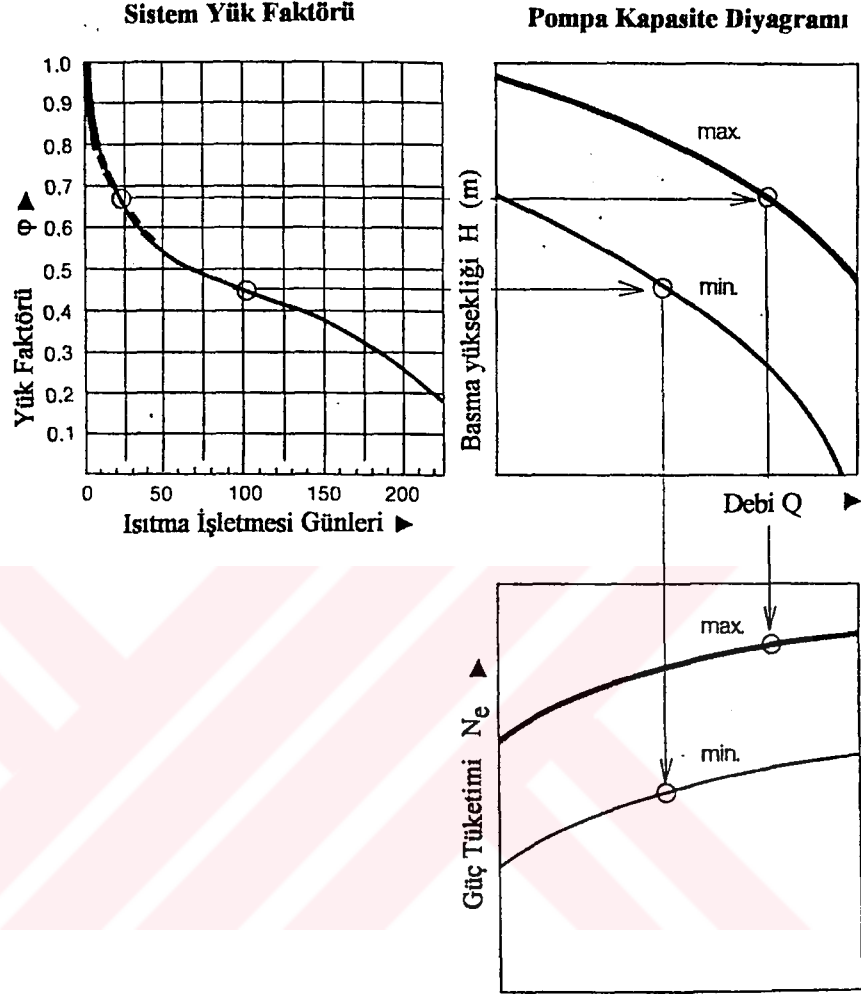
$t_{a \text{ min}}$  = Dizayn dış sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ ) dir.

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 Müdürlü'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.



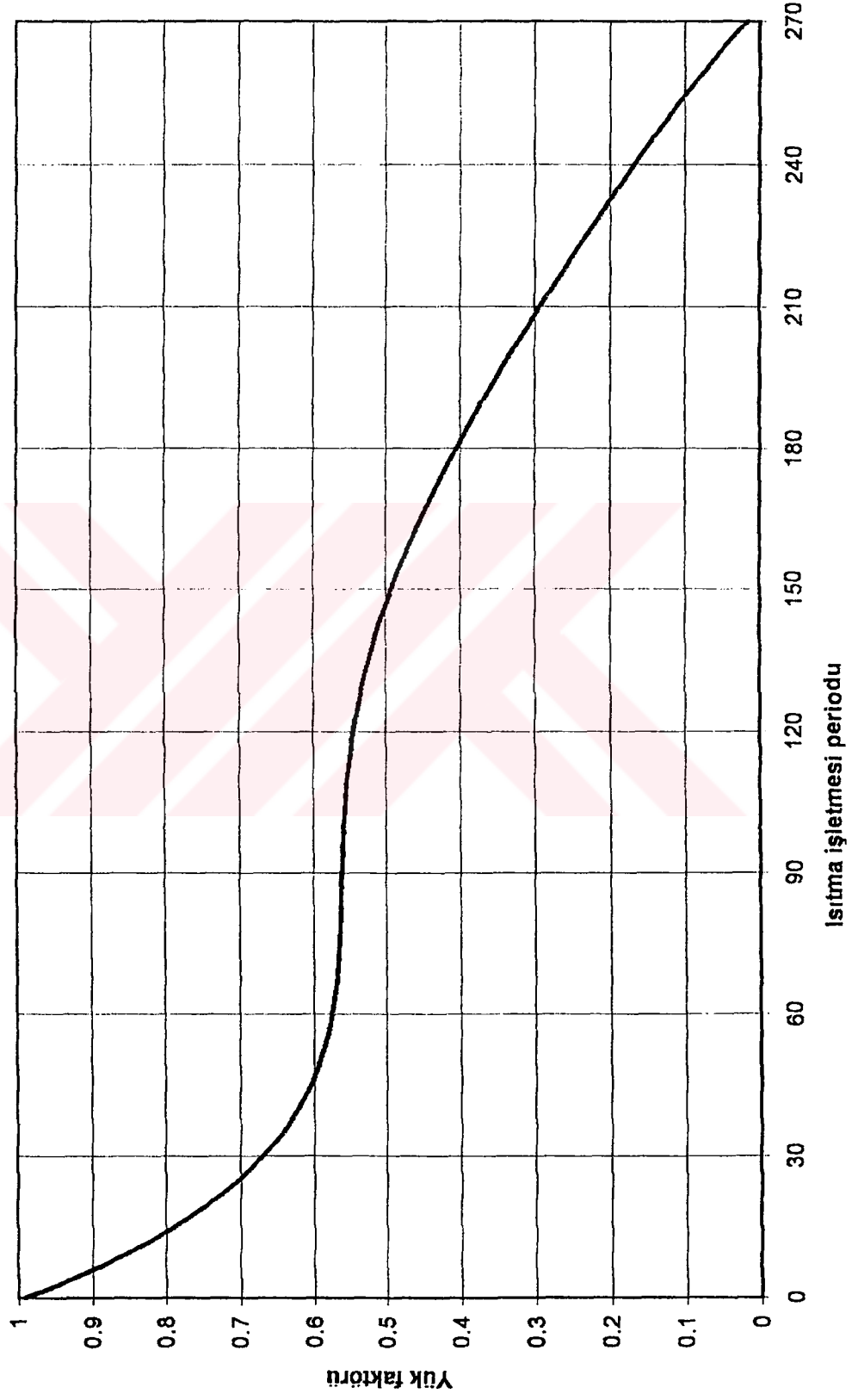
Şekil 8.1. Yük ve pompa kapasitesinin gözlemsel mukayesesi ile ısıtma sezonu boyunca sistemin çalışması.

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.

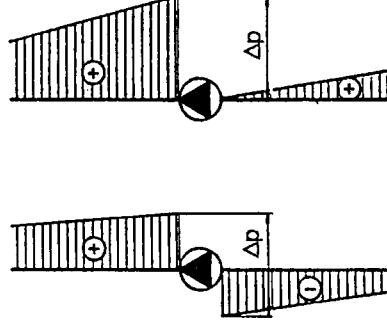
Fi aylık

### Son 20 yılın ortalama sıcaklık yük faktörü





Şekil 9.1'de pompanın gidiş devresinde olması durumundaki basınç dağılımı görülmektedir. (Kapalı devre bir sistemde). Pompanın 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

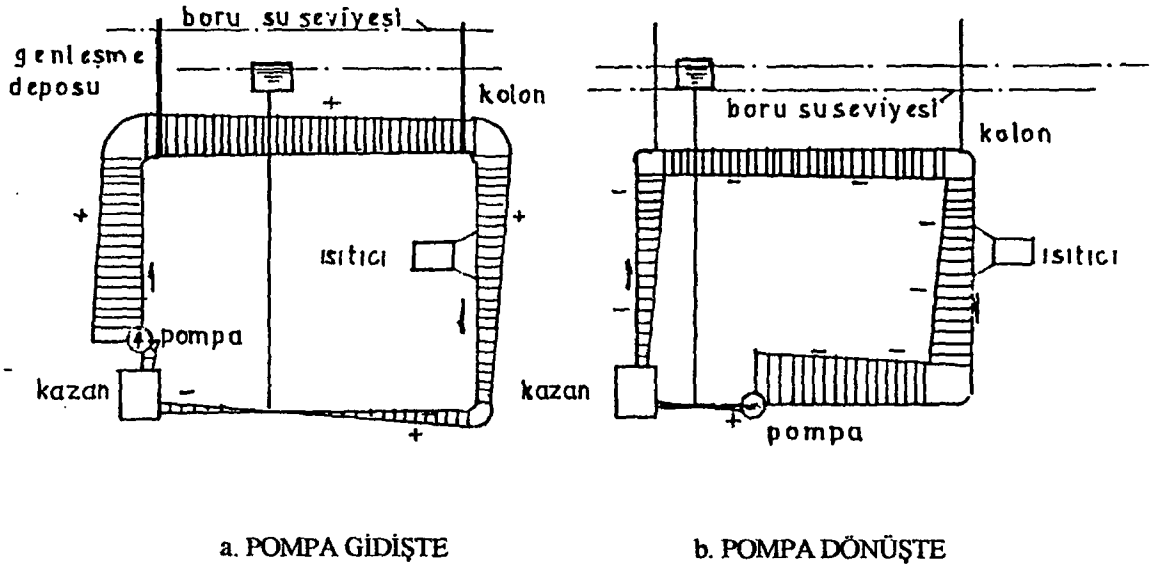
Şekil 9.3.a'da ise açık devre bir sistemlerde, dönüş güvenlik borusunun sisteme bağlandığı nokta ile pompa arasında kalan devrenin (kazan dahil), pompa emiş hattına dahil olarak negatif basınç altında olduğu görülmektedir.

## 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.

Altan 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 Basınç + 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 genleşme 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 genleşme deposu kullanımıyla ortadan kalkmaktadır. Esas itibarıyla açık genleşme deposu devri, çeşitli sakıncaları sebebiyle gelişmiş ülkelerde kullanılmamaktadır.

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

## 10. POMPALARDA GÜÇ KONTROLÜ

Santrifüj pompalarda güç kontrolü uygulaması yani debi ve basma yüksekliğinin sistemde olması gereken yeterli değerlere ayarlanabilmesi için önemli sebepler vardır. Bunlar;

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

### A. Fonksiyonel (Teknik) Sebepler :

Hidrolik devrenin stabilizasyonunu bozmadan direnç kayıplarının minimum değerleri indirilebilmesi.

### B. Ekonomik Sebepler :

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

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

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

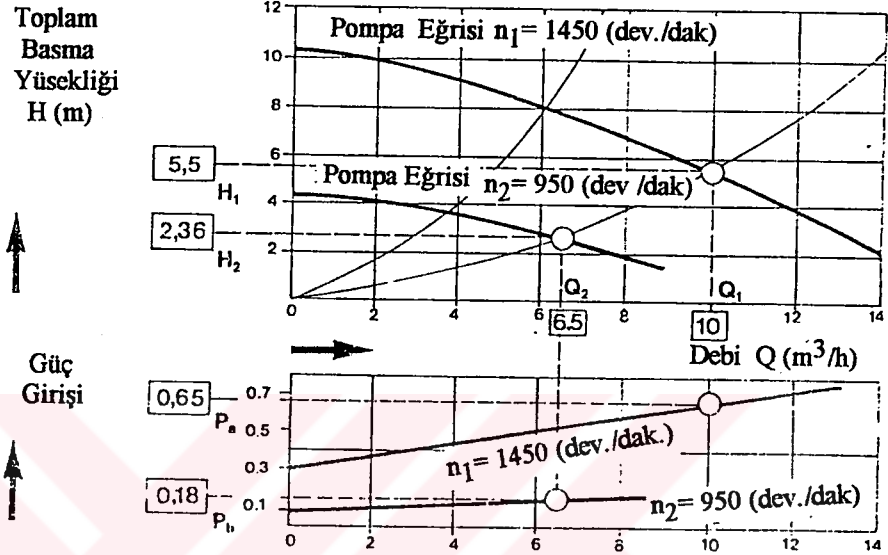
Santrifüj pompalarda güç kontrolü yapılabilmesinin en ekonomik ve en verimli yöntemlerden biri devir hızı regülasyonu uygulamasıdır. Çünkü pompanın işletim parametrelerinden debi, basma yüksekliği ve pompa tahrik gücü, pompanın devir hızından direkt olarak bağımlıdır. Dolayısıyla güç kontrolünde belirleyici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

$$P_a / P_b = (n_1 / n_2)^3 \quad (n_1 / n_2)^3 = (1450 / 950)^3 = 3.56$$
$$P_a / P_b / 3.56 = 0.65 / 3.56 = 0.18 \text{ (kW)}$$

## 10.1 DEVİR HIZINA BAĞLI GÜÇ KONTROLÜ

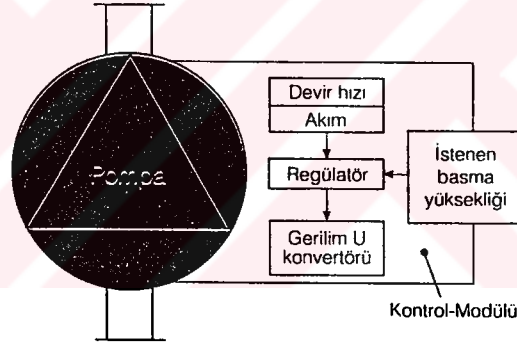
### 10.1.1. ISLAK ROTORLU POMPALARDA GÜÇ KONTROLÜ

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 konvektörlü 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 konvektörlü sisteminin kullanımı gittikçe artmaktadır. Frekans konvektör 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;

- Geri 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.

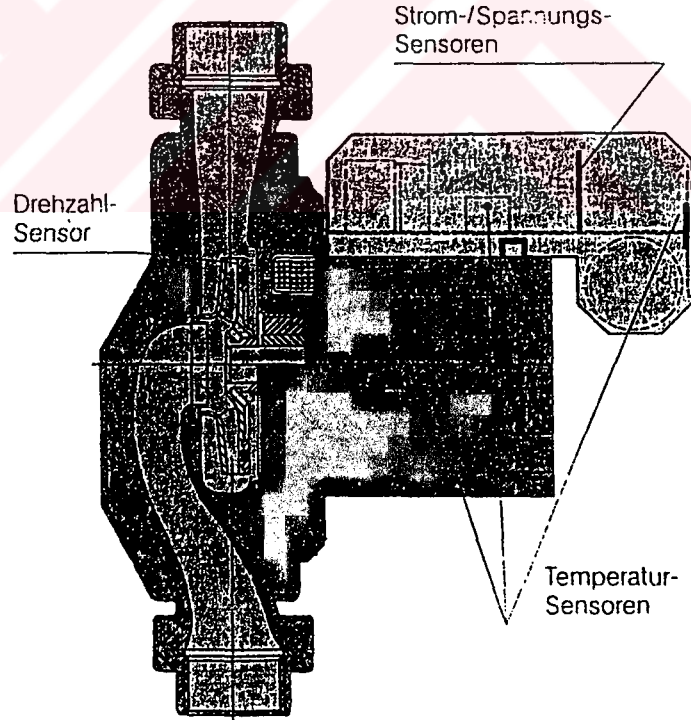
Buna göre;

- Motor akupleli pompa
- Frekans konvektör 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 konvektör cihazları sisteme ayrı ayrı birimler halinde yerleştirilmektedir.

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



Şekil 10.3. Devir hızı kontrol üniteleri (sensörler ve frekans konvektörü) 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 gerçekleştirebilmektedir. 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<sup>3</sup>/h)
  - Belli bir zaman dilimi içindeki elektrik sarfiyatı N (kWh)
  - Pompanın şebekeden anlık çektiği güç P (kW)
  - 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.

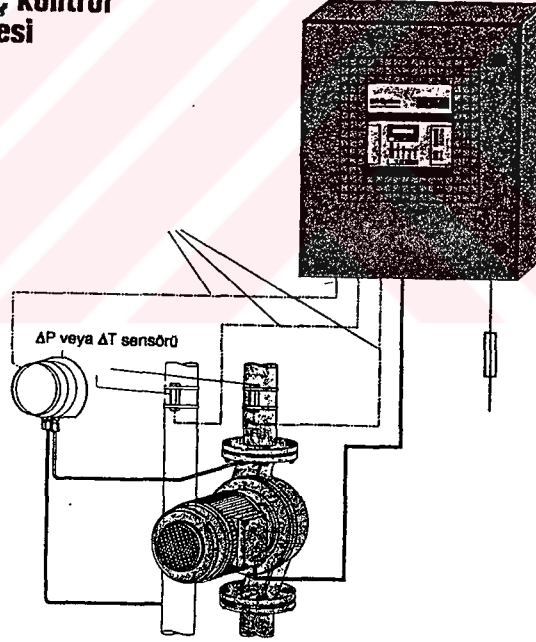
## 10.2.2. KURU ROTORLU POMPALARDA GÜÇ KONTROL SİSTEMLERİ

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 kademersiz güç kontrolü yapabilen tarzda mikro prosesor donanımlı üniteler olup kendinden ayaklı, duvara veya ana elektrik panosu içine monte edilebilen seçeneklerde üretilmektedir.

## 11. OTOMATİK KONTROL TİPLERİ

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

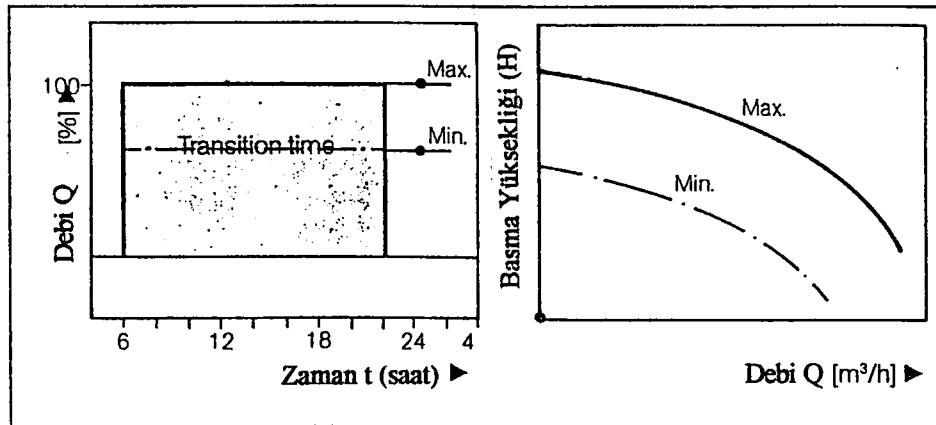
#### 11.1.1. AÇMA / KAPAMA (ON/OFF) KONTROLU

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

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;**

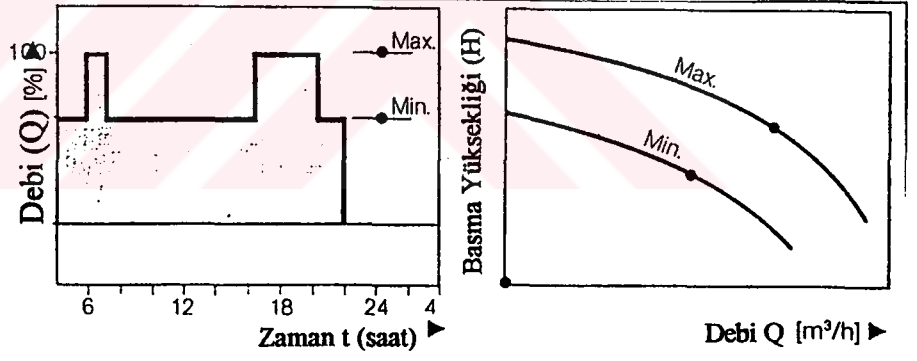
1. Isıtma sisteminde; sistemin olası hata ve hasarlara karşı korunması. (Boru sistemi, radyatörlerin donma tehlikesinden korunması - kazanda aşırı ısınma veya devreye almadaki yoğunlaşma problemlerinden korunması amaçlı uygulanabilir).
2. Sekonder sıcaksu sistemlerinde; pompanın devre dışı olduğu periyotlarda 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 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 (Nm) 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 göstermezle. 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)

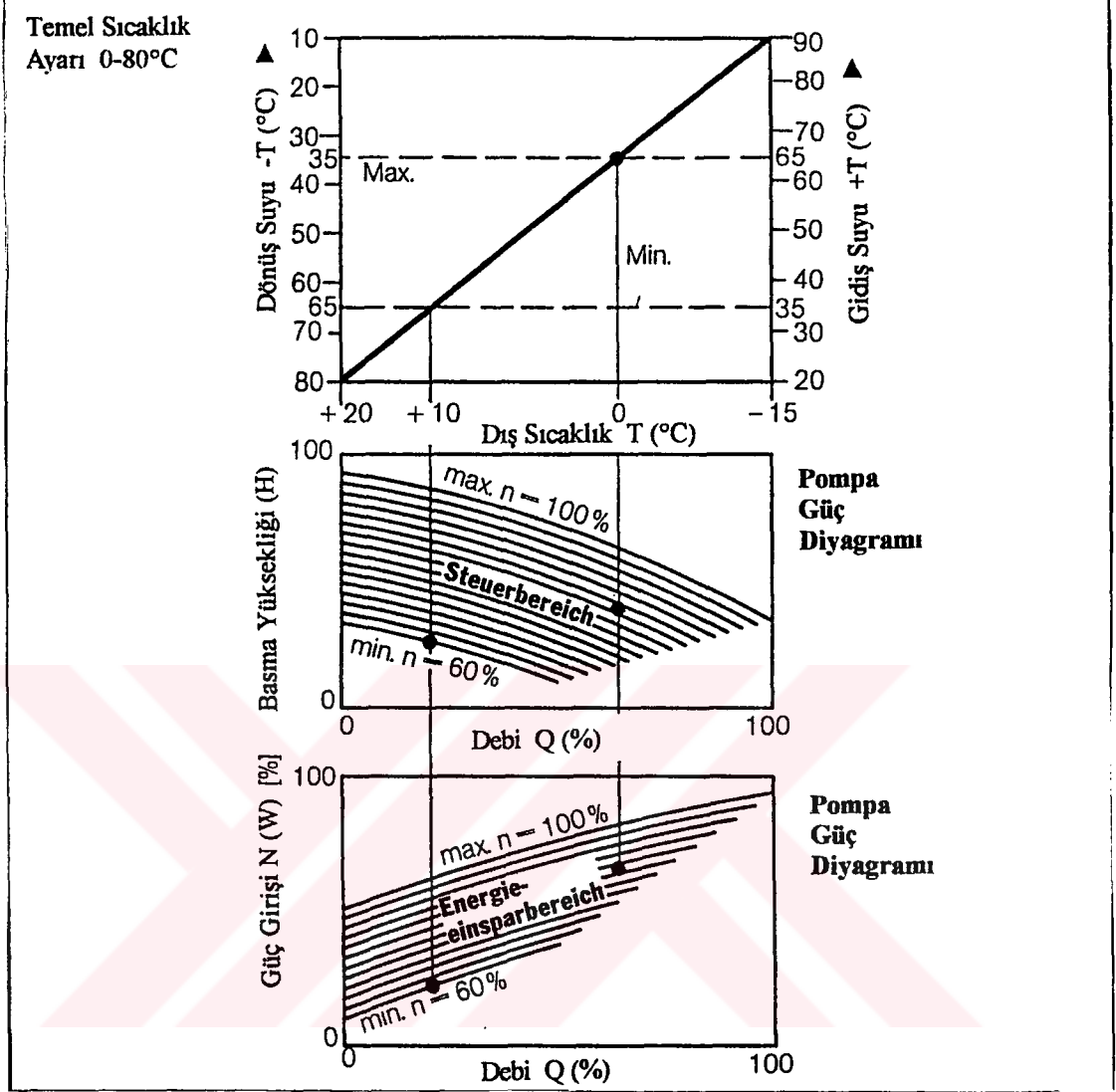
**Kullanım ve özellik :**

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 :**

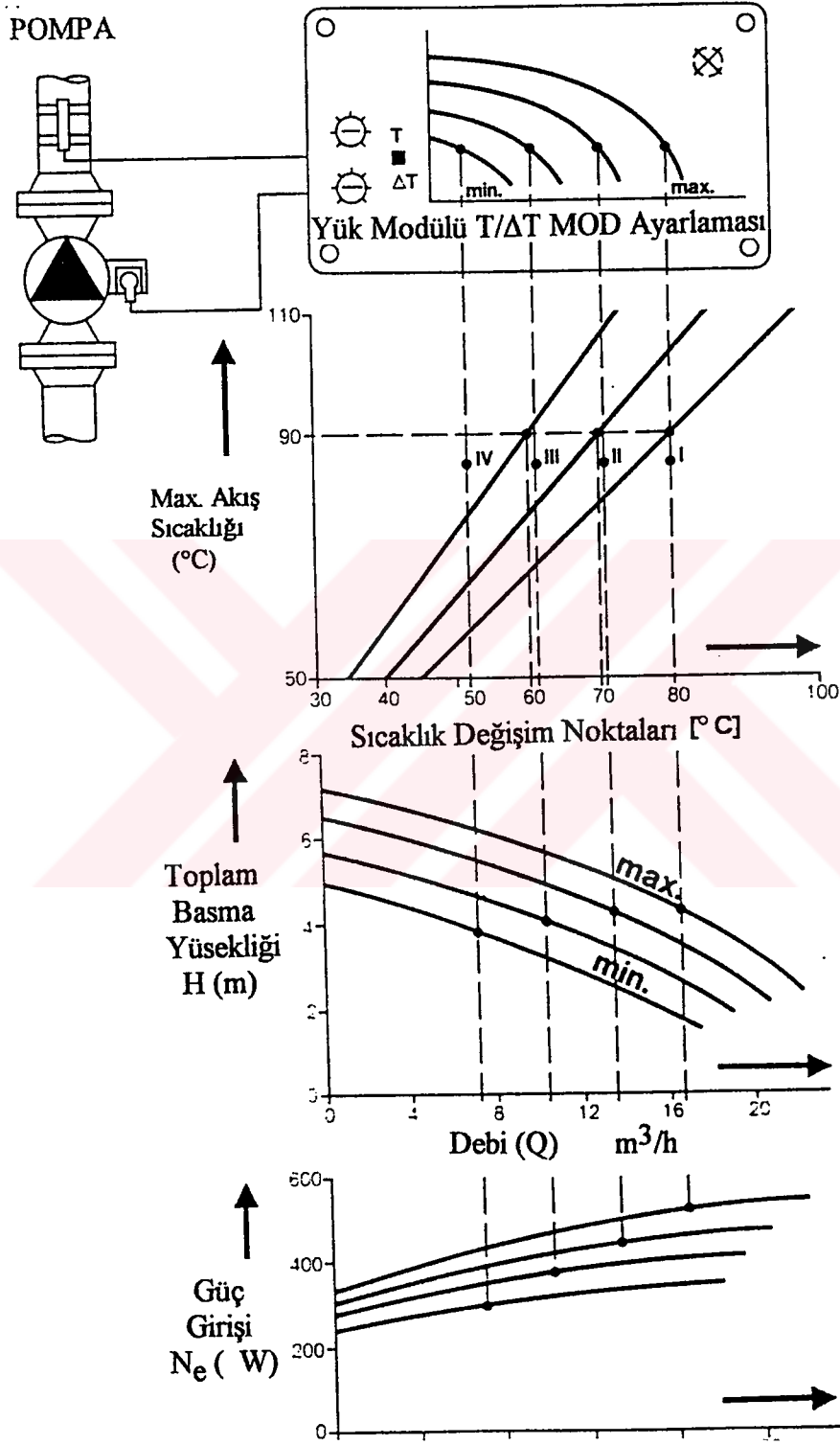
Dönüş suyu sıcaklığına bağlı olarak pompa kumandası genelde kısma valfli otomasyonu olmayan ve gidiş suyunun sabit kaldığı eşanjörlü ısıtma/soğutma sistemlerinde kullanılır. Ön şart yüke bağlı olarak dönüş suyu sıcaklığının değişken olmasıdır.

**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 gerçekleşebilir.



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 kayıpları da artacaktır. Çoğu zaman pompa hareketi için sekonder enerji kullanımını 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.

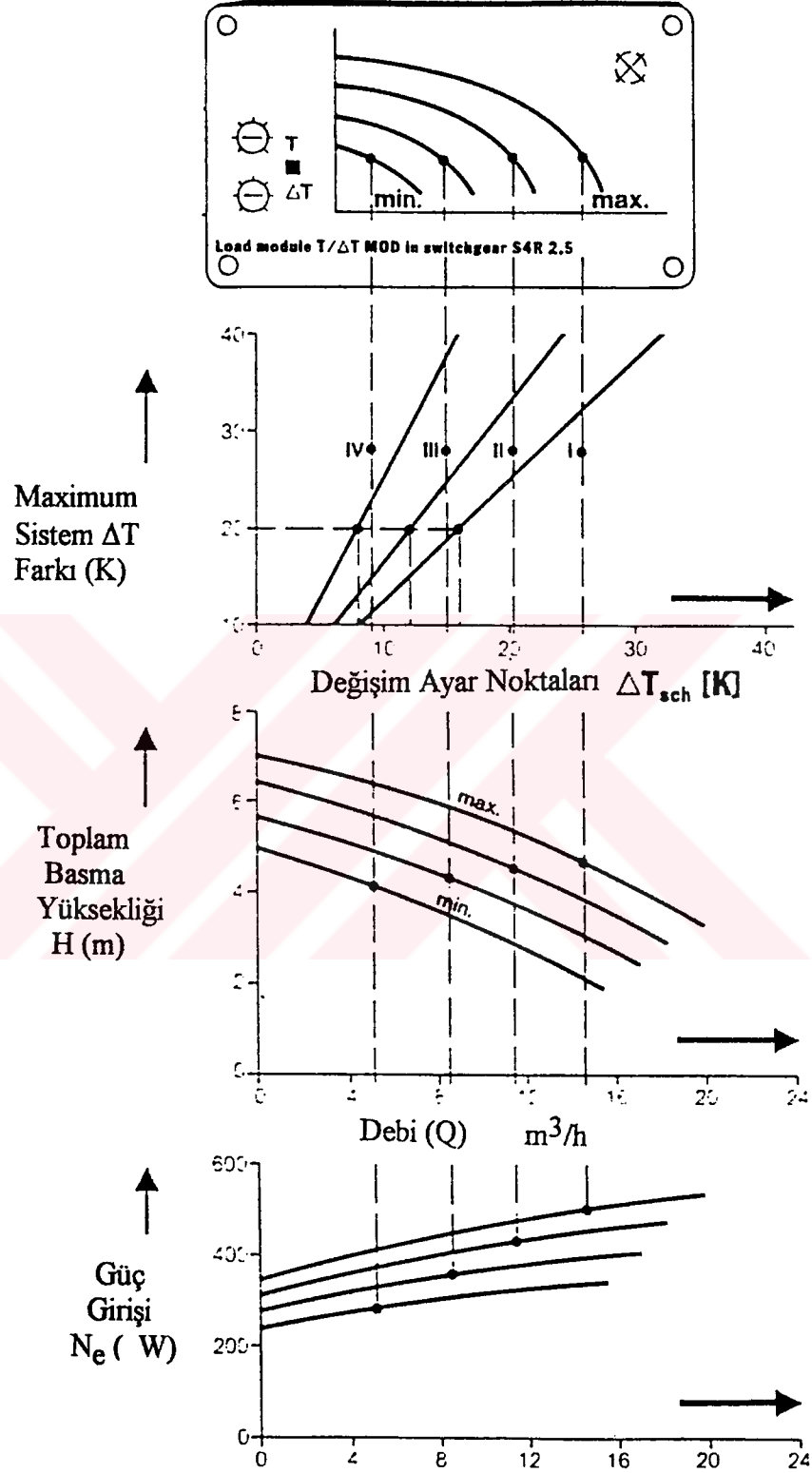
Her türlü işletim şartında (tam yük, hafif yük vb.), istenilen debinin pompa ve sistem karakteristiği sahasına uygun olmasına dikkat edilmelidir. Bu saha dışındaki noktalarda fark sıcaklığına bağlı güç kontrolü mümkün olmamaktadır.

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) ayarlayıcı 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, 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 switchlama ayarları, kontrol modülü içinden ayarlanır (Şekil 11.6). Değişen sıcaklık farkı ayar noktası değerini aştığında hız kademesi azaltma veya arttırma 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.

#### 11.4. HİDROFOR SİSTEMLERİNDE IN-LINE POMPA KULLANIMI

Tezimizin bu bölümünde hidrofor sistemlerinde ki in-line pompa kullanımını incelenmiştir. Isıtma sisteminde in-line pompanın sistem bazında getirdiği avantajların tamamı, hidrofor sistemleri içinde geçerlidir.

**Hidrofor için genel bilgiler :**

Basıncı düşük bir akışkanı (genellikle su) belli bir rezervuardan veya direk şehir şebekesinden alarak gereken basınç ve debide kullanıma sunan ve işletimini kullanım şartlarına göre kendisi tamamen otomatik olarak gerçekleştiren pompa sistemlerine tesisat mühendisliği terimolojisinde hidrofor denilmektedir. Kısaca hidrofor işletim otomasyonu sağlanmış pompadır.

**Hidroforlar kullanım amaçlarına göre ;**

- Kullanma suyu hidroforları
  - Yangın söndürme suyu hidroforları
  - Sulama suyu hidroforları
  - Proses suyu hidroforları
- gibi çeşitli gruplar altında.

**İçerdikleri teknik özellikler dikkate alınarak örneğin ;**

- DIN
- Vds
- NFPA

gibi ilgili norm ve standartlara uygunlukları itibariyle sınıflandırmakta

**Kullanılan pompa sayısına göre;**

- Tek pompalı
  - Çok pompalı
- olarak isimlendirilmektedir.

**Ayrıca kullanılan pompaların konstrüktif veya fonksiyonel özellikleri itibariyle hidroforlar;**

- Dikey tip pompalı olanlar
- Yatay tip pompalı olanlar
- Normal tip pompalı olanlar
- Kendinden emişli olanlar

gibi yapısal ve işletim tarzını belirleyici bir gruplandırmaya tabi tutulmaktadır.

**Santrifüj tip pompa kullanımı, hidrofor yapımında gittikçe yaygınlaşmakta olup, eskiden sıkça kullanılan pistonlu veya periferik (kanatlı) pompalarında yerine geçmektedir.**

**Ülkemizde hidroforların kullanım amaçlarına göre konstrüktif yapı ve fonksiyonel özelliklerini belirleyen bir norm veya standart henüz yoktur.**



## 12. MODERN HİDROFORLARIN TEKNİK VE FONKSİYONEL ÖZELLİKLERİ

Aynı taşıyıcı şase üzerine yerleştirilmiş pompalar, bu pompaların birbirine irtibatlandığı emiş ve basınç kollektör boruları, otomatik bir işletim için gerekli olan basınç veya debi algılayıcı sensörler, membranlı basınçlı tank, elektrik kontrol panosu ve emniyetli bir işletim için gerekli olabilecek hertürlü diğer ekipman modern bir paket hidroforun üzerinde yer almaktadır.

Hidroforun çalışma özelliklerinden bağımlı olarak, paket hidroforların basınç çıkışına ayrıca, daha büyük hacimli bir membranlı basınçlı tank bağlanması gerekebilir.

Emiş ve basınç kollektörlerinin tesisata bağlanması ve elektrik şebeke hattının hidrofor panosuna girişinin yapılmasıyla birlikte paket hidrofor çalışmaya hazır konuma gelmektedir.

Paket hidroforların, yukarıda açıklanan tarzda çok pompalı olarak yapılmasının DIN normunun öngördüğü otomatik yedekleme zorunluluğunun yanısıra

- Debi arttırımı gerçekleştirilmesi
  - İşletimde elektrik tasarrufu sağlanması
  - Tesisatta oluşabilecek şokların asgariye indirilebilmesi
  - İşletim güvenilirliğinin yükseltilmesi
  - Standart tip üretimi olan malzeme kullanılabilmesi
- gibi başka önemli teknik ve ekonomik nedenleride vardır.

Günümüzde üretilen modern paket hidroforların teknik ve fonksiyonel özellikleri şunlardır:

- Pompa olarak dikey veya yatay tip çok kademeli santrifüj pompalar öngörülmekte olup, tandans pompayı oluşturan çark, difüzör, pompa ayağı ve gövde elemanlarının paslanmaz çelik saçtan üretiliyor olması yönündedir.
- Elektrik motoru olarak monofaze (1.5 kW güçlere kadar) veya trifaze (2.2 kW ve daha büyük güçler için) motorlar, genelde 2 kutuplu (yani n= 2900 d/dak) olarak kullanılmaktadır.

- Basınç ve emiş kollektörleri sıcak daldırma galvaniz, çinko, krom kaplama, özel boyama gibi bir işlemde geçirilerek paslanma ve korozyona karşı korunmuş klasik demir borulardan veya pirinç, paslanmaz çelik gibi bilfiil kendisi paslanmayan malzemelerden üretilmektedir.
- Basınç algılayıcı sensörler olarak genelde basınç şalterleri, prosestatlar, kontak manometreler veya analog basınç algılayıcıları öngörülmektedir.
- Basınç emiş kollektörlerindeki basıncı göstermek için manometreler veya sayısal göstergeli elektrik basınç ölçerler kullanılabilir.
- Elektrik kontrol panoları, motor termik koruması, kuru çalışmaya karşı koruma kontrolü ve genel sinyalizasyon gibi klasik kontrol ve bildirim fonksiyonlarının yanısıra
  - \* İşletimin pompalar arasında eşit dağıtımını gerçekleştirmek üzere rotasyon fonksiyonu
  - \* Şalt sayısını minimize edici yönde start/stop geciktirme ve dağıtım fonksiyonu
  - \* Arıza otomasyonu fonksiyonu
  - \* Test çalıştırması fonksiyonu
  - \* Harici bir sinyalle start/stop fonksiyonu
  - \* Harici arıza ve işletim bildirim fonksiyonu
  - \* Diyagnostik raporfonksiyonu
  - \* Programlanabilen işletim değerleri fonksiyonugibi daha bir sıra işletim güvenirliliği ve konforuna yönelik özellikleride içerebilmektedir.
- Frekans konvektörü kullanılarak debi kontrolü yapılması böylece, kullanım konforunun artırılarak, elektrik tasarrufu sağlanması gittikçe daha çok öngörülen bir özellik olmaktadır. Frekans konvektör cihazları elektrik panosunun içine veya yanına yerleştirilebildiği gibi, pompaların elektrik motorlarının üzerinede entegre edilebilmektedir.
- Elektrik panolarının güç devreleri genelde 5.5 kW güçlere kadar motorlara direkt yol verecek şekilde, daha büyük motor güçleri için yıldız-üçgen devreli kalkış yapacak şekilde öngörülmektedir.
- Mekanik tesisat elemanları olarak yine paslanmaz çelik, bronz, pirinç gibi malzemelerden üretilmiş kompenzasyonlu sessiz çalışan çek valfler, açma kapama sırasında şok yaratmayacak tarzda çalışan vanalar gibi elemanlar kullanılmakta ve bunların genel sistem bünyesinde kolayca demonte edilebilir olmasına özen gösterilmektedir.

- Otomasyonu sağlamak, Şok absorbe etmek ve küçük miktarlarda basınçlı su depolayabilmek amacıyla, genelde basınç kollektörlerine irtibatlandırılarak kullanılan membranlı basınç tankların, membran malzemelerinin koku yapmayan butyl kauçuktan olması tercih edilmektedir.
- Tankların basınlandırılmasında küçük hacimlerde azot gazı tercih edilirken, büyük hacimlerde ise hava kullanılmaktadır.



### 13. HİDROFORLARIN SEÇİM VE HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

**Hidrofor kullanımının başarılı olabilmesinin ilk şartı işletim ve çevre şartlarına uygun olan hidrofor tipinin seçilebilmesi ve pompa kapasitelerinin doğru olarak belirlenebilmesidir.**

**Hidrofor tipinin seçiminde :**

- Ana su deposunun hidroforlara göre konumu (emiş yapılması gerekiyor mu , yoksa su kendi ağırlığıyla pompaya akabiliyor mu ?)
- Hidroforun yerleştirileceği mekanın özellikleri (yeterli alan ve hava sirkülasyonu varmı ?)
- Kullanıcı sayısı ve eşzaman kullanım beklentileri (şalt sayısının doğru tahmin edilerek buna uygun şalt sayısı sınırlama tekniğinin seçimi ?)
- Transferi yapılacak suyun özellikleri (özellikle suyun sertliği, agresivitesi, kirlilik derecesi ve sıcaklığı)
- Elektrik şebekesinin özellikleri (gerilim tolerans değerleri uygun mu, fazlar arasında gerilim farklılıkları var mı, kesinti ve şoklar oluşuyor mu ?)
- Hidroforun işletiminden sorumlu olacak olan personelin özellikleri (yeterli teknik bilgi ve cihaz kullanım kültürü var mı ?)
- Hidroforun yakın çevresiyle olan konumu (örneğin çalışma sesi çevre için rahatsız edici olabilir mi ?)

**gibi hususlar analiz edilerek malzeme ve fonksiyonel özellikleri bunlara uygun olan pompa ve diğer ekipmanların kullanıldığı hidrofor tercih edilmelidir.**

**Hidrofor kapasitelerinin belirlenmesinde ;**

- Gereken debi Q (m<sup>3</sup>/h)
- Gereken basma yüksekliği H (mSS)  
Çalışmaya başlama basıncı H alt (mSS) ve  
Çalışmayı durdurma basıncı H üst (mSS)
- Pompa sayısı
- Seçilecek membranlı tankın nominal hacmi V (litre)

**önemli rol oynamaktadır. Bu değerler yerleşim alanının boyutları, kullanıcıların ve tesisat malzemelerinin teknik özellikleri dikkate alınarak hesaplanabilmektedir.**

**Teorik olarak hesaplanan değerler, tecrübeyi değerlerle karşılaştırılarak irdelenmekte ve hidroforun sahip olması gereken teknik özellikleri ve kapasitesi hakkında bir karar üretilebilmektedir.**

**Bundan sonra yapılacak olan işlem, çeşitli üreticilerin sunduğu hidroforlar arasından tip ve kapasite açısından işletme şartlarına en uygun olanının seçilmesidir.**

**A) Hidrofor debisinin  $Q$  ( $m^3/h$ ) hesaplanması :**

**Debi hesabı kullanıcı özelliklerine göre değişiktir. Örneğin bir hastahane ile otele veya bir iş merkezi ile apartmana su basacak olan hidroforların debi hesabı farklıdır.**

**Hidroforun kullanım amacında debi hesabında dikkate alınan diğer önemli bir husustur. Örneğin çok kullanıcılı bir apartmana ait kullanma suyu hidroforunun debi hesabıyla, bir üretim hattının proses suyunu basınçlandıran hidroforun debi hesabı birbirinden çok farklıdır.**

**Debi hesabında iki ana kriter vardır. Bunlardan ilki birim zamanda tüketilmesi öngörülen su hacmi, diğeride çok kullanıcılı sistemlerdeki eşzaman faktörüdür.**

**Her iki kriterin bileşimi, kullanımın en fazla olduğu bir anda gerekli olan su debisini ifade ederki, hidroforun debi kapasitesi bunu karşılayabilecek şekilde seçilmelidir.**

**Yangın hidroforlarında (hidranatlı kuru sistem veya springlerli ıslak sistem) debi belirlenmesi için bölgesel itfaiye yönetmeliği kuralları belirleyicidir. Ancak sistemdeki hidrant veya springler sayısı, bunlardan kaç tanesinin aynı anda çalışacağıının öngörülmüş olması, hidrant veya springlerlerin çıkış çapları, çıkış ağızlarında olması gereken asgari akma basınçları yangın hidroforlarının debisinin belirlenmesinde rol oynayan kriterlerdir. Ayrıca bazı durumlarda sigorta şirketlerinin yangın sigortası için öngördükleri asgari sistem kriterlerinin dikkate alınmasında gerekebilir.**

**DIN 1988 normunun 6. Bölümünde, yangın hidroforlarının, örneğin C3 tipi hortum ağızlarında, beher hidrant için asgari  $12 m^3/h$  debiyi 3 bar çıkış basıncı gerçekleştirebilecek kapasitede seçilmesi gerektiği yer almaktadır. Yangın hidroforunun, bina içi hidratlarından asgari 2 tanesini aynı anda besleyebilecek kapasitede seçilmeside genelde uygulanan bir kriterdir.**

**Kullanma suyu hidroforlarının debi hesabı ise, kullanıcı sayısı, beher kullanıcı için birim zamanda tüketilmesi öngörülen su hacmi ve eşzaman kullanım faktörü dikkate alınarak gerçekleştirilebilmektedir.**

**Eşzaman kullanım faktörü, çok kullanıcı bir sistemdeki kullanıcıların kaç tanesinin aynı anda öngörülen miktarda su tüketebileceği olasılığını değerlendiren bir faktördür.**

**Kullanıcı sayısı olarak, konutlarda yaşayan aile ve birey, işyerlerinde çalışan insan, hastanelerde ise kullanılan yatak sayısı gibi değerler dikkate alınmaktadır.**

**Örneğin 160 ailenin yaşadığı bir yerleşim biriminin kullanma suyu hidroforunun debisinin belirlenmesinde**

$$Q = A \times B \times T \times f \text{ (m}^3\text{/h olarak)}$$

**A = Aile sayısı (daire veya bağımsız ev sayısı)**

**B = Birey sayısı/Aile**

**T = Bireyin günlük ortalama su tüketimi (litre/gün)**

**f = Eş zaman kullanım faktörü**

**formülü kullanılarak aşağıdaki değerlendirme yapılabilir.**

**Türkiye'de aile başına 4 veya 5 bireyin yaşadığı ve bireylerinde günlük ortalama su tüketiminin 100 - 150 litre/gün kadar olduğu kabul edilmektedir.**

**Eşzaman kullanım faktörünün seçiminde hidroforu kullanan konut (aile) sayısı baz alınır.**

| Konut (Aile) Sayısı | Eşzaman Kullanım Faktörü |
|---------------------|--------------------------|
| 4 daireye kadar     | 0.66                     |
| 5-10 daire          | 0.45                     |
| 11-20 daire         | 0.40                     |
| 21-50 daire         | 0.35                     |
| 51-100 daire        | 0.30                     |
| 100 daireden fazla  | 0.25                     |

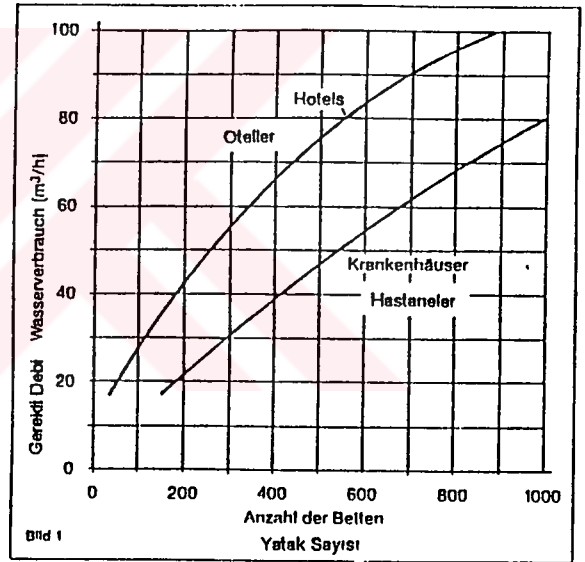
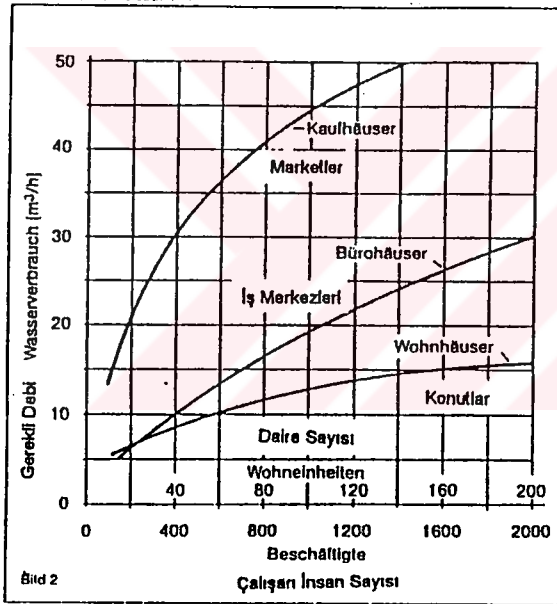
**çizelgesinden yapılacak bir seçim istatistiki tecrübelerle göre genelde doğru olmaktadır.**

Bu açıklamalardan sonra 160 aile için  
 $Q = 160 \times 4 \times 100 \times 0.25 = 16 \text{ m}^3/\text{h}$   
hidrofor debisinin gerekli olduğu söylenebilir.

Anlaşıldığı üzere debi hesabı, hidroforu kullanan insanların yaşam standartlarından ve alışkanlıklarından bağımlıdır.

Hidroforların kullanılacağı yerin özellikleri hakkında daha detaylı bilgilerin olmadığı durumlarda, istatistiki diyagramlardan seçim yapmakta debi belirlenmesinde sıkça kullanılan bir yöntemdir.

Aşağıdaki diyagramlardan çeşitli kullanım yerleri için gerekli olan kullanma suyu debi değerlerini yaklaşık olarak tespit etmek mümkündür.



Diyagramlardan veya hesaplanarak tespit edilen debi, hidroforun sahip olması gereken toplam debi kapasitesini belirlemektedir ancak pompa sayısı hakkında ve dolayısı ile beher pompanın sağlaması gereken debi değerleri hakkında bir bilgi vermemektedir.

Örneğin 160 ailenin yaşadığı bir yerleşim bölgesinde diyagramlara görede asgari 15-16 m<sup>3</sup>/h hidrofor debisi gerekli olmaktadır.

Buna göre seçilecek çok pompalı bir hidroforun pompalarının biri hariç diğerlerinin tamamı çalıştığında 15 m<sup>3</sup>/h debi elde ediyor olması gerekmektedir. Örneğin işletim için öngörülen alt basınç değerinde (H alt) beheri 7.5 m<sup>3</sup>/h debi verebilen 3 pompalı veya beheri 5 m<sup>3</sup>/h debi verebilen 4 pompalı veya beheri 15 m<sup>3</sup>/h debi verebilen 2 pompalı bir hidrofor doğru bir seçim olacaktır. (DIN 1988 normuna göre çok pompalı hidroforların debi kapasiteleri belirlenirken, pompalardan en az birinin çalışmadığı durumlarda bile hidroforun gerekli debiye ulaşabilmesi gerekmektedir.)

DIN 1988 normu Türkiye'de uygulanmak mecburiyetinde olmadığından 15 m<sup>3</sup>/h debi kapasitelerine sahip tek pompalı bir hidroforda yukarıdaki örnek için seçilmiş olabilirdi.

Ancak özellikle belli kapasitelerden daha büyük hidroforların (örneğin 6 m<sup>3</sup>/h ve daha büyük) çok pompalı seçilmesinde DIN normunun öngördüğü otomatik yedekleme özelliğinin yanısıra işletiminde elektrik tasarrufu, yüksek konfor ve güvenilirlik gibi başka önemli nedenlerde vardır.

Bu nedenle toplam debi gereksiminin fazla olduğu kullanma suyu hidroforlarının çok pompalı olarak seçilmesi daha doğrudur.

#### B) Hidrofor basıncının H (mSS) hesaplanması

Hidroforun basınç kollektöründe bulunan basınç, hidroforun emiş kollektörüne gelen suyun ön basıncı ile hidroforun kendi oluşturduğu basıncın toplamıdır. Ancak Türkiye'de hidroforlar genelde hidroforlarla aynı seviyedeki atmosfere açık bir su deposundan beslendikleri için suyun ön basıncı ihmal edilecek seviyelerdedir.

Hidroforun oluşturduğu basınç, kullanıcı tarafından belirtilmiş özel bir durum yoksa, yerleşim alanındaki en yüksek veya en uzak veya tesisat olarak en kritik kullanıcıda yaklaşık 10-15 mSS kadar bir akma basıncı gerçekleştirebilecek kadar olmalıdır.

Buna göre

$$H = h + \sum \Delta p + 15 \text{ (mSS)}$$

$h$  : En yüksek kullanıcının kod farkı (mSS)

$\sum \Delta p$  : Tesisattaki toplam basınç kayıpları (mSS)

olarak bulunan basınç, hidroforun çalışmaya başlayacağı Halt (alt basınç) noktası olarak kabul edilebilir. Hidroforun çalışmayı durduracağı nokta olan Hüst (üst basınç) değeri ise hidroforun konstruktif özelliklerinden ve vasıflarına bağlıdır.

Hidroforun basınç çalışma aralığı diye isimlendirilen (Hüst - Halt) basınç farkı esas itibariyle mümkün olduğunca küçük olmalı ve hidroforun mümkün olduğunca sabit bir basınç vermesi amaçlanmalıdır. Bu değer büyüdükçe tesisattaki basınç dalgalanması artmakta ve kullanım konforu azalmaktadır.

Bu nedenle Hüst- Halt çalışma aralığı olarak 1,5 barlık bir fark genelde yeterli bir fark olarak değerlendirilmekte ve uygulamaya çalışılmaktadır.

Tesisattaki toplam dirençlerin  $\Sigma\Delta p$  hesaplanması her zaman kolay olmayabilir. Bunun için tesisatı oluşturan her türlü armatür, vana, boru ve bağlantı malzemelerinin tip, miktar ve ölçülerini bilmek ve bunların içinden geçecek olan su debisinde oluşan dirençleri hesaplayabilmek gereklidir.

Bu tür hesaplama genelde mümkün olmadığından,  $\Sigma\Delta p$  olarak normal şartlarda (örneğin apartman tipi yapılarda) statik bina yüksekliğinin % 20 - % 25 arası bir değer tesisattaki toplam basınç kayıpları olarak kabul edilerek sistemdeki bilinen direnç kayıpları (örneğin su sayaçları ve basınç düşürücüler) varsa buna ayrıca eklenmektedir.

Örneğin statik yüksekliği 30 m (yaklaşık 10 katlı) ve her daire girişinde bir su sayacı olan eski bir apartman için seçilecek hidrofora ait alt basınç hesaplanırken, en yüksek kullanıcıda olması gereken 10-15 mSS akma basıncına  $30 \times 1.25 + 7.5 = 45$  mSS kadar bir ekleme yapılmalı (burada su sayacının 7.5 mSS basınç kaybı yarattığı varsayılmıştır) ve Halt = 55-60 mSS civarında seçilmelidir.

Böyle bir hidroforun üst basıncıda (durma basıncı)

Hüst = 75-80 mSS civarında olacaktır.

Hidroforun sağlaması gereken basınç hesaplanırken ve genel tesisattaki basınç dağılımı incelenirken dikkatedilmesi gereken diğer bir nokta, statik su basıncının tesisatın hiçbir noktasındaki standart tip kullanıcılarda (normal armatürler) 5 barı (50 mSS) geçmemesinin temin edilmesidir. DIN 1988 normunda konforlu bir su kullanımının sağlanabilmesi ve armatürlerin sağlıklı çalışabilmesi için 4 bar giriş basıncı tavsiye edilmekte ve giriş basıncının 5 barı geçmesi durumunda basınç düşürücü kullanılması veya tesisatta zonlamaya gidilmesi (bölgesel basınçlandırma) şart koşulmaktadır.

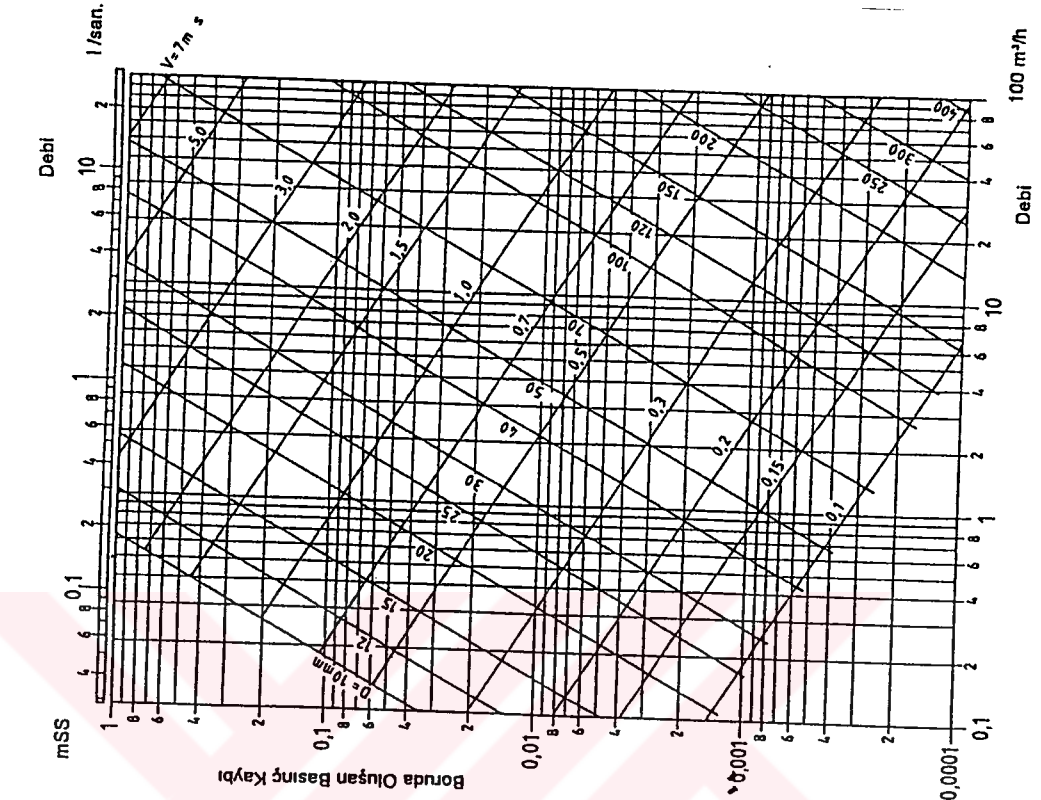
**Hidroforun uzak mesafelerdeki kullanıcılara su basması durumunda, hidroforun sağlaması gereken basınç hesaplanırken, borularda oluşan direnç kayıplarının da ayrıca belirlenerek dikkate alınması gerekmektedir.**

**Özellikle, kooperatif, site, tatil köyü, mahalle, kasba, köy gibi toplu yerleşim birimlerinde yer alan bütün su kullanıcılarının tek bir hidrofor merkezinden beslenmesi durumunda, yangın hidrantı veya sulama amaçlı geniş bir alana yayılmış entegre ring sistemlerinin aynı hidroforla basınçlandırıldığı veya buna benzer durumlarda, tesisat borularında ve bunların bağlantı yerlerinde oluşacak basınç kayıplarının da hesaplanarak pompa seçiminde dikkate alınması unutulmamalıdır.**

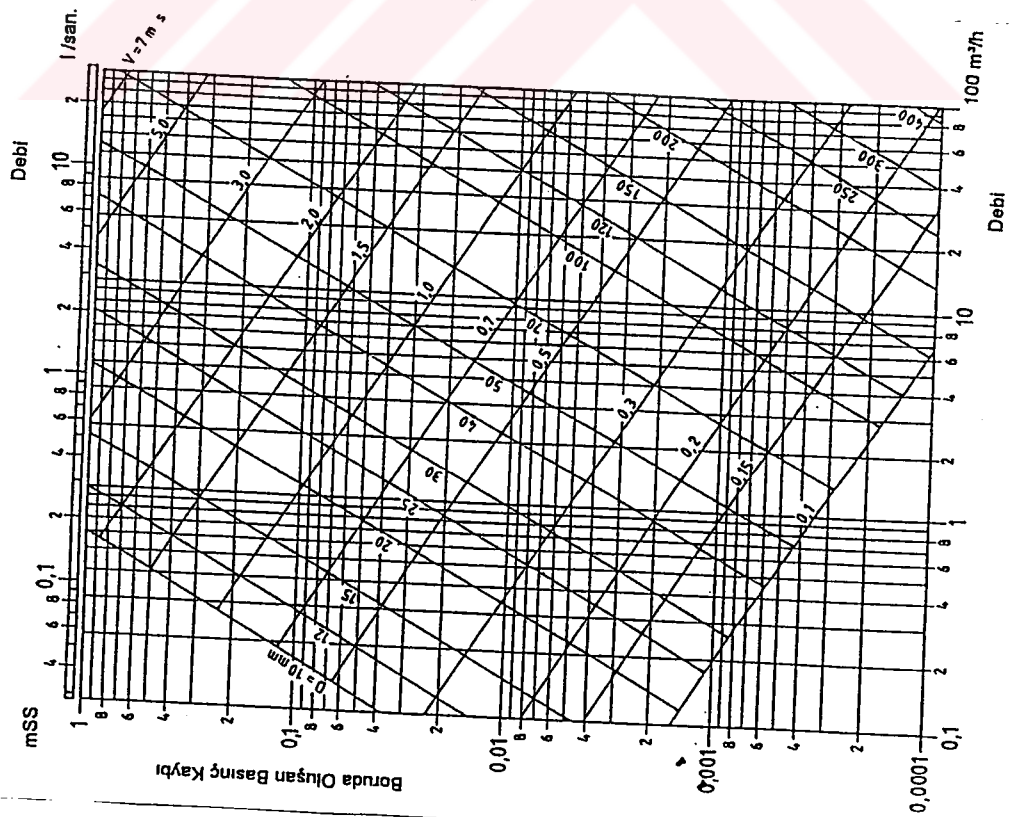
**Borularda oluşan basınç kayıpları, boru cinsine, boru çapına ve borunun içinden geçen su debisine bağlıdır. Boru basınç kayıplarının belirlenmesinde, önceden hazırlanmış diyagramlardan faydalanılması en kolay yöntemdir.**

**Aşağıdaki diyagramlar memleketimizde en çok kullanılan boru cinslerinden galvanizli çelik boru ve P.V.C. veya benzeri sunni malzemeden yapılmış borulara ait basınç kayıplarının karakteristiklerini göstermektedir.**

**Bu diyagramlar basınç kayıplarının belirlenmesinin yanısıra, akış hızının dikkate alınarak doğru boru çapının seçiminde de fevkalade yararlıdır.**



P.V.C. VB. BORULAR İÇİN



GALVANIZLI ÇELİK BORULAR İÇİN

Örneğin  $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$  debi taşımak üzere  $D = 40 \text{ mm}$  çapında (yani R 1 1/2") galvanizli çelik boru seçildiğinde, bu boruda yaklaşık 2.2 m/san. Kadar bir akış hızı ve her metre boru uzunluğu için 0.18 mSS basınç kaybı oluşacağı yukarıdaki diyagramlardan belirlenmektedir.

Hidroforun uzak mesafelerdeki kullanıcılara su basması durumunda, hidroforun sağlaması gereken basınç hesaplanırken, diikate alınması gereken bir diğer hususta, hidroforun bulunduğu yerle, çeşitli kullanıcılar arasındaki coğrafi kod farkıdır.

Özellikle birçok binanın, arazinin belli bir yerine yerleştirilmiş aynı hidrofordan beslendiği ve dolayısıyla bazı binaların hidrofora nazaran daha düşük, bazılarının daha yüksek coğrafi koda sahip olduğu durumlarda bu hususunda dikkate alınması gerekmektedir.

Coğrafi kod farkı pozitif olduğunda hidroforun sağlaması gereken basıncı yükseltici, negatif olduğunda ise hidroforun sağlaması gereken basıncı düşürücü olduğu dikkate alınarak pompa seçilmektedir.

### 13.1. POMPA SEÇİMİNDE DİKKAT EDİLMESİ GEREKEN NOKTALAR

Hidroforun sağlaması gereken toplam debi ve basma yüksekliği yukarıda açıklandığı tarzda belirlendikten sonra, hidroforda yer alacak toplam pompa sayısına göre beher pompanın vermesi gereken debi ve basınç ortaya çıkmış olur.

Ancak pompa tipinin seçiminde debi ve basınç özelliklerinin yanısıra

- \* Çalışma noktasındaki verim  $\eta$
  - \* Çalışma noktasındaki NPSH değeri
  - \* Pompayı oluşturan elemanların malzeme özellikleri
  - \* Çalışırken oluşan ses karakteristiği
- gibi diğer noktalarda pompa üreticilerinin kataloglarından titizlikle incelenerek dikkate alınmalıdır.

Pompa kataloglarında, motorun elektrik şebekesinden çektiği güç  $p_2$ , genellikle verim  $\eta$  ile birlikte verilmektedir.

Pompa seçilirken, işletim noktasının mümkün olduğunca verim eğrisinin üst bölgesinde kalmasına özen gösterilmelidir.

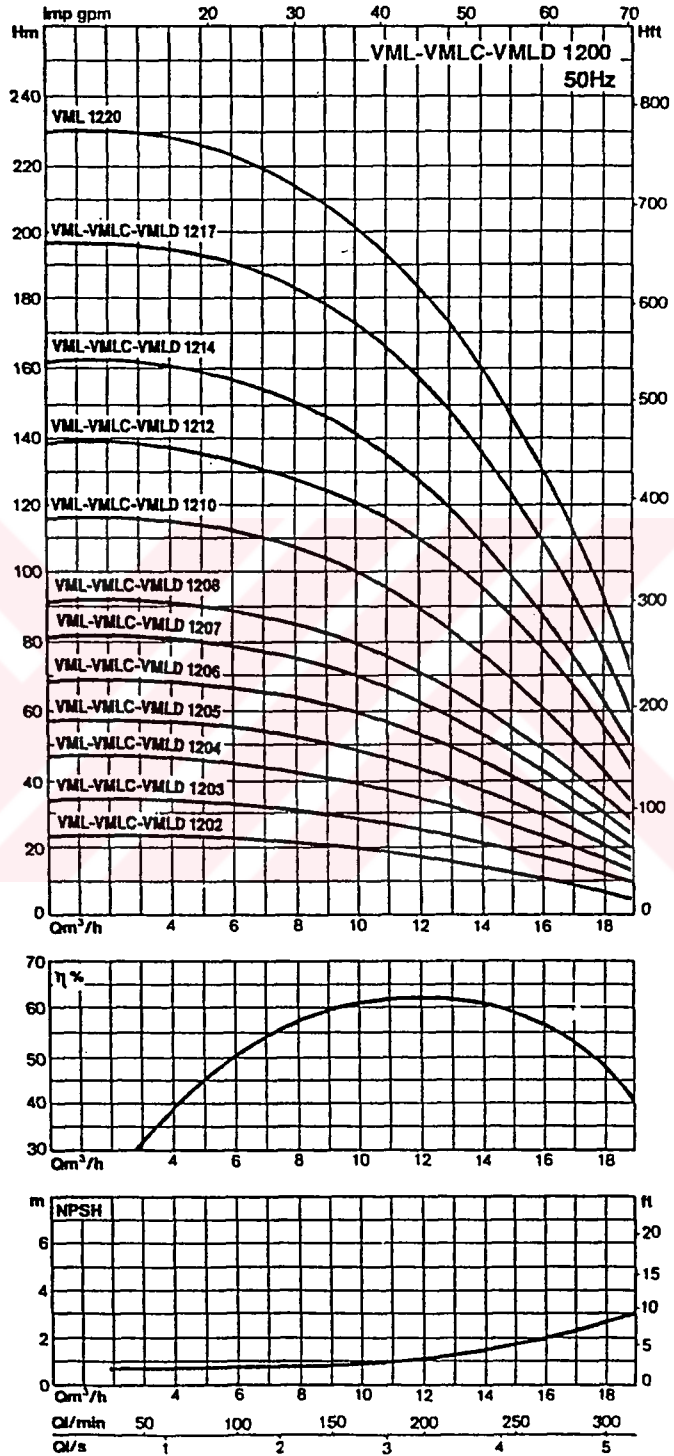
**Karakteristik çalışma eğrilerinin uygun olmayan bölgelerinde çalıştırılan pompalarda elektrik harcaması artar, motorlar aşırı ısınarak sık sık termik attırabilirler, kavitasyondan dolayı ek gürültü ve vibrasyon oluşumunun yanısıra, pompanın debi kapasiteside düşebilir.**

**Pompayı oluşturan elemanların (özellikle akışkanla temasta olan parçaların) akışkanın korozif etkisine dayanıklı olması gerekmektedir. Akışkanın pH değeri, oksijen, tuz, chlorid, chlorin ve hidrojen sülfid oranı ve sıcaklığı, akışkanın korozif etkisini belirleyici unsurlar olarak, şüpheli durumlarda incelenerek, malzeme seçiminde dikkate alınmalıdır.**

**Aşağıdaki örnek diyagram dikey tip, çok kademeli bir santrifüj pompanın verim  $\eta$  ve NPSH karakteristiğinin pompanın nominal debisiyle olan ilişkisini göstermektedir.**

**Kavitasyonsuz ve problemsiz bir işletim için, pompanın emiş ağzında oluşan gerçek NPSH değerinin, pompanın gereksinim duyduğu asgari NPSH değerinden (NPSH-karakteristiği) daha yüksek olması gerekmektedir.**

### HYDRAULIC PERFORMANCES AT 2900 RPM



## 13.2. MEMBRAN BASINÇLI TANKLARIN SEÇİM VE HESAPLAMA YÖNTEMİ

Paket hidroforların bünyesinde yer alan küçük hacimli membranların basınçlı tanklar, üreticilerin tercihinden bağımlı olarak, birkaç litreden 20-25 litre kapasiteye kadar çeşitli hacimlerde kullanılmaktadır. Bu tankların amacı, basınç algılayıcılarına gelen basınç sinyallerinin şok absorpsiyonunun gerçekleştirilmesi ve sistemdeki olası küçük sızıntıların karşılanmasıdır.

Membranlı basınçlı tanklar dikey, yatay, ayaklı, ayaksız gibi çeşitli tip ve kapasitelerde üretilmektedirler.

Bu tanklar kullanılmadığında veya örneğin membranları patladığında, hidroforun start/stop fonksiyonlarında düzensizlikler oluşarak işletim yapamaz hale gelmektedir.

Paket hidroforların basınç çıkışına ayrıca bağlanan daha büyük hacimli membranlı tankların kullanım amacı ise, hidrofor pompalarının şalt sayısını sınırlamaktır.

Elektrik motoru üreticilerinin şalt sayısı tavsiyesi  $S = 20-30/\text{saat}$  civarındadır. Yani motorlara bir saat içinde 20-30 defadan daha fazla start/stop yapılmaması tavsiye edilmektedir. Sürekli start/stop fonksiyonu elektrik motorunun, pompa aksamının ve elektrik panosu ekipmanının kullanım ömrünü kısalttığı gibi, yüksek demeraj akımından dolayı elektrik sarfiyatınında artmasına sebep olmaktadır.

Bu nedenle özellikle 2-3 kW'tan daha büyük motorlarda şalt sayısı sınırlamasına özet gösterilmesi tavsiye edilmektedir.

Sistemde oluşabilecek şokları absorbe etmek ve elektrik kesintilerinde belli miktarda basınçlı suyu rezerv olarak tutabilmek bu tankların kullanılmasının diğer tali amaçlarıdır.

Membranlı basınçlı tank teknolojisinin gelişmemiş olduğu dönemlerde kullanılan basınç kontrollu, hava yastıklı klasik basınçlı tankların, hava takviyesinde yaşayan problemler, bu sistemlerin enerji sarfiyatının yüksek olması, özellikle kompresörlü sistemlerdeki gürültü problemi, bakım onarım güçlükleri ve yatırım maliyetinin yüksek olması gibi bir sıra nedenden dolayı günümüzde bunların yerine su ve gaz bölümü birbirinden butyl veya tabi kauçuktan yapılmış bir membranla soyutlanmış olan basınçlı tankların kullanımı yaygınlaşmıştır.

DIN 1988 normunun 5.ci bölümünde membranlı basınçlı tanklar için öngörülen hacim hesabı, DIN 4810 normunda anlatılan basınç kontrollü hava yastıklı klasik basınç tanklarının hesap tarzı baz alınarak geliştirilmiştir.

Buna göre seçilmesi gereken basınçlı tankın nominal hacmi ( $V_N$ )

$$V_N = 0,33 \cdot Q_p \frac{(H_{üst} + 1)}{(H_{üst} - H_{alt}) \cdot S}$$

formülüne göre hesaplanmaktadır. Burada

$V_N$  Seçilen tankın nominal hacmi (Litre)  
 $Q_p$  Hidrofordaki bir pompanın  $H_{alt}$  basınçtaki debisi ( $m^3/saat$ )  
 $H_{üst}$  Hidroforun ayarlanmış üst basıncı (bar)  
 $(H_{üst} - H_{alt})$  Hidroforun ayarlanmış çalışma basınç farkı (bar)  
 $S$  Amaçlanan şalt sayısı (1/saat)  
olarak ifade edilmektedir.

**Örneğin**

$H_{alt}$  basınçtaki toplam debisi 44  $m^3/saat$  olan ve işletimi rotasyon yaptırarak pompalarına eşit olarak dağıtabilen 4 pompalı bir hidroforun  $H_{alt} = 45$  mSS,  $H_{üst} = 65$  mSS basınç aralığında çalışması durumunda ve şalt sayısı  $S=30/saat$  baz alınarak yapılan bir seçimde

$$Q_p = \frac{44}{4} = 11 \text{ m}^3/saat \text{ (Bir pompanın azami debisi)}$$

$H_{üst} = 6.5$  bar  
 $H_{alt} = 4.5$  bar  
 $S = 30/saat$

kullanılması gereken membranlı basınçlı tankın nominal hacmi ( $V_N$ )

$$V_N = 0.33 \cdot 11 \frac{(6.5 + 1)}{(6.5 - 4.5) \cdot 30} = 453.75 \text{ litre olarak hesaplanabilmektedir.}$$

Nominal hacmi 500 litre olarak seçilen bu tankın örnekteki çalışma şartlarında, depolayabileceği faydalı su hacmide ( $V_F$ )

$$V_F = V_N \cdot \frac{(\text{Hüst} - \text{Halt})}{(\text{Hüst} + 1)}$$

formülü kullanılarak

$$V_F = 500 \cdot \frac{(6.5 - 4.5)}{(6.5 + 1)} = 133.3 \text{ litre}$$

olarak hesaplanabilmektedir.

Membranlı basınçlı tank seçimindeki bir diğer kriterde tankın sahip olması gereken basınç sınıfıdır.

Hidroforlarda kullanılan pompaların sıfır debideki basınçları tankın basınç sınıfının belirlenmesinde baz alınır. Tankın nominal işletme basıncı, pompaların sıfır debide basabileceği basınçtan daha yüksek olmalıdır.

Tankın ön hava basıncı ise işletme şartlarından bağımlı olup hidroforun Halt çalışma basıncından % 10 daha düşük bir değere ayarlanmalıdır.

Halt = 45 mSS olarak verilen yukarıdaki örnek hidrofor uygulamasında, kullanılacak membranlı tankın ön gaz basıncı yaklaşık 40 mSS = 4 bar olarak ayarlanmalıdır.

Membranlı tankların hidroforun basınç hattına irtibatlandırılmasının çeşitli yöntemli vardır. Basınç kollektörünün bir tarafının tanka diğer tarafının tesisata bağlanması genelde uygulanan yöntem olmakla birlikte, tankın, binanın tesisat hattı üzerinde herhangi bir yere bağlanmasında mümkündür.

Bağlantıların yapılırken dikkat edilmesi gereken nokta, membran değişikliği veya benzeri bir durum için bağlantıların çabuk sökülebilir ve araya konulacak bir vanayla tesisattan soyutlanabilecek nitelikte olmasıdır.

#### **14. HİDROFORLARIN MONTAJI VE İŞLETMEYE ALINMASI**

**Hidroforlar bir depoya veya direk şehir şebekesine bağlı olarak çalışabilirler.**

**Direk şehir şebekesine bağlanan hidroforlarda giriş basıncının 1 bardan daha fazla dalgalanmaması ve 0.5 bardan daha düşük olmaması ön şarttır. Bu şartların gerçekleştirilemediği şebekelerde hidroforların direk şebekeye bağlanması doğru olmaz.**

**Bir depodan su alarak çalışan hidrofor sistemlerinde ise su, depodan kendi ağırlığıyla pompaya doğru akabilmeli ve pompanın emiş ağzında 0.2 bar kadar bir ön basınç oluşturabilmelidir. Yani su deposu çıkış ağzı, pompanın emiş ağzından asgari 2 m yukarıda kalabilecek kadar daha yüksek bir konumda olmalıdır.**

**Hidroforların emiş yaptırılarak çalıştırılması esas itibariyle doğru değildir. Ancak buna mecbur kalındığında pompanın emiş ağzı, çapı bir boy daha geniş olan bir boru kullanılarak, en kısa yoldan, mümkün olduğunca dirsek vb. Bağlantı malzemeleri kullanılmadan ve sifon etkisi oluşturulmayacak bir şekilde, deponun içine dik olarak sarkıtılmış ve ucunda klape bulunan emiş borusuna irtibatlanmalıdır.**

**Emiş yapan hidroforlarda emiş borusunun ucundaki klapeden başka, emiş ve basınç hattı üzerinde ayrıca bir çek valf kullanılmamalıdır.**

**Deponun su çıkış ağzının ve hidroforun emiş kollektörüne su getiren emiş hattının hidroforun emiş kollektöründen bir boy daha geniş seçilmesi rahat bir işletim için faydalıdır. Bu hat üzerine bakımı ve demontajı kolay olacak biçimde bir pislik tutucu takılmalıdır.**

**Montajda dikkat edilmesi gereken bir hususta hidroforun kuru çalışmaya karşı korunmaya alınmasıdır. Seviye flatörü veya seviye kontrol elektrotları kuru çalışmayı önleyici tedbir olarak sıkça uygulanan bir yöntemdir.**

**Tek pompalı ve emiş yapmayarak normal şartlarda çalışan hidroforlarda çek valfi, su deposunun hemen çıkış ağzına takarak ve tesisatın başka bir yerinde ayrıca bir çek valf kullanmayarak, tesisattaki suyun, pompayı depoda su bittiği durumlarda bile her zaman kendi ağırlığıyla ıslak tutmasını temin etmek açısından tavsiye edilen bir yöntemdir.**

**Emiş ve basınç kollektörlerinin tesisata bağlanmasında fleksibel hortum veya kompanzator kullanılması önemle tavsiye edilir. Buradaki amaç tesisata ait boru ve diğer malzemelerin ağırlıklarının hidrofora taşıtılması, gerilimsiz rahat bir montaj gerçekleştirilmesi ve oluşabilecek vibrasyon ve gürültünün tesisata sirayetinin engellenmesidir.**

**Basınç hattına membranlı tank bağlantısı yapılırken, yine fleksibel hortum ve vana kullanılması ve bağlantıların gerektiğinde kolay sökülebilir şekilde gerçekleştirilmesi gerekmektedir.**

**Genel olarak hidrofor ve membranlı tank, etrafında rahatça dolaşılacak genişlikteki iyi havalandırılmış, rutubetsiz ve iyi aydınlatılmış temiz bir mekana yerleştirilmelidir. Zaman zaman bakım ve onarım yapılacağı unutulmamalıdır.**

**Çevre sıcaklığı 0°C'den daha düşük, 40°C'den daha yüksek ve nemlilik oranı % 90'dan daha fazla olmamalıdır. Özel önlem alınmayan standart hidroforlarda suyun giriş sıcaklığı + 30°C'yi, çıkış sıcaklığında + 40°C'yi geçmemelidir.**

**Hidroforun elektrik panosuna elektrik bağlantısını gerçekleştiren güç kablosu, uzunluğuna ve taşıyacağı güce uygun kesitte olmalıdır.**

**Hidroforun bağlanacağı elektrik şebekesinin gerilim ve gerilim tolerans değerlerinin uygunluğu temin edilmelidir. Avrupa'da elektrik motoru ve elektrik teçhizatı üreticilerinin 380 Volt gerilimli şebekeler için  $\pm$  % 10, 400 Volt gerilimli şebekeler için + % 6 - % 10 tolerans verdikleri dikkate alınmalıdır.**

## SONUÇ

**Hazırladığım bu tezde in-line pompalar hakkında genel bilgiler verilmiştir. Sıcak su ve soğuk su devrelerinde kullanılan in-line pompalar sistem içinde incelenmiş,ve genel olarak sıcak su ve soğuk su devrelerinden bahsedilmiştir. Ayrıntılı olarak ısıtma devrelerinde kullanılan pompalar ile sistemin işletimi anlatılmış ve bu pompalarda uygulanabilecek enerji tasarrufundan bahsedilmiş ve bu sistemlerde in-line pompa kullanımından bahsedilmiştir. Tez içinde in-line pompalar ile yatay, şase tip(norm) pompaların karşılaştırılması yapılmış, işçilikten, yerden, ağırlıktan ve maliyetden tasarruftan bahsedilmiştir.**

**Görülmüştür ki,in-line pompa kullanımı yatırım ve işletim maliyetleri göz önünde bulundurulduğunda her yönden ekonomik olmaktadır.**



## 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 Desing 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

**ÖZGEÇMİŞ**

|                        |  |
|------------------------|--|
| <b>Adı Soyadı</b>      | <b>Tayfun KARAGÜÇ</b>  |
| <b>Baba Adı</b>        | <b>Aziz</b>  |
| <b>Ana Adı</b>         | <b>Nurhan</b>  |
| <b>Doğum Tarihi</b>    | <b>02. Temmuz. 1972</b>  |
| <b>Doğum Yeri</b>      | <b>Balıkesir</b>   |
| <b>Öğrenim Durumu;</b> |  |
| <b>İlkokul</b>         | <b>Balıkesir, Altneylül İlkokulu</b>                             |
| <b>Giriş</b>           | <b>1978</b>  |
| <b>Mezuniyet</b>       | <b>1983</b>  |
| <b>Ortaokul</b>        | <b>Balıkesir, Atatürk Ortaokulu</b>                              |
| <b>Giriş</b>           | <b>1983</b>  |
| <b>Mezuniyet</b>       | <b>1986</b>  |
| <b>Lise</b>            | <b>Kocaeli, Yarımca Lisesi</b>                                   |
| <b>Giriş</b>           | <b>1986</b>  |
| <b>Mezuniyet</b>       | <b>1989</b>  |
| <b>Üniversite</b>      | <b>Yıldız Üniversitesi Makina Mühendisliği Isı Proses Bölümü</b> |
| <b>Giriş</b>           | <b>1989</b>  |
| <b>Mezuniyet</b>       | <b>1993</b>  |
| <b>Yüksek Lisans</b>   | <b>Yıldız Teknik Üniversitesi F.B.E. Isı Proses Bölümü</b>       |
| <b>Giriş</b>           | <b>1993</b>  |
| <b>Mezuniyet</b>       | <b>Devam Ediyor</b>  |