

ISI POMPASI
KONUT ISITMASINDA ISI POMPASI VE
KLASİK SİSTEM İLE KARŞILAŞTIRILMASI

Birol YAVUZ

Yüksek Lisans Tezi

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

1991

[Faint, illegible text]

ISI POMFASI
KONUT ISITMASINDA ISI POMFASI VE
KLASİK SİSTEM İLE KARŞILAŞTIRILMASI

Birel YAVUZ /

Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisans Üstü Yönetmeliği uyarınca
Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Enerji Bilim Dalında

YÜKSEK LİSANS TEZİ
olarak hazırlanmıştır.

Danışman : Prof. Dr. Kemal TANER

HAZİRAN 1991

Birol YAVUZ ' un YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak hazırladığı " ISI POMPASI ; KONUT ISITMASINDA ISI POMPASI VE KLASİK SİSTEM İLE KARŞILIŞTIRILMASI " başlıklı bu çalışma, jürimizce lisanüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

.20.6./ 1991

Üye : Prof. Dr. Kemal TANER
Üye : Doç. Dr. Jasor Pınar
Üye : Y. Doç. Dr. İlker GÜRKAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun
14. TEMMUZ 1991 gün ve .279-1.. sayılı kararı
ile onaylanmıştır.

Prof. Dr. Rüstem KAYA
Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ

Bu eser, Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Enerji Bilim Dalında "KONUT ISITMASINDA ISI POMPASI VE KLASİK SİSTEM İLE KARŞILAŞTIRILMASI" konusunda yüksek lisans tezi olarak hazırlanmıştır.

Tezin, konu ile ilgilenen tüm mühendis ve öğrencilere faydalı olmasını diler, tezin hazırlama çalışmalarında teşviklerini gördüğüm sayın hocam Prof. Dr. Kemal Taner'e teşekkürlerimi sunarım.

Birol YAVUZ

ÖZET

Son yıllarda enerji kaynakları ve ısı enerjisinin yeniden kullanılması konularında yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Bu bakımdan ısı pompası, sarfedilen enerjiden daha büyük bir enerjiyi ısıtma maksadı ile kullanmayı sağladığından üzerinde çalışılan konulardan birisi olmuştur. Kışın ısıtmada kullanılan ısı pompası yazın da soğutma maksadıyla kullanılabilir.

Yatırım masrafları büyük olmasına rağmen enerjinin pahalılaşması, ısı pompası için geri ödeme süresini kısaltmış ve ısı pompasının daha çok kullanılmasına sebep olmuştur. Geri ödeme süresinin tayininde Isıtma Tesir Katsayısının (ITK) Önemi büyüktür.

Bu çalışmada ısı pompası sistemi teorik olarak incelenmiş daha sonra bir konut için ısıtma amaçlı ısı pompası projelendirilmiştir. Klasik kalorifer sistemi hesapları incelenerek, son bölümde ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin analizleri yapılmıştır.

SUMMARY

In recent years some intense researches have been made on recycling of energy resources and thermal energy. In this context, the heat pump is one of the most important subjects because of the fact that it can supply for heating purposes an energy larger than the one spent to create it. A heat pump used for heating purposes in winter can be used for cooling purposes summer too.

Although the investment cost is considerably high, increasing energy expenses shorten the heat pump's depreciation time, so that the heat pumps turn out to be increasingly preferable. The Heat Performance Coefficient plays an important role to determine mentioned depreciation time.

In this study, the heat pump has been reviewed theoretically, then a heat pump for domestic heating purposes has been projected. After having reviewed the conventional domestic central heating system calculations, the initial investment and operational costs have been analysed in the last chapter.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ	ii
ÖZET	iii
SUMMARY	iv
İÇİNDEKİLER	v
SEMBOOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vii
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
BÖLÜM 2. ISI POMPASI TERMODİNAMİĞİ	2
2.1 Genel	2
2.2 Buhar sıkıştırmalı çevrim	3
2.3 Isı kaynakları	7
2.4 Buharlaştırıcılar	8
2.5 Yoğuşturucular	10
2.6 Kompresörler	13
BÖLÜM 3. ISI POMPALARINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	15
3.1 Soğutucu akışkanlar	15
3.2 Freon serisi soğutucu akışkanlar ..	17
3.3 Diğer soğutucu akışkanlar	20
3.4 Yağlama yağları	21
3.5 Isı pompası için soğutucu akışkan seçimi	25
BÖLÜM 4. ISI POMPASI ELEMANLARI	27
4.1 Kompresörler	27
4.1.1 Pistonlu kompresörler	27
4.1.2 Rotatif kompresörler	30
4.1.3 Türbo kompresörler	33
4.1.4 Hermetik kompresörler	33
4.2 Isı değıştiricileri	35

4.3 Basınç ayarlayıcılar	38
4.4 Dört yollu vana	46
4.5 Kumanda kontrol cihazları ve diğer yardımcı elemanlar	48
BÖLÜM 5. ISI POMPASININ PROJELENDİRİLMESİ	52
5.1 Uygulamada söz konusu binada tasarlanan sistem	52
5.2 Çevrime ait değerlerin hesaplanması	53
5.3 Buharlaştırıcının boyutlandırılması	55
5.4 Yoğuşturucunun boyutlandırılması ..	57
5.5 Kompresör gücünün tayini	58
5.6 Kanalların projelendirilmesi	59
5.6.1 Mahallere gereken hava debileri	59
5.6.2 Kanal kesitlerinin hesaplanması	62
5.6.3 Vantilatör güçlerinin hesabı	62
BÖLÜM 6. KALORİFER KAZANI VE TESİSATI	64
6.1 Kalorifer kazanının seçimi	64
6.2 Kalorifer tesisatı	64
BÖLÜM 7. EKONOMİK ANALİZ VE SONUÇLAR	70
7.1 İlk yatırım maliyetleri	70
7.2 Sistemlerin işletme maliyetleri ...	72
7.3 Sonuç ve öneriler	73
KAYNAKLAR DİZİNİ	74

SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>SEMBOLLER</u>	<u>AÇIKLAMA</u>
A	Alan , m ²
C _p	Özgül ısı, kJ/kg K
d	Çap , m
g	Yerçekimi ivmesi , m/s ²
h	Özgül entalpi , kJ/kg
h _b	Doymuş buhar halindeki entalpi, kJ/kg
h _s	Doymuş sıvı halindeki entalpi, kJ/kg
h _{sb}	Buharlaştırma gizli ısısı , kJ/kg
h _d	Dış yüzey ısı taşınım katsayısı, kJ/kg
h _i	İç yüzey ısı taşınım katsayısı, kJ/kg
h _h	Havanın ısı taşınım katsayısı , kJ/kg
J	Isı geçiş faktörü
k	Isı iletim katsayısı , W/mK
m _a	Hava debisi , kg/s
m _s	Su debisi , kg/s
m _{so}	Soğutucu akışkan debisi, kg/s
p	Basınç , mPa
p _d	Doyma basıncı , mPa
Q _{sıc}	Sıcak kaynağa verilen ısı , KW
Q _{soğ}	Soğuk kaynaktan çekilen ısı , KW
q _b	Birim kütlede buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı, kJ/kg
q _y	Birim kütlede yoğuşturucudan atılan ısı miktarı , kJ/kg
T	Sıcaklık , °C
T _d	Dış sıcaklık, °C
T _{de}	Depo sıcaklığı , °C
T _i	İç sıcaklık , °C
T _o	Ortalama sıcaklık , °C
T _b	Buharlaştırma sıcaklığı, °C
T _y	Yoğuşma sıcaklığı , °C

T_C	Çevre sıcaklığı °C
t	Zaman , h
U	Toplam ısı geçiş katsayısı , W/m^2K
V	Hız , m/s
v	Özgül hacim , m^3/kg
W	Isıtma ve soğutma makinası için kullanılan enerji , KW
W_K	Kompresörün gerçek işi , KW
W_k	Birim kütledeki soğutucu akışkan için kompresörde yapılan iş , KJ/kg
α	Birim sıcaklık ve birim kalınlıktaki ısı yayılım katsayısı , m/sK
β	Soğutma tesir katsayısı
β'	Isıtma tesir katsayısı
ϵ	Isı değıştirme etkinliği
η	Isıl verim
η_f	Kanatçık verimi
η_i	Kompresörün iç verimi
η_v	Kompresörün Volümetrik verimi
μ	Dinamik viskozite, kg/ms
ρ	Yoğunluk , kg/m^3
ν	Kinematik viskozite , m^2/s

KISALTMALAR

ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
ID	İyilik Derecesi
SH	Strok Hacmi

EÖLÖM 1

GİRİŞ

1973 yılı petrol krizi sonucunda petrole bağımlı olmayan yeni enerji kaynakları araştırılmaya başlandı. Bunların arasında güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, jeotermal enerji vb. kaynaklar gündeme geldi. Ayrıca daha önce ele alınan ısı pompası çalışmalarını yoğunlaştırılarak ucuz, temiz ve çift yönlü (ısıtma-soğutma) enerji elde etme amaç edinildi. Bilindiği gibi ısı pompaları elektrikli ısıtmaya göre 3-4 kat daha fazla ısı enerjisi veren bir sistemdir. Çevre sorunlarına en olumlu şekilde cevap veren, şehirleri ve çalışmakta bulunduğu yöreleri temiz tutan, hem ısıtma hemde soğutma fonksiyonlarını yerine getiren bu sistem, insan hayatının her kesimine girerek önemini göstermeye başlamıştır.

Konutlarda ve ticari yapılardaki konforuyla endüstriyel alanda önemini kanıtlamaya başlayan ısı pompası, esasta soğuk ısı kaynağından ısı çekerek, dışarıdan enerji sarfedilmesi ile daha büyük sıcaklık ortamına ısı veren bir sistemdir. Böylece belirli bir enerji tasarrufu sağlamaktadır.

Sıcak kaynağa verdiği ısı dışarıdan verilen işten daima daha büyük olduğu için ısı pompasının ısı tesir katsayısı 1 den büyüktür. Tersinir çevrime göre çalışan ısı pompalarının ısıtma tesir katsayıları 1 den oldukça büyüktür. Pratikte sistem elemanlarının tersinmezliklerinden doğan kaçınılmaz kayıplardan dolayı ısı tesir katsayısı düşmektedir.

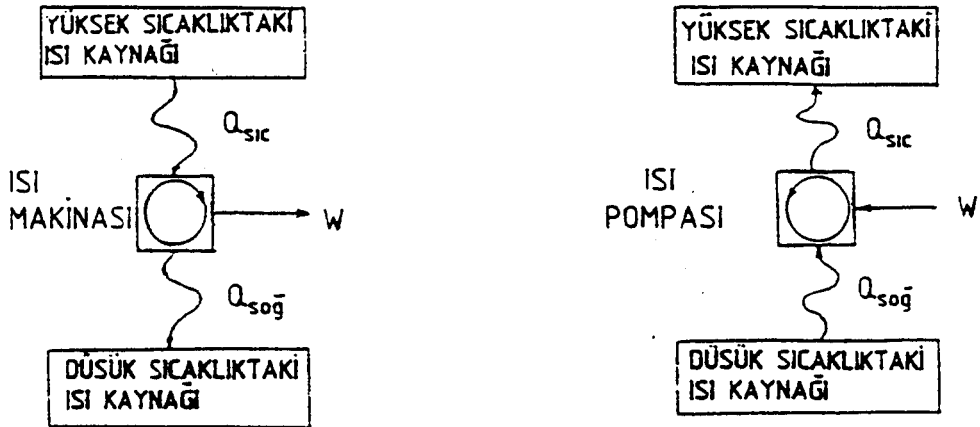
Isı pompası buhar sıkıştırırmalı olarak ilk 1930 yılında da bina ısıtmasında kullanılmıştır. Bundan sonra çok sayıda ısı pompası imal edilmiştir. Gelecekte ısı pompalarının daha geniş ölçüde kullanılacağı bir gerçektir.

BÖLÜM 2 ISI POMPASI TERMODİNAMIĞI

2.1 GENEL

Isı makinası, bir termodinamik çevrime göre sürekli olarak çalışan, sıcak ısı kaynağından ısı alıp, soğuk ısı kaynağına ısı terkederken belirli miktarda net pozitif iş yapan makinedir.

Isı pompası ve soğutma makinası ise ısı makinası çevriminin tersi bir çevrime göre çalışan, dışarıdan iş yapılmasıyla soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına ısı nakleden makinalardır. Çevrimleri birbirlerinin aynı olmasına rağmen, bir yerin ısıtılması halinde (sıcak ısı kaynağına ısı verilmesi) ısı pompası, soğutulması halinde ise (soğuk ısı kaynağından ısı çekilmesi) soğutma makinası tabirleri kullanılır. Isı makinası ve ısı pompası (veya soğutma makinası) Şekil 2.1 de şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Isı makinası ve ısı pompası prensip şeması [1]

Isı makinası, ısı pompası ve soğutma makinasının iyilik dereceleri sırasıyla ısı verim (η), ısıtma tesir katsayısı (β') ve soğutma tesir katsayısı (β) ile belirtilir ve bunlar aşağıdaki genel şekilde tarif edilebilir:

$$\frac{\eta}{\beta} = \frac{\text{amacımız olan enerji}}{\text{kullanılan enerji}} \quad (2.1)$$

Maksadımız olan enerji, ısı makinası için yapılan iş W , ısı pompası için sıcak kaynağa (ısıtılan yere) verilen ısı ($Q_{sıc}$) ve soğutma makinası için soğuk kaynaktan (soğutulan yerden) çekilen ısı ($Q_{soğ}$); kullanılan enerji ise, ısı makinası için $Q_{sıc}$, ısı pompası ve soğutma makinası için W dir. Buna göre,

$$\eta = \frac{W}{Q_{sıc}} = 1 - \frac{Q_{soğ}}{Q_{sıc}} \quad (2.2)$$

$$\beta' = \frac{Q_{sıc}}{W} = \frac{Q_{sıc}}{Q_{sıc} - Q_{soğ}} \quad (2.3)$$

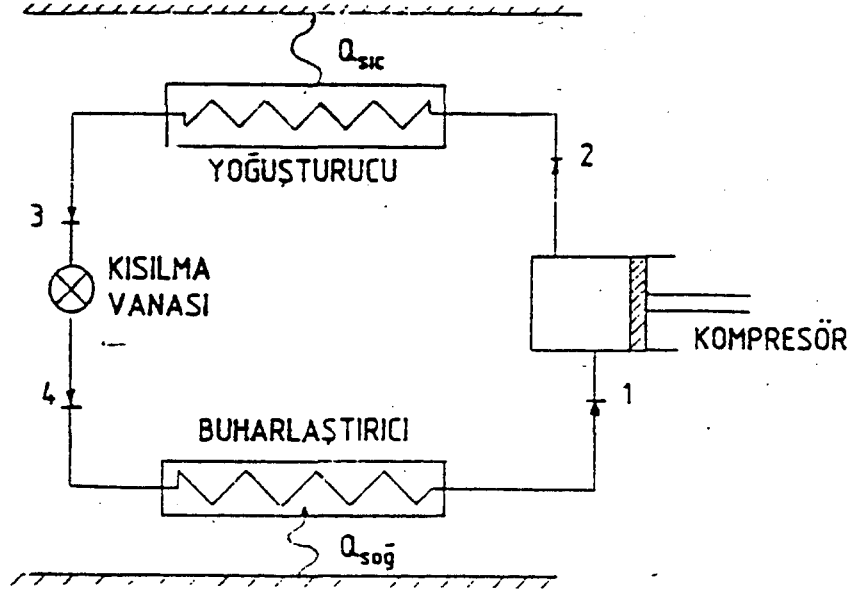
$$\beta = \frac{Q_{soğ}}{W} = \frac{Q_{soğ}}{Q_{sıc} - Q_{soğ}} \quad (2.4)$$

Atmosferik çevre ısı makinası ve ısı pompası için soğuk ısı kaynağı, soğutma makinası için sıcak ısı kaynağıdır.

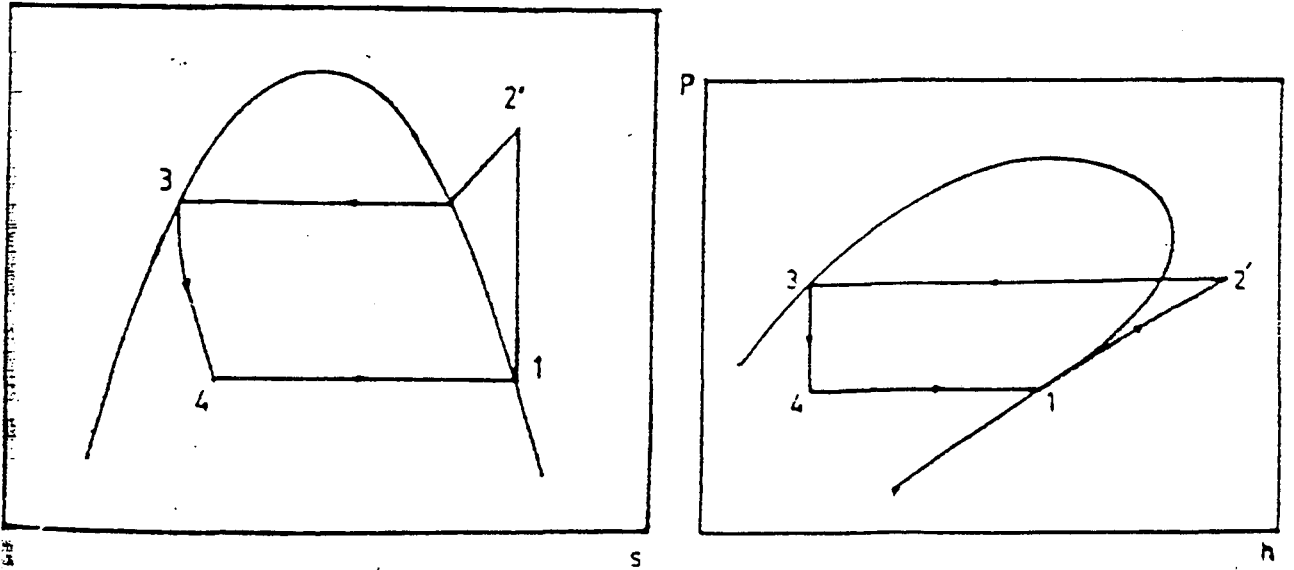
2.2 BUHAR SIKIŞTIRMALI ÇEVİRİM

Pratikte en çok kullanılan ısı pompası çevrimidir. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının basit tesisat şeması ve ideal çevriminin T-s, P-h diyagramı (şekil 2.2 ve 2.3) de gösterilmiştir.

Isı pompasının temel elemanları, soğuk ısı kaynağından ısı çeken buharlaştırıcı (çektığı ısı Q_b), sıcak ortama ısı veren yoğuşturucu (verdiği ısı Q_y), içten yanmalı bir motorla veya elektrik motoruyla tahrik edilen kompresör ve yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını düşürmekte kullanılan kısılma vanasından oluşur.



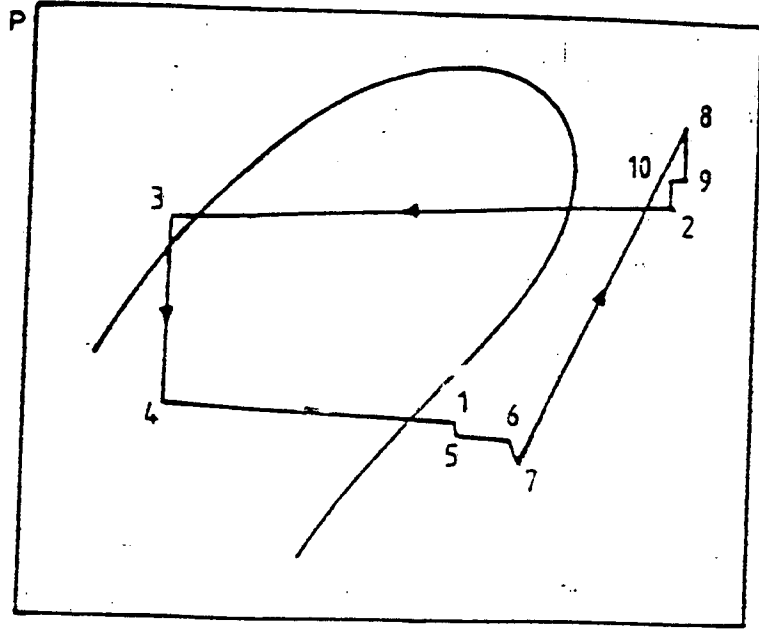
Şekil 2.2 Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası tesisat şeması[1]



Şekil 2.3 Buhar sıkıştırırmalı ideal ısı pompası (soğutma) çevriminin T-s ve P-h diyagramları

Çevrimin Şekil 2.3 de görülen T-s ve P-h diyagramlarında

- 1-2 Kompresörde izentropik (tersinir adyabatik) sıkıştırma.
 2-3 Yoğuşturucuda sabit basınçta ısı atma.
 3-4 Kısılma vanasında (sabit entalpide) genişleme.
 4-1 Buharlaştırıcıda sabit basınçta soğutucu akışkana ısı geçişi.



Şekil 2.4 Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasını gerçek çevrimi (P-h) diyagramı.

Gerçek çevrimde durum çok daha farklıdır (Şekil 2.4). Buharlaştırıcıyı 1 noktasında terkeden soğutucu akışkanın 1-5 arasında emme hattındaki yük kaybından dolayı basınç düşer. Soğutucu akışkana civardan ısı geçişi neticesinde 5-6 arasında sıcaklık artar ve 6-7 arasında ise emme valfindeki basınç kaybı yüzünden de basınç azalır. Kompresöre 7 noktasında giren soğutucu akışkanın, 8 noktasında kompresörü terkettikten sonra, 8-9 arasında çıkış valfinde basınç düşer, 9-10 arasında civara ısı geçişi yüzünden sıcaklığı azalar, 10-2 arasında borulardaki yük kayıplarından dolayı basıncı düşer. Soğutucu akışkan yoğuşturucuya 2 noktasında girer ve yoğuşturucudaki borularda sürtünmeler sebebiyle basınç çok az düşer. Soğutucu akışkan 3 noktasında yoğuşturucuyu terkeder ve kısılma vanasına girer ve 3-4 arasında kısılma işleminde soğutucu akışkan genişlerken basıncı ve sıcaklığı düşer. Kısılma işlemi gerçek çevrimde sabit en-

talpide olmaz. Soğutucu akışkan 4 noktasında buharlaştırıcıya girer, etrafındaki kaynaktan ısı çekerek buharlaştırıcıyı kızgın buhar olarak 1 noktasında terk eder. Yoğuşturucuda olduğu gibi borulardaki sürtümler sebebiyle buharlaştırıcıda da basınç düşümü olur.

Şekil 2.2 den yoğuşturucuyu açık sistem olarak göz önüne alıp termodinamiğin birinci kanunun uygulanmasından, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek $q_y = \dot{Q}_y / \dot{m}_{SO}$ olmak üzere,

$$q_{sıc} = -q_y = h_2 - h_3 \quad (2.5)$$

kısılma işlemine termodinamiğin birinci kanunun uygulanmasından, kinetik enerji değişimi ihmal edilerek,

$$h_3 = h_4 \quad (2.6)$$

buharlaştırıcıya termodinamiğin birinci kanunun uygulanmasından, $q_b = \dot{Q}_b / \dot{m}_{SO}$ olmak üzere,

$$q_{soğ} = q_b = h_1 - h_4 \quad (2.7)$$

kompresöre termodinamiğin birinci kanunun uygulanmasından, $w_k = \dot{W}_k / \dot{m}_{SO}$ olmak üzere,

$$-w_k = h_2 - h_1 \quad (2.8)$$

bağıntıları elde edilir.

Genel olarak amaç olan enerjinin (energy output), sarf edilen enerjiye (energy input) oranı olarak tarif edilen "iyilik derecesi" ısı pompasında ısıtma tesir katsayısı (ITK) adını alır. Buhar sıkıştırmalı ısı pompasında amacımız bir yeri ısıtmak ve sarfedilen enerji kompresöre yapılan iş olduğundan

$$ITK = \frac{Q_y}{W_k} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

şeklinde elde edilir.

Buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarında kompresöre verilen enerjinin (işin) üretildiği tesisin ısı verimi gözönüne alınırsa birincil enerjiye göre iyilik derecesi

$$ID_b = \frac{Q_y}{W_k / \eta_{ısıl}} \quad (2.10)$$

olarak yazılabilir. Gerekli düzenlemeler yapılarak

$$ID_b = ITK \cdot \eta_{ısıl} \quad (2.11)$$

olduğu bulunur.

2.3 ISI KAYNAKLARI

Isı pompası sistemlerinde, buharlaştırıcıların ısı çektiği ortamlara (soğuk ısı kaynaklarına) "ısı kaynakları" denir. Bu kaynakların, ısı pompası için çok önemli olup ısı pompası ile uyum sağlayabilmesi, aşağıda belirtilen şartlara bağlıdır.

- Kaynak sıcaklığının fazla değişmemesi,
- Kaynak sıcaklığının mümkün olduğu kadar büyük olması,
- Kaynağın bol bulunabilir olması ve coğrafi koşullardan mümkün olduğu kadar az etkilenmesi,
- Kaynağın kirli olmaması (çünkü tıkanmalara neden olur).
- Korozyona sebep olmaması istenir.

Isı pompalarında kullanılan ısı kaynakları:

- Çevre havası: Bol bulunabilir ve dizaynı kolaydır. Sıcak-

lık farkı çok yüksek (-25 + 15 C). Havanın ısı değiştircilerine vantilatör ile üflenmesi ilave bir enerji gerektirir. Hava kirliliği de bir dezavantajdır.

- Yeraltı suları : Yıl boyunca sıcaklığının değişmesi azdır. Taşınması için pompa kullanılıyorsa ek bir enerji kullanılıyor demektir. İçine pis suların karışması tehlikelidir. Isı değiştircilerinin yer altına gömülmesi korozyona neden olabilir ve maliyeti artırır.
- Deniz, nehir, göl : Bu sularda kirlilik sorunu vardır. coğrafi şartlardan da çabuk etkilenirler.
- Toprak : iyi bir kaynaktır fakat ısı değiştircisini toprağa gömmek, korozyonu önlemek için de iyi malzeme kullanmak gerekir. Bu da ilk yatırım masrafını artırır.
- Artık ısılar : Prosese bağlı olarak bazı avantajları veya dezavantajları olabilir.
- Güneş : İyi bir kaynaktır fakat ilk yatırım masrafı çok, bakım masrafı az ve temizdir.

2.4 BUHARLAşTIRICILAR

Buharlaştırıcılar ısı çekilecek ortamlara yerleştirilirler. Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan, etrafındaki ısı kaynağından ısı çekerek kızgın buhar haline geçer.

Genellikle ısı iletkenliği yüksek olan pirinç, bakır ve alüminyum gibi malzemelerden imal edilirler.

Yatay boru içinde film kaynaması halinde içindeki taşınım katsayısı

$$h_f = \frac{\alpha^2 \cdot m_{so} \cdot \Delta T}{d^2} \quad (2.12)$$

olarak hesaplanabilir. Burada, \dot{m}_{SO} soğutucu akışkanın debisi (kg/s), α birim kalınlık ve birim sıcaklık farkı için ısı yayılım katsayısı değeri (Fr-12 için 1.52 m/sK), d boru çapı (m), ΔT buharlaşma sıcaklığı ile borunun iç yüzey sıcaklığı arasındaki farktır.

Boru dışındaki dış taşınım katsayısı h_h de ($W/m^2 K$), ısı çekilen ortamın şekline göre hesaplanır. Hava için

$$h_h = j \cdot \frac{k_h}{d_e} \cdot (Pr)^{1/3} \quad (2.13)$$

olarak hesaplanır. Burada,

- j : ısı geçişi faktörü
- k_h : havanın ısı iletim katsayısı (w/mK)
- d_e : $\frac{2 \cdot (\text{top lam dış yüzey alanı})}{\pi \cdot (\text{Boru çapı})}$ (m)

Hava kaynaklı kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısı, η_f kanat verimi, h_h hava için ısı taşınım katsayısı, $\sum R_j$ kanatlı ısı değiştiricilerinde toplam ısı direnç katsayısı olmak üzere ($m^2 K/W$).

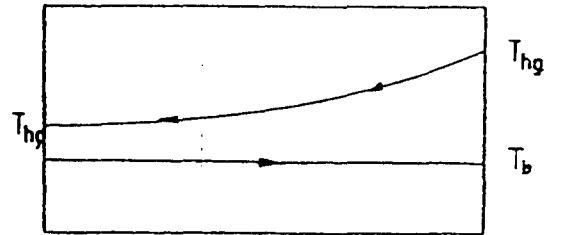
$$U = \left[\frac{1}{\eta_f \cdot h_h} + \sum R_j \right]^{-1} \quad (2.14)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Buharlaştırıcıya geçen ısı, soğutucu akışkan debisi \dot{m}_{SO} gözönüne alınarak (2.3) denkleminde

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{SO} \cdot (h_1 - h_2) \quad (2.15)$$

şeklinde bulunabilir. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişimleri, T_{hg} ve T_{hc} , sıra ile, havanın buharlaştırıcıya giriş



Şekil 2.5 Buharlaştırıcıdaki değişim

ve çıkış sıcaklıkları olmak üzere Şekil 2.5 de görülmektedir.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOSF)

$$\Delta T_{ob} = \frac{T_{hg} - T_{hc}}{\ln \frac{T_{hg} - T_b}{T_{hc} - T_b}}$$

olmak üzere buharlaştırıcıya geçen ısı

$$Q_b = (UA)_b \cdot \Delta T_{ob} \quad (2.16)$$

Burada,

U_b : toplam ısı geçiş katsayısı (kW/m²K)

A_b : buharlaştırıcı yüzeyi alanı (m²)

Aynı zamanda buharlaştırıcı yüzeyinde geçen havanın özgül ısısı $c_{p,h}$ (kJ/kgK), havanın debisi \dot{m}_h (kg/s) olmak üzere

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{hg} - T_{hc}) \quad (2.17)$$

şeklinde de yazılabilir.

Isı değiştiricileri için etkenlik tarifi göz önüne alınarak son iki denklemden buharlaştırıcı için etkenlik

$$\xi_b = \frac{T_{hg} - T_{hc}}{T_{hg} - T_b} = 1 - \exp\left(\frac{-U \cdot A_b}{\dot{m}_h \cdot c_{p,h}}\right) \quad (2.17.a)$$

şeklindedir.

2.5 YOĞUŞTURUCULAR

Kompresörden çıkan kızgın buharın önce soğutulduğu

sonra yoğuştuğu ve daha sonra da sıkıştırılmış sıvı haline geçtiği yoğuşturucular, hava ve su soğutmalı olarak iki ana gruba ayrılırlar.

Yoğuşturucu hesaplarında, buharın kızgınlığının giderildiği ve sıvının aşırı soğutulduğu kısımlar yoğuşma kısmına nazaran küçük olduğundan, genel olarak, toplam ısı geçişi katsayısının yoğuşma kısmındaki değeri kullanılmaktadır.

Yoğuşma esnasında yatay boru dışındaki ısı taşınım katsayısı

$$h_d = 0.79 \cdot F_1 \cdot (h_{sb} / N \cdot d \cdot \Delta T)^{0.25} \quad (2.18)$$

denklemden hesaplanabilir.

Burada,

$$F_1 = \left[\frac{k^3 \cdot \rho^2 \cdot g}{\mu} \right]^{0.25} = k \left[\frac{\rho \cdot g}{\nu \cdot k} \right]^{0.25} \quad (2.19)$$

ve

N : boru sayısı

d : boru çapı, (m)

h_{sb} : buharlaşma (gizli) ısısı, (kJ/kg)

ΔT : $T_y - T_o$, (C)

$$T_o = \frac{T_y + T_c}{2}$$

k : ısı iletim katsayısı, (W/m C)

ρ : yoğunluk, (kg/m³)

μ : dinamik viskozite, (kg/m.s)

g : yerçekimi ivmesi, (m/s²)

T_c : çevre sıcaklığı, (C)

T_y : yoğuşturucu sıcaklığı, (C)

Freon-12 için yoğuşma sıcaklığına bağlı F_1 değerleri aşağıdaki gibidir.

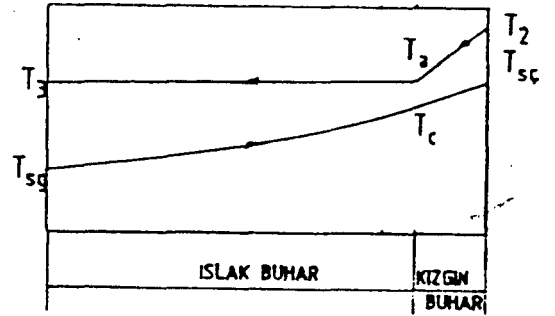
<u>Soğutucu akışkan</u>	<u>yoğuşma sıcaklığı (C)</u>	<u>F1</u>
	24	69.8
Freon-12	38	64.0
	68	58.7

Yoğuşma esnasında boru içindeki suyun ısı taşınım katsayısı

$$h_i = \frac{1057 \cdot [1.352 + 0.0198 T] \cdot (V)^{0.8}}{(D)^{0.12}} \quad (2.20)$$

denkleminde bulunabilir. Bu denklemde V hızı (m/s), D boru çapını (m), T sıcaklığı (°C) simgelemektedir. Bu denklem suyun boru içindeki ortalama sıcaklığının (4-104)°C arasında olması halinde geçerlidir.

Yoğuşturucuda çekilen ısı, soğutucu akışkan debisi \dot{m}_{s0} göz önüne alınarak (2.5) denkleminde



Şekil 2.6 Yoğuşturucudaki değişim

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_{s0} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.21)$$

şeklinde bulunabilir. Yoğuşturucudaki sıcaklık değişimleri, T_{sg} ve T_{sc} , sıra ile suyun yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıkları olmak üzere Şekil 2.6 da görülmektedir.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LCSF)

$$\Delta T_{oy} = \frac{(T_2 - T_{sc}) - (T_3 - T_{sg})}{\ln \frac{T_2 - T_{sc}}{T_3 - T_{sg}}}$$

olmak üzere yoğuşturucudan çekilen ısı

$$Q_y = (UA)_y \cdot \Delta T_{oy} \quad (2.22)$$

Burada,

$$U_y : \text{toplam ısı geçiş katsayısı (kW/m}^2 \text{ K)}$$

$$A_y : \text{yoğuşturucu yüzeyi alanı (m}^2 \text{)}$$

Aynı zamanda yoğuşturucu yüzeyinden geçen suyun özgül ısısı c_p (kJ/kgK), suyun debisi m_s (kg/s) olmak üzere, yoğuşturucudan çekilen ısı

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{sc} - T_{sg}) \quad (2.23)$$

şeklinde hesap edilir.

2.6 KOMPRESÖRLER

Kompresörler, buharlaştırıcıdan çıkan buharı yoğuşma basıncına kadar sıkıştırmak için kullanılırlar. Kompresörler aşağıda belirtilen şekilde sınıflandırılabilirler.

- Pistonlu kompresörler,
- Dönel kompresörler,
- Santrifüj kompresörler,
- Vidalalı kompresörler.

Bu bölümde işlemler pistonlu kompresöre göre yapılmıştır. Pistonlu kompresörlerde, m_{s0} soğutucu akışkan debisi olmak üzere

$$\dot{m}_{s0} = \frac{SH \cdot \eta_v}{v} \quad (2.24)$$

denklemleri ile hesap edilir. Burada,

$$SH : \text{strok hacmi (m}^3 \text{/s)}$$

$$v : \text{kompresör girişindeki özgül hacim (m}^3 \text{/kg)}$$

$$\eta_v : \text{volümetrik verim}$$

$$\eta_v = 1.0235 - 0.075871 \cdot \left(\frac{P_y}{P_b} \right) + 0.0033267 \cdot \left(\frac{P_y}{P_b} \right)^2 \quad (2.25)$$

Burada,

P_y : yoğuşturucu basıncı (MPa)

P_b : buharlaştırıcı basıncı(MPa)

volümetrik verim (2.25) denklemi ile bulunur.

$$\dot{W}_k = \dot{m}_{so}(h_2 - h_1) \quad (2.26)$$

Adyabatik verim (iç verim) η_i olmak üzere

$$\eta_i = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.27)$$

(2.27) denklemi (2.26) de yerine konursa

$$\dot{W}_k = \dot{m}_{so} \frac{(h_2' - h_1)}{\eta_i} \quad (2.28)$$

denklemi bulunur.[6]

BÖLÜM 3

ISI POMPALARINDA KULLANILAN SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

3.1 SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Isının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak kullanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline (Evaporatör devresinde buharlaşma ısını çekerek) ve buhar halden sıvı haline (Kondenser devresinde yoğunlaşma ısını vererek) dönüşerek sağlarlar. Soğutucu akışkanlar kimyasal bileşikler olup, tesisin özelliklerine göre muhtelif şartları haiz bulunmaları istenir. Tatbikatta NH_3 (amonyak), SO_2 (kükürt dioksit), Freon serileri, CO_2 (Karbondioksit), CH_3Cl (metilklorür), C_2H_5Cl (etil klorür), C_2H_6 (etan), $(CH_3)_3CH$ (İzobütan) soğutucu akışkan olarak kullanılır.

Soğutucu akışkanların numaralanması bir kaideye göre yapılır. Freon serisi soğutucu akışkanlar en geniş anlamda $C_mH_nF_pCl_q$ formülü ile belirlidir. Bilinmeyen 4 indis arasında $n+p+q : 2m$ bağıntısı vardır. Bu soğutucu akışkan F_{xyz} veya R_{xyz} şeklinde gösterilir. Burada x karbon atomlarının bir eksliğini, y hidrojen atomlarının bir fazlasını ve z klor atomlarının sayısını gösterir. Yani

$$\begin{aligned} x &= m - 1 \\ y &= n + 1 \\ z &= p \end{aligned} \quad (3.1)$$

dir. Mesela monoklar diflor metan CHF_2Cl için;

$m = 1$, $n = 1$, $p = 2$ ve $q = 1$ dir. Bu değerler (3.1) denklemlerinde yerlerine konursa $x = 1 - 1 = 0$, $y = 1 + 1 = 2$ ve $z = 2$ bulunur. Kodlandırma sisteminde sıfırlar yazılmaz. R22 elde edilir.

Siklik hidrokarbonların yukarıdaki formülle hesaplanan numaralarının önüne C harfi konur. Siklobutan $C_4Cl_2F_6$

C316 ile gösterilir.

Bir rakam tarafından takip edilen B harfi klor atomu yerine gelen brom atomlarının sayısını gösterir. Örneğin $CBrF_3$ R13B1 şeklinde gösterilir.

Soğutucu akışkanların belirli oranlarda karıştırılmalarıyla elde edilen soğutucu akışkanlar R502 gibi 5 rakamıyla başlarlar. Mesela R503, R13 ile R23'ün (%59,9-%40,1) karışımından meydana gelir.

İnorganik soğutucu akışkanlar ise molekül ağırlıklarına 700 sayısının eklenmesiyle bulunan rakamla temsil edilirler. Mesela molekül ağırlığı 17 olan amonyak R717 ile gösterilir.

Soğutucu akışkanlardan istenilen özellikler:

- 1- Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalı
- 2- Zehirli olmamalı
- 3-Korozyon tesiri olmamalı
- 4- Kolay alev almamalı
- 5- Kullanılan bütün sıcaklıklarda stabil olmalı
- 6- Devre kaçaklarının kolayca bulunmasına imkan vermeli
- 7- Malzemeye ve ara parçalara kimyasal tesirde bulunmamalı
- 8- Sıvı haline getirilmesi (yoğuşması) için büyük basınca ihtiyaç göstermemeli
- 9- Yağı masetmemeli
- 10-Kullanma sıcaklığındaki buharlaşma basıncı, kaçakların az olması yönünden mümkün olduğu nisbette atmosfer basıncı civarında olmalı
- 11-Ucuz olmalıdır.

Bütün bu özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Fakat uygulamada duruma göre bu özelliklerden bazıları aranmayabilir.

3.2 FREON SERİSİ SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Emniyet ve güvenilirlik yönünden iyi olan, ayrıca iyi bir ısıl özelliğe sahip olan soğutucu akışkan için 1920'lerde yapılan araştırmalar florokarbon (florine edilmiş hidrokarbonlar) soğutucu akışkanların bulunmasını sağlamıştır. Bu tip soğutucu akışkanlar, Batı Almanya'da Frigen, Doğu Almanya'da Fridohna, U.S.A.'da Freon, İngiltere'de Arcton olarak adlandırılır. Firmaların patentli imalatıdır. Holokarbon (halojene edilmiş hidrokarbonlar) ailesinden olan florokarbonlar, metan (CH_4) veya etan (C_2H_6) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom (halojen) atomları yerleştirmek suretiyle elde edilmektedir.

Çok kullanılan freon serisi soğutucu akışkanların özellikleri aşağıda verilmiştir.

3.2.1 FREON 11 (CCl_3F)

Yüksek soğutma gücüne sahiptir. Atmosfer basıncında kaynama noktası sıcaklığı $23,8^{\circ}C$ dir. Lastiğe bozucu etkisi vardır. Yoğuşma basıncı düşüktür. Bu bakımdan türbo kompresörlerde tercih edilir.

3.2.2 FREON 12 (CCl_2F_2)

Soğutma sanayiinde ve ısı pompası tesislerinde en çok kullanılan soğutucu akışkandır. Sıvı ve buhar halinde renksiz olup eter kokuludur. Zehirli, patlayıcı ve yanıcı olmaması nedeniyle tamamen emniyetli bir maddedir. Kurşun, magnezyum ve alaşımları, magnezyum ihtiva eden alüminyum alaşımları ile lastik ve yağ haricindeki malzemeye tesiri yoktur. Su ihtiva ederse sıcaklıkla korozyon tesiri artar. 1 kg. Fl2 içinde 10 mg dan fazla su bulunmamalıdır.

Bu sebeple devreyi doldururken çok dikkat edilmesi gerekir. Su miktarını kontrol etmek için bir miktar F12, F_2O_5 ile dolu bir kaptan geçirilir ve tartılarak fark bulunur. Sıvı F12 her nisbet ve sıcaklıkta yağ ile kolayca karışabilirse de buhar halindeki F12 çok az karışır. Kaçaklar halojen lamba ile tesbit edilir.

F12 en ekstrem çalışma şartlarında dahi stabil ve bozulmayan, özelliklerini kaybetmeyen bir maddedir. Ancak açık bir aleve veya aşırı sıcaklığa haiz bir ısıtıcı ile temas ettirilirse çözülür ve zehirli bileşiklere ayrışır. Kondenserde ısı transferi ve yoğunlaşma sıcaklıkları bakımından oldukça iyi bir durum gösterir.

Buharlaşma ısısının düşük olması sebebiyle sistemde dolaşması gereken akışkan debisi fazladır. Fakat bu önemli bir mahzur olmadığı gibi küçük sistemlerde akış kontrolünün daha iyi yapılması yönünden tercih edilir. Büyük sistemlerde ise buhar yoğunluğunun fazlalığı ile birim soğutma için gerekli silindir hacmi F22 ve amonyaktan çok farklı değildir. Birim soğutma için harcanan beygir gücü de takriben aynı seviyededir.

3.2.3 FREON 13 ($CClF_3$)

$-60^{\circ}C$ ve $-100^{\circ}C$ arasındaki çok düşük sıcaklıkların elde edilmesinde uygundur. Kimya endüstrisi ile hava tünellerinde yapılan araştırmalarda 3 kademeli soğutma tesislerinden faydalanılmıştır. Çalışma basıncı diğer freon tiplerine nazaran yüksektir. F13 yağ ile karışmaz . Kaçaklar halojen lamba ile tesbit edilir.

3.2.4 FREON 21 ($CHCl_2F$)

Klima tesislerinde tercih edilir. Korozyon sebebiyle su ihtiva etmemelidir. Yağ ile karışımı F12 gibidir.

Türbo kompresörlere uygundur.

3.2.5 FREON 22 (CHClF_2)

Cam berraklığında, renksiz ve etere benzer bir koku vardır. Diğer freon serisi soğutucu akışkanlarda olduğu gibi emniyetle kullanılabilir zehirsiz, yanmayan ve patlamayan bir akışkandır. Saf halde yağ ile karışık olduğu zaman malzemeye tesir eder. 1 kg F22 içinde 25 mg dan fazla su bulunmamalıdır. -60°C civarındaki düşük sıcaklıkların elde edilmesinde, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiş bir soğutucu akışkandır, fakat küçük klima cihazlarında, ev tipi ve ticari tip soğutucularda, ısı pompası tesislerinde bilhassa daha kompakt kompresör gerektirmesi (F12'ye nazaran takriben 0,60 katı) ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Çalışma sıcaklıkları ve basınçları F12'den daha yüksek seviyede fakat birim soğutma kapasitesi için gerekli tahrik gücü takriben aynıdır. Çıkış sıcaklıklarının oldukça yüksek olması sebebiyle, bunun aşırı seviyelere ulaşmasına engel olmak için, bilhassa hermetik tip kompresörlerde, emişteki kızgınlık derecesini mümkün merteye düşük tutmalıdır.

3.2.6 FREON 114 ($\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$)

Yüksek yoğuşma sıcaklıkları için uygundur. Yağlama yağı olarak yarı sentetik yağlar kullanılır. Zehirlilik durumu F12 ile aynıdır. Türbo kompresörlerde kullanılmaktadır.

3.2.7 FREON 502 (ağırlıkça %48,8 F22 ile %51,2 F115)

F22 ile F115'in karıştırılmasıyla elde edilen bir soğutucu akışkandır. Sıkıştırma sonu sıcaklıkları düşük

olduğundan tesisatın ömrünü uzatır. Yağlama yağı olarak genellikle yarı sentetik yağlar kullanılır. Yüksek sıcaklıklarda muhtemel bozulma tehlikesine dikkat etmek gerekir.

Soğutucu akışkan türlerinin çoğunluğu normal oda sıcaklıklarında ancak belirli bir basınç altında sıvı halde tutulabilmektedir. Bu nedenle, soğutucu akışkanlar basınca dayanıklı silindirler-tüpler içerisinde muhafaza edilmekte ve kullanılmaktadır. Yalnız F11 ve R113 gibi atmosferde kaynama sıcaklığı oldukça yüksek olan soğutucu akışkanlar yağ bidonlarına benzer sac bidonlarda tutulabilmektedir.

3.3 DİĞER SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

3.3.1 METİLKLOİR (CH₃Cl)

Renksiz olup sıvı halde berraktır. Kokusu hoştur fakat zehirlidir. Alüminyum, magnezyum ve çinkoya tesir eder. Hasıl olan gazlar yanıcı ve patlayıcıdır. 1 Kg metilklorit içinde en fazla 50 mg su bulunabilir.

Su ayırıcılarında silikojel kullanılması uygundur. Metilklorit yağ ile temas edince yağlama özelliğini azaltır. Havada hacimce % 8-18 oranında bulunursa patlayıcı tesiri vardır. Ağırlıkça 15-30 g/m³ arasında hemen öldürücü olup 2-4 arasında yarım saatte hayati tehlike doğurur.

Zehirli olması, hava ile patlayıcı bir karışım oluşturması metilkloritin tesislerde kullanımını engeller.

3.3.2 KÜKÜRTDİKSİT (SO₂)

Su ile temas edince metallere kuvvetli korozyon tesiri olan sülfirik asit meydana gelir. Bu sebeple 1 kg SO₂ de en fazla 50 mg suya müsaade edilir. Tesiste bakır, pirinç, kızıl ve saf alüminyum kullanılabilir.

SO₂ yağ ile az nisbette karışır, yanıcı değildir ve patlama tehlikesi yoktur.

Havada ağırlıkça % 0,2 miktarı hemen öldürücüdür. %0,1 miktarı yarım saatte hayati tehlike doğurur.

SO₂ küçük ve orta büyüklükteki tesislerde tercih edilir.

3.3.3 KARBONDİOKSİT (CO₂)

Büyük soğutma, klima tesislerinde tercih edilir. Metaller ve metal olmayan malzemelere uygundur. Madeni yağlarla karışmaz ve yağlama özelliğini bozamaz.

CO₂ nin yüksek çalışma basıncında çalışması aleyhte bir faktördür. Kritik sıcaklığı düşüktür (31,5°C). CO₂ yanıcı olmadığı gibi hava ile de patlayıcı bir karışım teşkil etmez. Kaçaklar sabun köpüğü sürülerek anlaşılır.

3.3.4 AMONYAK (NH₃)

Büyük soğutma tesisleri için uygun bir soğutucu akışkandır. Yüksek volümetrik soğutma gücü sebebiyle kompresör strok hacmi relatif olarak küçüktür. Çelik ve dökme demire tesir etmez. Bakır, bakır-çinko alaşımlarına kuvvetli tesir eder, su içinde kolayca karıştığı için korozyon tesiri büyüktür. Çok zehirlidir. Yanıcı bir gaz olmakla beraber hava ile karışınca yanıcı ve patlayıcı özellikte olur. Yağ ile karışmaz.

3.4. YAĞLAMA YAĞLARI

Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırmalı sistemlerde, hareket eden parçaların birbirleriyle temas ettiği yüzeylerindeki sürtünmeyi minimum seviyeye indirmek üzere yağlama yapılması gereklidir. İyi bir yağlama yapılmaması halinde, hem sürtünen yüzeylerde hızlı bir aşınma, eskime hem

de mekanik kayıpların artmasıyla aşırı ısınma ve güç israfı meydana gelecektir. Yağlama yapılan yüzeyler genellikle soğutucu akışkan ile temas etme durumundadır ve yağ ile soğutucu akışkanın karışması, birbirini kimyasal ve görmeleri gereken işlem yönlerinden etkilemeleri söz konusu olmaktadır. Örneğin yağlama yağının evaporatör iç yüzeylerine sıvaşarak ısı transferini azaltması, soğutucu akışkanın yağlama yağını yataklardan yıkayıp atması, basınç ve yüksek sıcaklık altında yağ ile soğutucu akışkanın kimyasal reaksiyonlara girerek asit ve diğer zararlı maddeler meydana getirmesi gibi olaylara rastlamak mümkündür.

Soğutma kompresörlerinde kullanılan yağlama yağlarından beklenen özellikler şunlardır:

- 1 - Yağ, sıkıştırılan soğutucu akışkanın basınç tarafından emme tarafına sızmasını önlemelidir.
- 2 - Soğutucu olarak yardımcı olmalıdır. Yataklardaki ısıyı almalı ve karterde biriken ısının dış cidarlara ve dolayısıyla çevreye iletilmesini sağlamalıdır.
- 3 - Kompresörün içindeki hareket eden parçaların meydana getirdiği gürültüyü kısmen de olsa yutmalıdır.
- 4 - Hermetik ve yarı hermetik kompresörlerde, motor sargıları yağ ile temas edeceğinden yağın elektrik geçirgenliği çok düşük seviyede olmalıdır.
- 5 - Ne kadar önlem alınırsa alınsın, yağlama yağının bir kısmı kondenser ve evaporatöre taşınır. Önemli olan, yağın buralarda toplanıp kalmaması, süratle tekrar kompresör karterine dönmesidir. Bunu sağlamak için yağlama yağı düşük sıcaklık seviyelerinde de yeterince akıcı olmalıdır.
- 6 - Yağ içinde tortu, reçine gibi yabancı maddeler bulunmamalıdır. Bunlar, kapiler boru veya genişleme valfi yuvasını tıkayıp soğutucu akışkan geçişini engeller, evaporatör iç yüzeyine sıvaşıp ısı transferini azaltır.
- 7 - Özellikle hermetik tip kompresörlere yağlama yağı bir defa konulur ve kompresörün ömrü boyunca yenilenmeden dayanması istenir.

8 - Yağlama yağının temasta bulunduğu; soğutucu akışkan, metal yüzeyler, motor sargılarının emayesi, izolesi ile kimyasal reaksiyonlara girip bozulmaması, bu maddeleri bozması ve kimyasal yönden stabil olması gerekir. Bütün bu özellikleri birarada yerine getirebilen bir yağlama yağı mevcut değildir. Uygulamanın durumuna göre bazı özellikler diğerlerine tercih veya feda edilebilir. Örneğin, viskozitesi yüksek bir yağ kompresörde gaz basıncını muhafaza yönünden iyi netice verirken gerek sistemden kompresöre dönüş zorluğu ve gerekse evaporatör ısı transferini azaltıcı (iç yüzeye sıvaşarak) yönlerden istenmeyen durumlar ortaya çıkarır. Bu tür bir yağın sürtünmeyi azaltıcı etkisi de daha azdır.

Kompresörlerde kullanılan mineral yağlama yağlarını 4 ana grupta toplamak mümkündür :

- 1) Naftenik asıllı yağlar
- 2) Parafinik asıllı yağlar
- 3) Aromatikler
- 4) Hidrokarbon asıllı olmayan yağlar

Genellikle yukarıdaki molekül yapısı tek başına ve saf olarak bir yağda bulunmayıp iki grubun molekül yapısı beraberce görülür. Örneğin bir parafinik zincirin naftenik veya aromatik yapıyla birleştirilmesi gibi.

Mineral yağlar F13, F22 ve F502 soğutucu akışkanları ile zor karışır ve bu hem kompresöre yağın dönüşünü güçleştirir hem de evaporatörde ısı transferini azaltır. Buna çözüm getirmek üzere yapılan araştırmalar sentetik yağların bulunmasını sağlamıştır. Bulunan en tatmin edici soğutma yağlama yağı cinsi alkali-benzenler olmuştur. Bu yağlar, halokarbon türü soğutucu akışkanlarda iyi çözülmesi yanında yüksek sıcaklıklara ve oksidasyona karşı daha iyi dayanıklılık göstermektedir. Sentetik yağlar ara-

sında, sentetik parafinler, poliglikoller, silikonlar, silikat esterleri sayılabilir.

Sentetik bir yağın kullanılmasında çok dikkatli olmalı ve mutlaka **kalite** bilinmelidir. Mineral yağların kullanılmasında viskosite dengeliliği ve sıcaklık altında çözülmeme özellikleri yeterli sayılır. Ayrıca mineral yağların çoğunda katkı maddeleri bulunmaz, oysa sentetik yağların hemen hepsi bir katkı maddesi konularak hazırlanır ve değişik iki sentetik yağın birbirleriyle veya soğutucu akışkanla karıştırılması yağın tüm özelliklerini bozabilir. Bu nedenle, sentetik yağların bir kompresörde kullanılması için mutlaka kompresör imalatçısının tavsiyesine uyulmalıdır.

Yağlama yağında en önde aranan özellik yağın akıcılığı ve sürtünmeyi azaltıcı özelliğidir. Bunu ise yağın viskosite sayısı belirler. Yağlama yağında aranan diğer özellikler : özgül ağırlık, moleküler ağırlık, akma sıcaklığı, alev alma sıcaklığı, yağın soğutucu akışkanda erimesi (karışması) sayılabilir.

Kısmen de olsa bütün gazlar mineral yağların içinde erir, fakat bazı gazlar yüksek derecede erime gösterirler. Bu erimenin oranı gazın basıncı ile cinsine ve yağın sıcaklığı ile cinsine bağlıdır. Soğutucu akışkanın viskositesi yağın viskositesinden çok daha düşük seviyede olduğundan yağ ile karışması sonucu yağın viskositesi azalır. Mineral yağlarda amonyak ve karbondioksit çok az erirler.

Kompresör karterinde yağın aşırı şekilde köpürmesi istenmeyen bir özelliktir ve yağın cinsi ile ilgili olduğu kadar kompresöre sıvı soğutucu akışkan gelmesi ile artış gösterir. Aşırı köpürme, yağın yağlama özelliğini ters yönde etkilediği gibi hermetik kompresörün motor sargılarındaki ve sürtünmeden gelen ısının kompresörden uzaklaştırılmasını zorlaştırır.

3.5 ISI POMPASI İÇİN SOĞUTUCU AKIŞKAN SEÇİMİ

Herhangi bir soğutucu akışkanın bir tesiste kullanılması teknik yönden çok uygun olsa bile zehirli olması durumunda güvenlik yönünden tamamen yasaklanabilir. Mesele ısı pompası sistemleri yaşam mahallerini ısıtma-soğutma amacıyla kullanıldığından tehlikeli neticeler doğabilir. Bu bakımdan 3.2 ve 3.3 alt bölümlerinde verilmiş bulunan soğutucu akışkanların özelliklerine bakılırsa freon serisi soğutucu akışkanların uygun olduğu görülür. Karbondioksit yüksek çalışma basıncında çalışması ve kritik sıcaklığının düşük olması nedeniyle ısı pompaları için tavsiye edilmez. Amonyak termodinamik özelliklerinin çok iyi olmasına ve ucuzluğuna rağmen zehirli olması nedeniyle kullanılamaz. Kükürtdioksit yanıcı ve patlayıcı olmamasına rağmen yine zehirlilik nedeniyle kullanılamamaktadır.

Zehirli olmamaları, yanıcı ve patlayıcı özellik göstermemeleri sebebiyle freon serisi soğutucu akışkanlar ısı pompalarında güvenle kullanılacak bir soğutucu akışkan grubu oluştururlar. F13 haricindekilerinin kritik sıcaklığı ısı pompaları için elverişlidir. 0°C daki emme basınçlarının atmosfer basıncından düşük olması ve kaynama noktası sıcaklıklarının oldukça yüksek olması nedenleriyle F11, F13, F21 ve F113 ısı pompaları için tercih edilmemektedir. Bu yüzden ısı pompalarında tercih edilen soğutucu akışkanlar F12, F22, F502 ve F114 dür. Bölüm 3.2 de verilen özelliklerine bakılırsa F12 yüksek ısı tesir katsayıları sağlamasına rağmen hacimsel ısıtma gücü F22 ninkinden üçte bir oranında düşüktür. Alçak sıkıştırma sonu basınçları için uygundur. F22 ise yüksek hacimsel ısıtma gücü sayesinde tesisatın daha küçük boyutta olmasına ve daha az akışkan kullanılmasına imkan verir. Ancak sıkıştırma sonu sıcaklık ve basınçları F12 ye nazaran yüksektir. Alçak basınç akışkanı olan F114 yüksek yoğunlaşma sıcaklıkları için uygundur. Isıtma tesir katsayısının yüksek olmasına rağmen

hacimsel ısıtma gücü düşüktür. F502 ise ısıtma tesir katsayısı ve hacimsel ısıtma gücü bakımından F22 ye yakındır. Bu nedenle F22 ye nazaran daha düşük sıkıştırma sonu sıcaklıklarında kalmak gerektiğinde kullanılır. Yoğuşma basıncı F22 den fazladır. Bu özelliklerine göre ısı pompalarında en çok tercih edilen ve kullanılan soğutucu akışkanlar F12 ve F22 olmaktadır.

BÖLÜM 4

ISI POMPASI ELEMANLARI

4.1 KOMPRESÖRLER

Kompresörler evaporatörde bulunan alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan kondenser kısmına gönderen iş makinalarıdır.

Kompresörler başlıca dört ana grupta toplanabilir:

- 1 - Pistonlu kompresörler
- 2 - Dönel kompresörler
- 3 - Santrifüj kompresörler
- 4 - Vidalı kompresörler

Kompresörler genellikle elektrik motorları ile tahrik edilirler. Tahrik doğrudan doğruya veya gücün büyüklüğüne göre bir ya da daha fazla V kayışlı kayış kasnak mekanizması ile olmaktadır.

4.1.1 PİSTONLU KOMPRESÖRLER

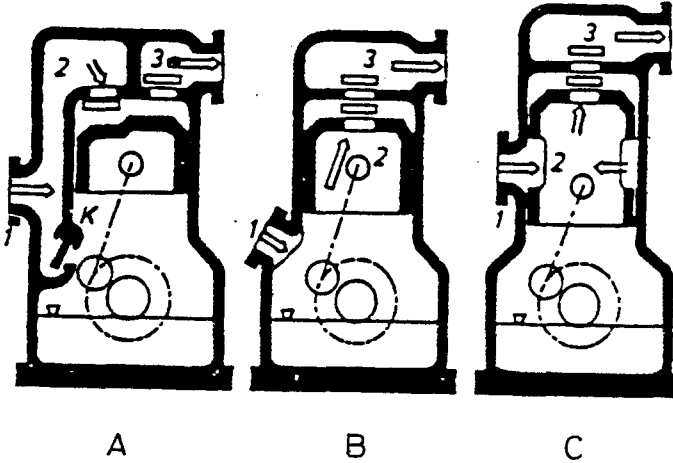
Bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemini yapan bu tip kompresörlerde tahrik motorunun dönme hareketi bir krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Silindir durumuna göre yatık veya düşey olurlar. Yatık tipler çok yer işgal ettikleri, montajı pahalı ve yağlaması zor olduğu için tercih edilmezler. Ayrıca bunların devir sayıları da düşüktür. Düşey tip kompresörler yatık olanlara nazaran daha kullanışlıdır. Aynı soğutma gücü için daha az yer kaplarlar ve daha hafiftirler.

Pistonlu kompresörlerin uygulanma şartları, birim soğutucu akışkan soğutma kapasitesine isabet eden silindir

hacmi gereksinimi az olan fakat emme ve basma basınç farkı oldukça fazla olan soğutucu akışkanlar için uygun düşmektedir. Amonyak, F12, F22, ve F502 bu soğutucu akışkanların en başta gelenleridir.

Basma ve emme kısımlarındaki basınç oranı 5'in üstünde olduğu zaman kademeli pistonlu kompresörler yapılmaktadır. Bu kompresörler kademeli pistonlu veya çok silindirli olabilir. Silindirler sıra olduğu gibi V veya yıldız şeklinde de yerleştirilebilirler ve motorlardakine benzeyen biyel mekanizması kullanılır. Biyeler küçük kompresörlerde dövme çelik, büyük kompresörlerde ise dökme demirden yapılırlar.

Şekil 4.1 de çeşitli kompresör tipleri görülmektedir.



Şekil 4.1 Kompresör tipleri [4]

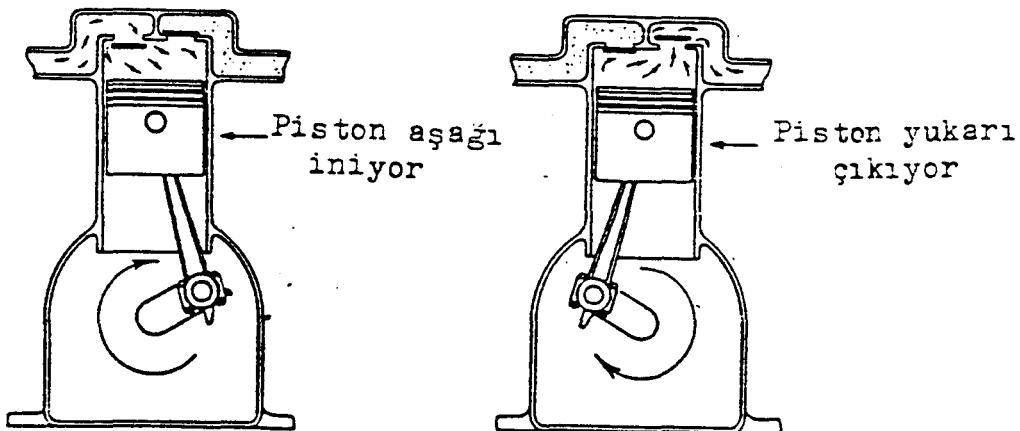
Dikkat edilirse A tipinde emme subabından emilen buhar halindeki soğutucu akışkan silindir içinde bir dönme yapmakta ve tekrar basma subabından basınçla çıkmaktadır. Halbuki B ve C tiplerinde ise silindir içinde bir yönde akmaktadır. Bu sebeple pistonlu kompresörleri soğutucu akışkanın hareketine göre;

- 1 - Doğru akımlı
- 2 - Dönüştü akımlı

olmak üzere sınıflandırmak mümkündür. Dönüştü akım olan kompresörlerde, buhar ile silindir yüzeyleri arasındaki ısı geçişi sebebiyle yüzey kayıpları aleyhte bir faktördür. Şekil 4.1 de A tipi dönüştü, B ve C tipleri ise doğru akımlı kompresörleri göstermektedir.

B tipinde yağ soğutucu akışkan ile birlikte kompresörden çıkar ve yağ ayırıcı iyi değilse bütün devreyi kateder. A tipinde her iki supap da silindirin üst kısmındaki supap blokuna konmuştur, emiş kısmındaki K borusu yoluyla yağ alt kısma akar. Bu tip genellikle yağ ile çabuk karışarak sürükleyen soğutucu akışkan kullanan tesislerde tercih edilir.

Subablar genellikle krom-nikelli çelikten ve yuvaları ise normal basınçlar için kır dörme demir, yüksek basınçlar için su verilmiş çelikten yapılır. Subablardaki hızlar soğutucu akışkanın cinsine göre belirli değerlerin üstüne çıkmamalıdır. Mesela amon ak kullanılan tesislerde emme subabındaki hız 20 m/s, basma subabındaki hız ise 25 m/s den yüksek olmamalıdır. Freon için emmede 12-27, basmada 12-20 m/s Şekil 4.2 de pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi görülmektedir.



Şekil 4.2 Pistonlu kompresörlerin çalışma çevrimi [4]

Şekil 4.2 nin A kısmından görüldüğü gibi piston silindir içinde aşağıya doğru inerken silindirin içerisindeki basıncı emme hattındaki basıncın altına düşürür. Bu basınç farkı emme subabını açar ve soğutucu akışkan silindire girer. Bu arada basma hattındaki basınç silindir içindeki basınçtan büyük olduğu için basma subabını kapalı tutar.

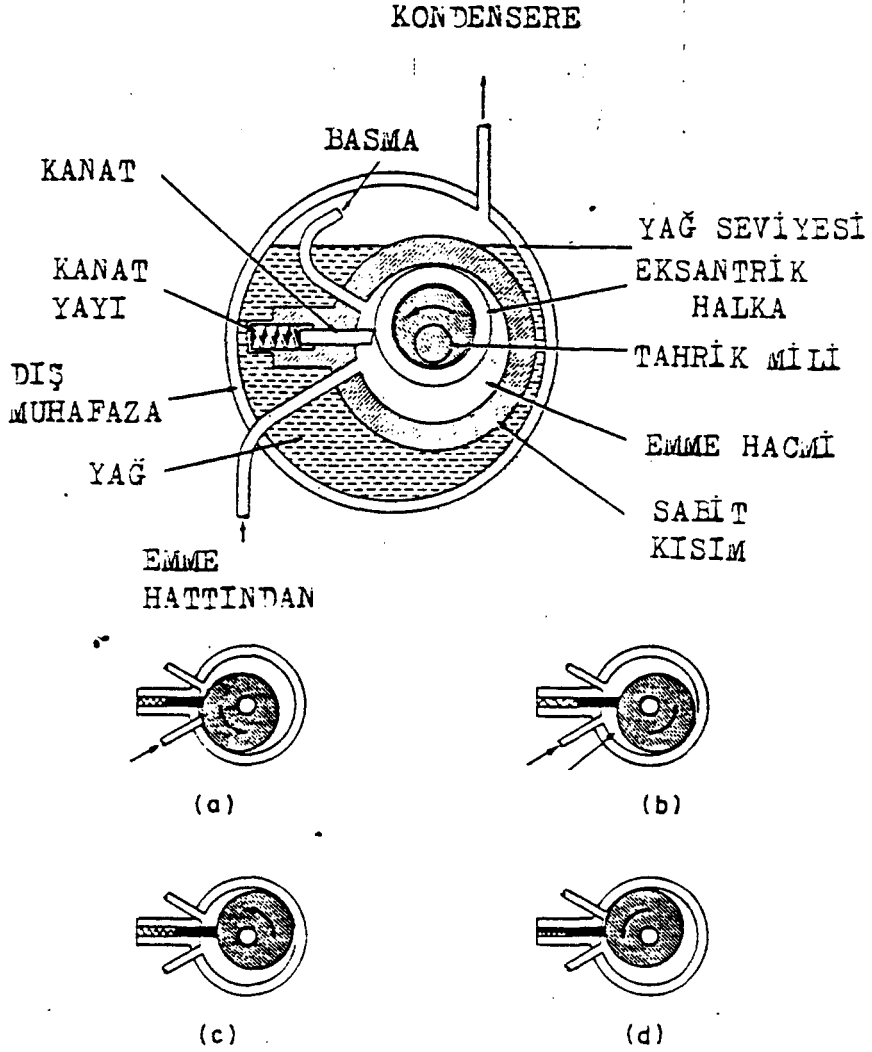
B kısmından görüleceği üzere piston yukarıya doğru çıkarken sıkıştırma işlemini gerçekleştirir. Bu sırada silindir içindeki soğutucu akışkan buharının basıncı büyük ölçüde artar. Silindir içindeki yüksek basınç bu kez emme subabını kapalı tutar. Silindir içindeki basınç basma hattındaki basıncı aştığı zaman basma subabı açılır ve yüksek basınçlı soğutucu akışkan buharı basma hattına geçer. Basma hattı da soğutucu akışkan buharını kondensere iletir. Böylece kompresör çevrimdeki görevini yapmış olmaktadır.

4.1.2 ROTATİF (DÖNEL) KOMPRESÖRLER

Rotatif kompresörler, pistonlu kompresörlerin gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemini yaparken dönel hareketi kullanırlar. Bu dönel hareketten yararlanma şekline göre dişli, tek veya çok paletli kompresörler söz konusudur. Rotatif kompresörlerde krank mili bulunmaz ve yüksek devir sayılarında kullanılabilirler. Sessiz çalışmalarına ve az yer işgal etmelerine rağmen imalattaki hassas işçilik ve yağlama zorluğu ile yüksek basınçlardaki kaçaklar aleyhte faktörlerdir.

Daha ziyade küçük kapasiteli ve tam kapalı tip motor-kompresör dizaynına uygulanan tek paletli dönel kompresörlerde palet dış gövveye yerleştirilmiştir ve dönel harekete katılmaz, sadece dönel rotorun eksantrik hareketini takip ederek doğrusal hareket yapar.

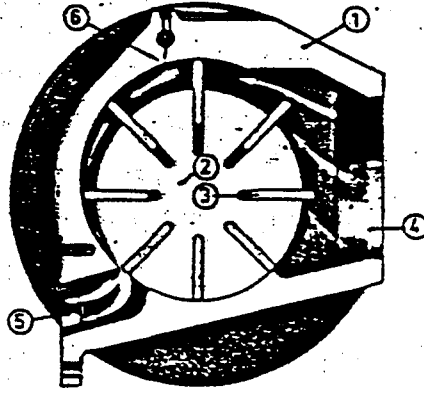
Şekil 4.3 de tek paletli dönel bir kompresör ve çalışma prensibi görülmektedir.



Şekil 4.3 Tek paletli rotatif kompresör ve çalışma prensibi [7]

Çok paletli dönel kompresörler büyük kapasiteli kompresörlerdir. Bu dizayn şeklinde paletler de rotorla birlikte dönel harekete katılırlar.

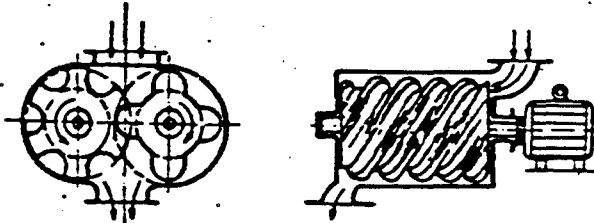
Şekil 4.4 de çok paletli dönele kompresör görülmektedir.



- | | |
|----------------------|----------------------|
| 1. Gövde-Stator | 4. Emiş Ağızı |
| 2. Rotor-Dönel Kısım | 5. Çıkış-Basma Ağızı |
| 3. Paletler | 6. Püskürtme Yağlama |

Şekil 4.4 Çok paletli dönele kompresör [7]

Dişli (vida tipi) kompresörler F12, F22, F502 ve amonyak gibi çok kullanılan yüksek yoğunlaşma basınçlı soğutucu akışkanlara uygulanabilirler. Düzgün (kesintisiz) soğutucu akışkan gaz akışı sağlamaları, emme ve basma suablarının bulunmayışı arıza kaynağının ve basınç kayıplarının ortadan kalkması) ve diğer tip kompresörlerden daha hafif ve küçük boyutta olmaları dişli kompresörlerin avantajlarını oluşturur. Şekil 4.5 de vida tipi kompresör görülmektedir.



Şekil 4.5 Dişli (vida tipi) kompresör [7]

4.1.3 TÜRBO (SANTRİFÜJ) KOMPRESÖRLER

Türbo kompresörlerin, pistonlu, dönel paletli veya vida tipi kompresörlerden farkı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemi yapmasıdır. Krank milleri ile subabları bulunmayıp 3000 d/d nın üzerindeki yüksek hızlarda çalışırlar.

Türbo kompresörlerde emme tarafı ile basma tarafı arasındaki basınç farkını sağlamak için önce emilen soğutucu akışkan buharına bir hız (kinetik enerji) verilir ve sonra bu hız basınca (potansiyel enerji) dönüştürülür. Bu dönüştürme işlemi sırasında kayıplar olur ve basma tarafı basıncı yükseldikçe bunlar daha da artar. Bu nedenle, türbo kompresörlerde basma basıncının (yoğuşma basıncının) mümkün olduğu kadar emişten az bir farkla oluşması istenir. Bu yüzden yoğuşma basıncı düşük olan soğutucu akışkanlar (F11 ve F113 gibi) türbo kompresörler için uygun olmaktadır. Ayrıca büyük molekül ağırlığı olan F11, F21 ve F114 gibi soğutucu akışkanlar da türbo kompresörler için uygundur.

4.1.4 HERMETİK KOMPRESÖRLER

Hermetik kompresörler soğutucu akışkan olarak freon serisi soğutucu akışkanları kullanırlar. Devir sayıları 3000 d/d ya kadar yükselmiş olup uzun ömürlüdürler.

Hermetik kompresörleri

1 - Tam hermetik kompresörler

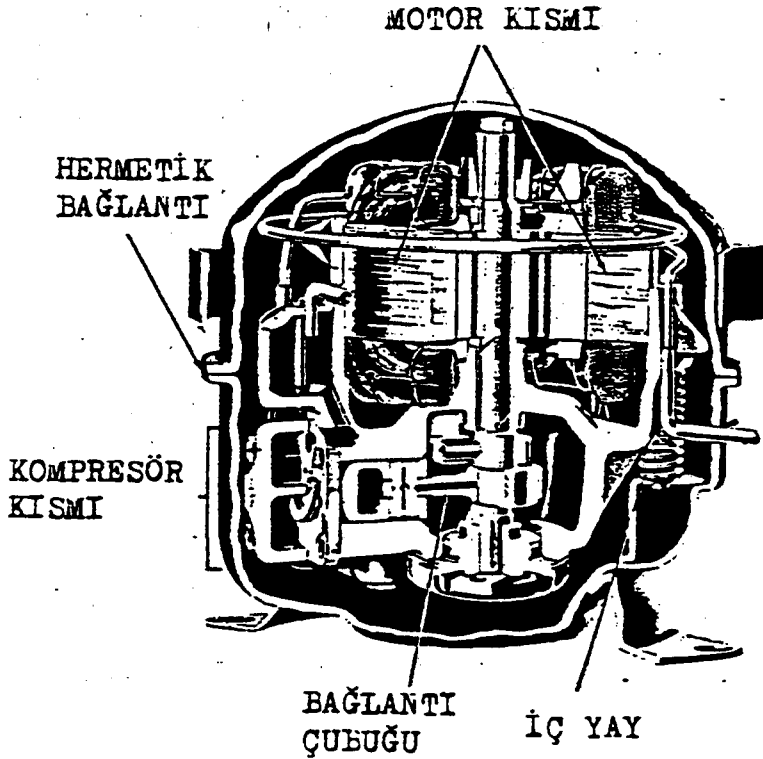
2 - Yarı hermetik kompresörler

olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür.

4.1.4.1 TAM HERMETİK KOMPRESÖRLER

Tam hermetik kompresörlerde silindir, biyel, tahrik için kullanılan elektrik motoru ile yağ kısmı tamamen kapalı ve sızdırmazlığı tam olan çelik kap içinde bulunurlar. Kayış kasnak mekanizması yoktur ve elektrik motorunun sarıgısı silikon lak ile özel olarak yalıtılmıştır.

Şekil 4.6 da tam kapalı hermetik bir kompresör görülmektedir.



Şekil 4.6 Tam kapalı hermetik bir kompresör [4]

Sızdırmaz kabın dip tarafında bulunan yağ hem yağlama hem de motoru soğutma vazifesini görür. Ayrıca evaporatörden emilen soğuk durumdaki soğutucu akışkan buharı motoru soğutur ve silindir içinde sıkıştırıldıktan sonra basma borusuyla kondensere iletilir.

Freon 12 kullanan tam hermetik kompresörlerde 0,52

ila $6,3 \text{ m}^3/\text{h}$ akışkan devreder. Küçük güçlü olanlarda kapiler boru, büyük güçlü olanlarda da genişleme valfi kullanılır.

Tam hermetik kompresörler kapalı kap şeklinde olduğundan dış zorlanmalara mukavimdir, soğutucu akışkan kayıpları az olur, gürültüsüz çalışır ve arıza halinde değiştirilmeleri kolaydır.

4.1.4.2 YARI HERMETİK KOMPRESÖRLER

Tam hermetik kompresörlere nazaran daha büyük kapasitelerde tercih edilirler. Silindirlerin bulunduğu kısım ile tahrik için kullanılan elektrik motorunun bulunduğu kısım birbirlerine civatalar ile tesbit edilerek bir bütün gövde görünümü gösterir. Hafif metalden döküm olarak yapılan her iki kısım arıza halinde birbirinden ayrılırlar.

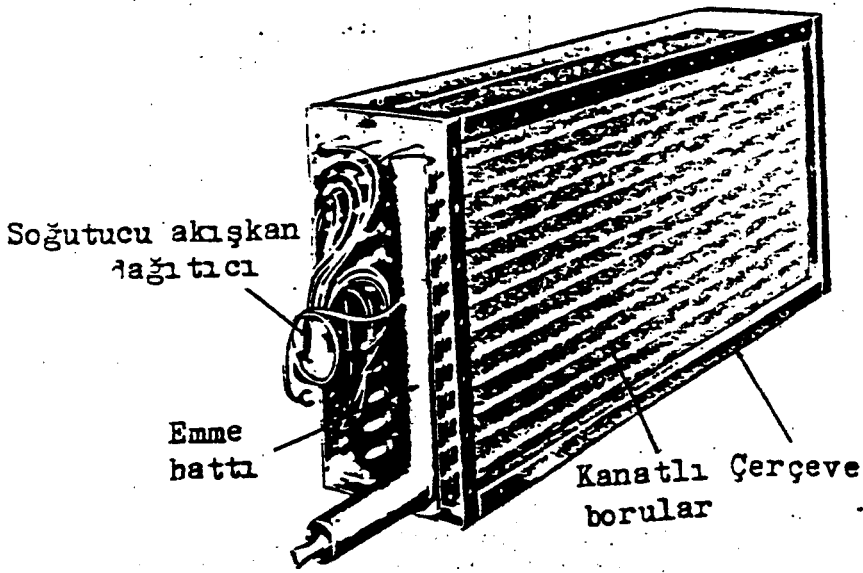
4.2. ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Isı pompalarının dizaynında ısı değiştiricilerinin seçimi büyük önem taşır. Genel olarak en çok kullanılan iki tip ısı değiştiricisi vardır. Bunlar kanatlı borulu ısı değiştiricileri ve boru demetli ısı değiştiricileridir. Hava soğutucu akışkan ısı transferi durumunda kanatlı borulu, sıvı-soğutucu akışkan ısı transferi durumunda ise boru demetli ısı değiştiricileri çok kullanılır.

Evaporatörler, genişleme valfında ya da kapiler boruda basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın çevreden ısı çekerek buharlaştığı kısımdır. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak muhtelif malzemedan yapılırlar. Genellikle bakır veya çelik boru kullanılır. Korozyona mukavemeti arttırmak için dış yüzeyler bakır boru halinde kalaylanır, çelik boru halinde galvanize edilir. Örnek olarak amonyaklı tesislerde çelik ve freon 12 li tesislerde de bakır veya alüminyum boru kullanılır. Isı çekilen akışkan olarak

hava kullanılması durumunda düz veya kanatlı borular kullanılır. Düz borularda ısı geçiş yüzeyini arttırmak için kanatlar ilave edilmekle beraber, kanat boyutlarının verim yönünden kısıtlandığı ve direnç faktörünün de önemli rol oynadığı unutulmamalıdır.

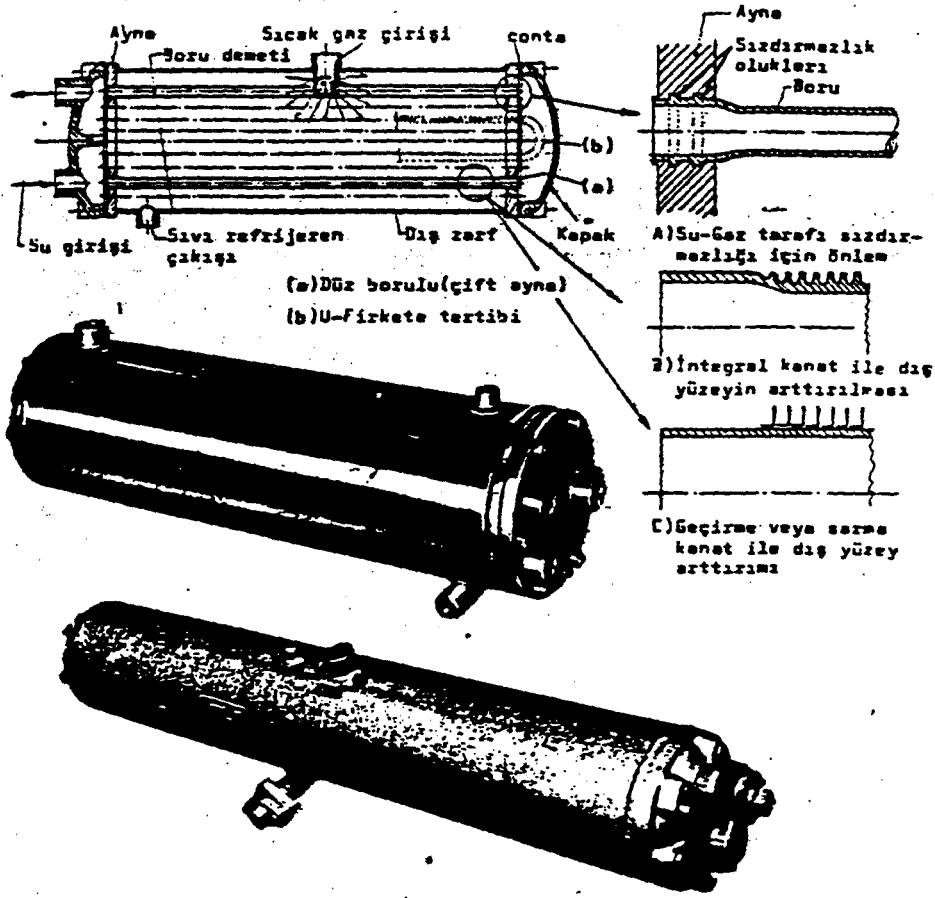
Şekil 4.7 de havadan ısı çeken bir evaporatör görülmektedir.



Şekil 4.7 hava kaynaklı evaporatör [4]

Kondenserler, kompresörden kızgın buhar olarak basılan soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı, yoğunlaştuğu ve aşırı soğutma halinde aşırı soğutulduğu ısı değiştiricileridir. Kondenserlerde evaporatörlerde alınan ısı ile kompresör yoluyla sisteme verilen ısı alınmaktadır.

Şekil 4.8 de boru demetli kondenser görülmektedir.



Şekil 4.8 Boru demetli kondenser [4]

Bir ısı pompası için ısı değiştiricilerinin boyutlandırılması çok önemlidir. Fakat ısı değiştiricilerinin dizaynı ve bunlardaki ısı transferi çok karışık olduğundan pratikte hassas hesapların yapılması imkansızdır. Kondenserdeki ısı transferi olayında soğutucu akışkan tarafı karmaştır çünkü soğutucu akışkan kızgın buhar, yoğuşma ve aşırı soğutulmuş sıvı hallerinde bulunmaktadır. Ayrıca hava soğutmali kondenserde hava içindeki nemin de etkisi vardır. Hava kaynaklı evaporatörün soğutucu akışkan tarafında buharlaşma ve aşırı kızdırmaya ilaveten yağlama yağının evaporatör etkinliğini azaltması problemleri vardır. Bir miktar soğutucu akışkan daima yağlama yağında erir ve bu

durumda buharlaşma işlemini değerlendirmek güçleşir çünkü verilmiş soğutucu akışkan diyagramları artık geçerli değildir. Ayrıca hava içindeki su buharının evaporatör yüzeyi üzerinde yoğunlaşması ve donması işlemleri normal olarak havadan ve su buharından olan duyulur ısı transferine eklenmektedir. Görüldüğü gibi evaporatörlerin hesabı çok karmaşık olup pratikte aşağıdaki basit ifadeden faydalanılabilir.

$$Q = KF\Delta\theta \quad (4.1)$$

Burada Q ısı miktarı, F etkin ısı transfer yüzeyi, θ ortalama efektif sıcaklık farkı ve K toplam ısı geçiş katsayısıdır.

Bu eşitlikten görüleceği üzere ısı geçişini arttırmak için ya sıcaklık farkı ya da efektif ısı transfer yüzeyi arttırılmalıdır. Hava kaynaklı evaporatörlerde havayı fan kullanarak evaporatör yüzeyinden daha hızlı geçirmek suretiyle ısı geçişi arttırılabilir.

4.3 BASINÇ AYARLAYICILAR (GENİŞLEME VALFLERİ-KAPILAR BORULAR)

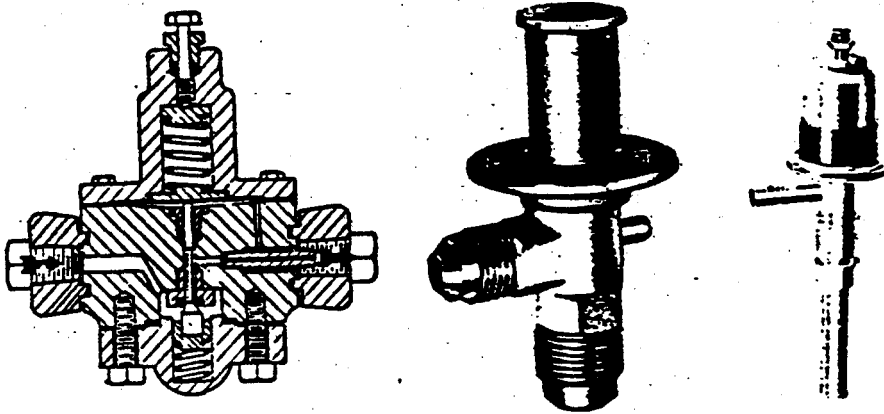
Genişleme valfleri, soğutucu akışkanın basıncını arzu edilen evaporatör basıncına düşürmeye yarayan elementlerdir.

Basınç ayarlayıcı olarak kapiler borulardan faydalanılabildiği gibi evaporatör için lüzumlu soğutucu akışkan miktarını da ayarlayan el ayar valfi, otomatik genişleme valfi, termik genişleme valfi ile alçak ve yüksek basınç şamandıralı tipleri de mevcuttur.

4.3.1.1 EL AYAR VALFİ

Takriben 10 devirde tamamen açılırlar ve en açık olduğu halde kesit alanı valf giriş kesitinin % 20-25 i kadardır. Valf ait olduğu evaporatörde lüzumlu soğutucu akışkan geçecek şekilde ayarlanmalıdır. Elle yapılan çıkış basıncı ayarını devamlı olarak muhafaza eder. Evaporasyon sıcaklığı, böylece basınç kontrolü suretiyle muhafaza edilmeye çalışılır. Evaporatör yüklerinin değişimlerine bağlı olarak değişen kızgınlık değerini belirli bir seviyede tutmak veya sıvının emişe yürümesini önlemek bu tip valflerle mümkün değildir.

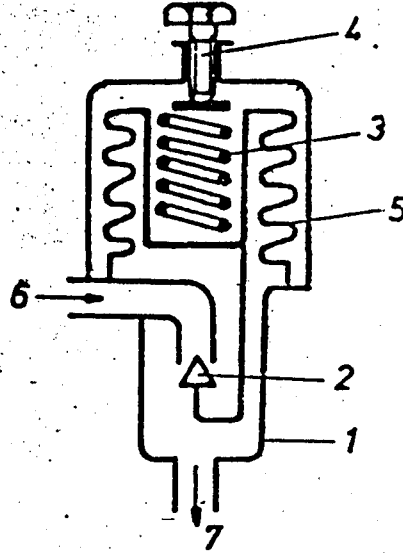
Şekil 4.9 da el ayar valfı görülmektedir.



Şekil 4.9 El ayar valfı

4.3.1.2 OTOMATİK GENİŞLEME VALFİ

Otomatik genişleme valfı Şekil 4.10 da şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.10 Otomatik genişleme valfi: 1 Gövde 2 iğne 3 yay 4 ayar vidası 5 bükümlü esnek boru 6 akışkan girişi 7 akışkan çıkışı

Evaporatördeki basınç değişimi 5 nolu bükümlü esnek boruya (veya bir membran olabilir) tesiri ile valfin 2 nolu iğnesinin oynamasını temin eder. İğnenin açılma miktarı ise esnek boruya temas eden 3 nolu yayın üstündeki 4 nolu ayar vidasının sıkıştırılması ile ayar edilir. Valfin giriş tarafında ayrıca bir filtre bulunur. Otomatik genişleme valfi sadece ayar edilen belirli bir basıncı sabit tuttuğu için avantajlı değildir. Mesela evaporatörde alınan ısının küçük olması halinde buharlaşma sıcaklığı ile basıncı azaldığı için valf açık kalır ve kompresör tarafından yağ buhar emilir. Aksi halde ise kompresör oldukça sıcak çalışır. Bu tip valfler daha ziyade kükürt dioksit, metil klorit ve freon 12 li tesislerde kullanılır.

4.3.1.3 TERMİK GENİŞLEME VALFİ

Termik genişleme valfleri evaporatöre sıvı soğutucu akışkan akışını kontrol ve ayar eden, evaporatörde buhar-

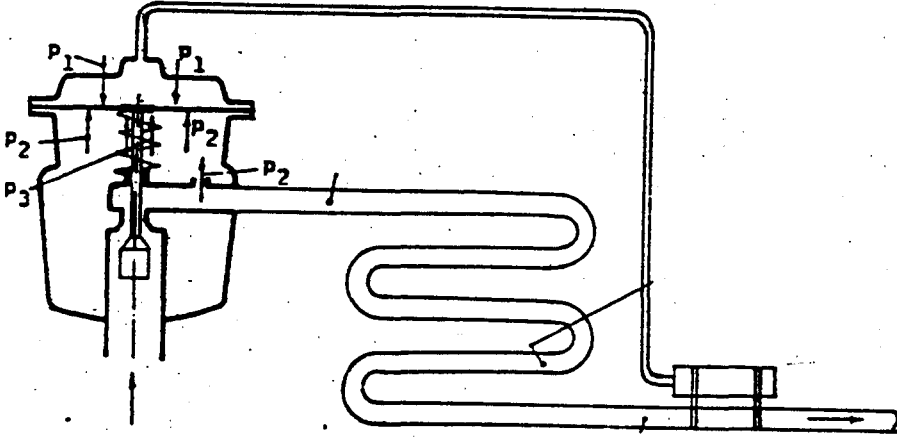
laşan miktar kadar sıvı soğutucu akışkanı hassas ölçüde tekrar evaporatöre sevkeden bir cihazdır. Sıcaklığa karşı hassas olan uç (kuyruk) evaporatörün sonuna iyice temas edecek şekilde tesbit edilir. Böylece evaporatör ile uç arasında iyi bir ısı iletkenliği sağlanmış olur. Termik ucun içindeki basınç, ucun, dolayısıyla evaporatörün sıcaklığına bağlıdır. Böylece evaporatöre gönderilecek sıvı soğutucu akışkan miktarı, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığının ölçülmesiyle saptanır. Evaporatör çıkışına tesbit edilen hassas uç bir kapiler boru yardımıyla diyaframın üst tarafına irtibatlandırılmıştır. Kapiler boru içinde genellikle soğutucu akışkan özelliğinde bir sıvı bulunur. Diyafram iğnenin hareketine tesir etmek suretiyle evaporatöre geçen sıvı soğutucu akışkan miktarını kontrol eder. Bu suretle evaporatöre sıvı soğutucu akışkanın ölçülü bir şekilde gönderilmesi ve dolayısıyla kompresöre sıvı soğutucu akışkan gelerek hasar yapmasının önlenmesi sağlanmış olur. Termik genişleme valfi soğutucu akışkanın evaporatörü terkederken belirli ve emniyetli bir kızgınlık değerini muhafaza etmesini sağlar.

Bir termik genişleme valfinin ayar işlemini yapan mekanizmasını etkileyen üç basınç mevcuttur.

- 1- Hassas uç ve kapiler boru vasıtasıyla diyaframın üst tarafına iletilen P_1 basıncı
- 2- Evaporatördeki basınç P_2
- 3- Kızgınlık yayının eşdeğer basıncı P_3 .

Termik genişleme valfleri genel olarak iç ve dış dengelemeli olmak üzere iki değişik konstrüksiyona sahiptirler.

Şekil 4.11 de iç dengelemeli termik genişleme valfi şematik olarak gösterilmiştir.



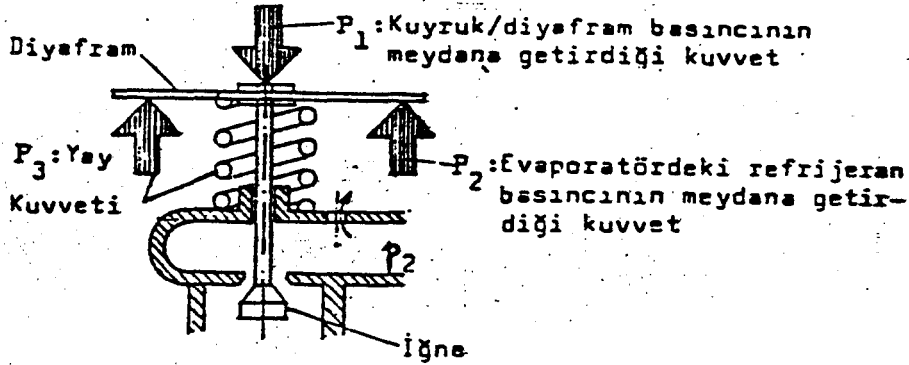
Şekil 4.11 İç dengelemeli termik genişleme valfi (şematik)

Bu tip valflerin çalışması sırasında üç çalışma rejimi ortaya çıkabilir;

- a- Kuvvetlerin dengede olması
- b- Kızgınlık değerinde artma olması
- c- Kızgınlık değerinde azalma olması.

P_1 basıncı evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın doymuş buhar basıncı olup bu basınç valf iğnesini açmaya çalışmaktadır. Bu açıcı kuvvete karşı koyacak olan ve diyaframın alt tarafında bulunan, yani valf iğnesini kapatmaya çalışan iki ayrı kuvvet mevcuttur. Bunlar evaporatör basıncı P_2 ile kızgınlık ayar yayının meydana getirdiği P_3 basıncıdır.

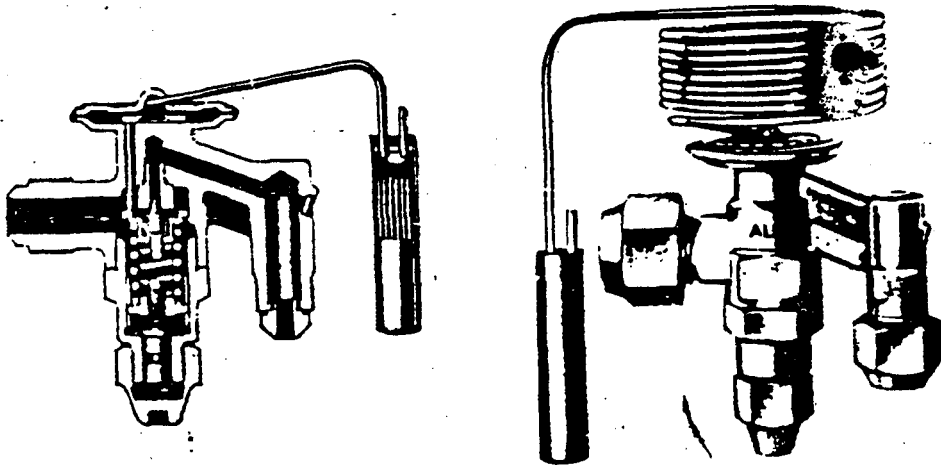
Şekil 4.12 de bu kuvvetler açık bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 4.12 Valf iğnesini etkileyen kuvvetler [3]

Görüldüğü gibi $F_1 = P_2 + P_3$ olduğunda denge sağlanmıştır. Kızgınlık değerinde artma olması halinde, evaporatör çıkışındaki sıcaklığın yükselmesine bağlı olarak kuyruk sıcaklığı da yükselir ve bunun sonucu olarak diyaframa gelen basınç artar. Bu durumda $F_1 > P_2 + P_3$ olur ve F_1 kuvveti valf iğnesini açar. Kızgınlık değerinde azalma olması durumunda evaporatör sıcaklığının azalmasıyla kuyruk sıcaklığı da düşer ve diyaframın üst tarafına gelen basınç azalır. Bu suretle $F_1 < P_2 + P_3$ olur ve sonuçta valf iğnesi kapanmaya başlar.

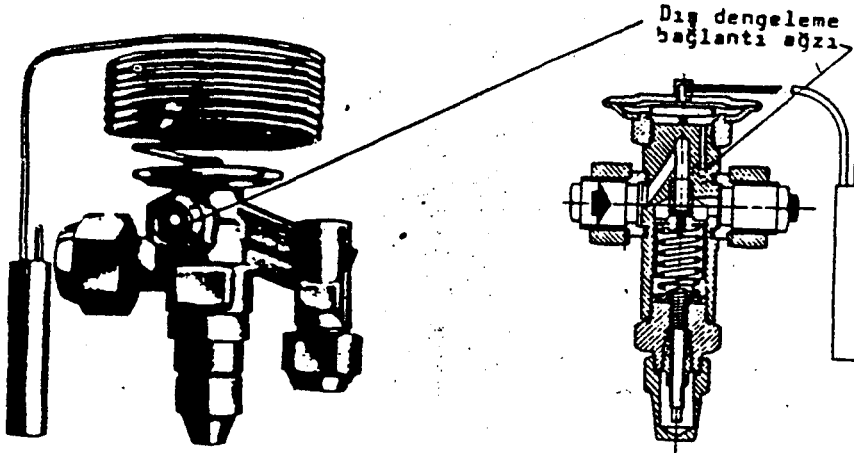
Şekil 4.13 de iç dengelemeli termik genişleme valfı görülmektedir.



Şekil 4.13 İç dengelemeli termik genişleme valfı [3]

Eğer evaporatör giriş ve çıkışı arasındaki basınç kaybı çok fazla ise (evaporatör büyük boyutlu ise) dış dengelemeli termik genişleme valfi kullanılır. Bu durumda diyaframın alt kısmı evaporatörün çıkış kısmıyla irtibatlandırılır. Böylece diyaframın, hassas ucun bulunduğu kısımdaki doymuş buhar basıncını alması sağlanır. Bu şekilde evaporatör giriş basıncına göre verilen aşırı miktardaki kızdırma önlenmiş, valfin çok kısım çalışmasının ve evaporatör kapasitesinin düşmesinin önüne geçilmiş olur.

Şekil 4.14 de dış dengelemeli termik genişleme valfi görülmektedir.



Şekil 4.14 Dış dengelemeli termik genişleme valfi [3]

4.3.1.4 ŞAMANDIRALI AYAR VALFİ

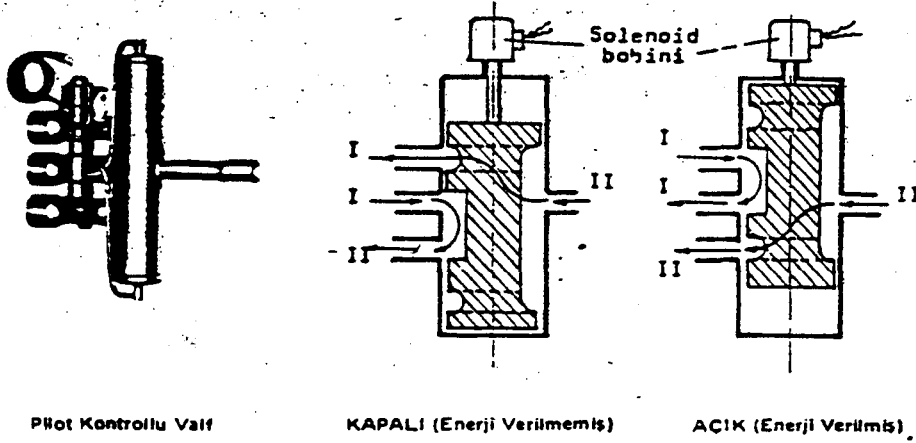
Alçak basınçlı ve yüksek basınçlı olmak üzere iki tipi mevcuttur. Şayet şamandıra kondenserden gelen kısımda ise yüksek basınçlıdır, evaporatörde yani alçak basınç kısmında ise alçak basınçlıdır ve evaporatörde sıvı seviyesini sabit tutar.

4.3.2 KAPİLER BORULAR

Soğutucu akışkanın basıncını evaporatör basıncına düşürmede kapiler (kılcal) borudan yararlanılabilir. Bunlar küçük kapasiteli sistemlerde sıvı haldeki soğutucu akışkanın yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına ölçülü şekilde geçişini kontrol etmede pratik ve ekonomik bir çözüm sağlarlar. Kılcal borunun çalışma prensibi, belirli bir basınç farkında kılcal borudan geçen sıvı debisinin buhar debisinden fazla olmasıdır. Normal çalışma durumunda, soğutucu akışkan kılcal borunun ilk bölümlerinde tamamen sıvıdır ve sonraki kısımlarda kısmen buhar fazına geçer. Eğer sistemin debisi herhangi bir sebeple artarsa kondenser buharın tamamını yoğunlaştırılmaz ve bir miktar buhar kılcal boruya girer. Bu durumda kılcal borunun yukarıda belirtilen özelliğinden dolayı direnç artar, geçiş zorlaşır. Böylece debi azalır ve normal çalışma durumuna gelir. Sistemin debisi azalırsa sıvı haldeki soğutucu akışkan kılcalın girişinde birikir ve aşırı soğutma miktarı artar. Bu durumda soğutucu akışkan kılcal borunun daha uzun bir boyunda sıvı fazda bulunur. Gene kılcal borunun özelliğinden debi artar ve normal çalışma durumuna gelir. Kılcal borunun, emiş ve basma tarafı basınçlarını sistem durduktan kısa bir süre sonra dengelemesi özelliği, kompresör kalkışının yüksüz olmasını ve dolayısıyla alçak tork karakteristikli elektrik motoru kullanılabilmesini mümkün kılar ve bu ekonomik yönden önemlidir. Kapiler boruların mekanik hareketli kısımlarının bulunmaması arıza yapmamaları bakımından avantajdır. Ancak soğutucu akışkan içinde bulunabilecek artıkların kılcal borunun dar kesitini tıkamaması için, kılcal borudan evvel kondenser çıkışına filtre kurutucusu konulur. Kılcal borunun diğer bir avantajı soğutucu akışkanın her iki tarafından geçebilmesidir. Kılcal borular basit ve ucuzluklarına rağmen termik genişleme valfleri kadar geniş bir çalışma aralığına sahip değildir.

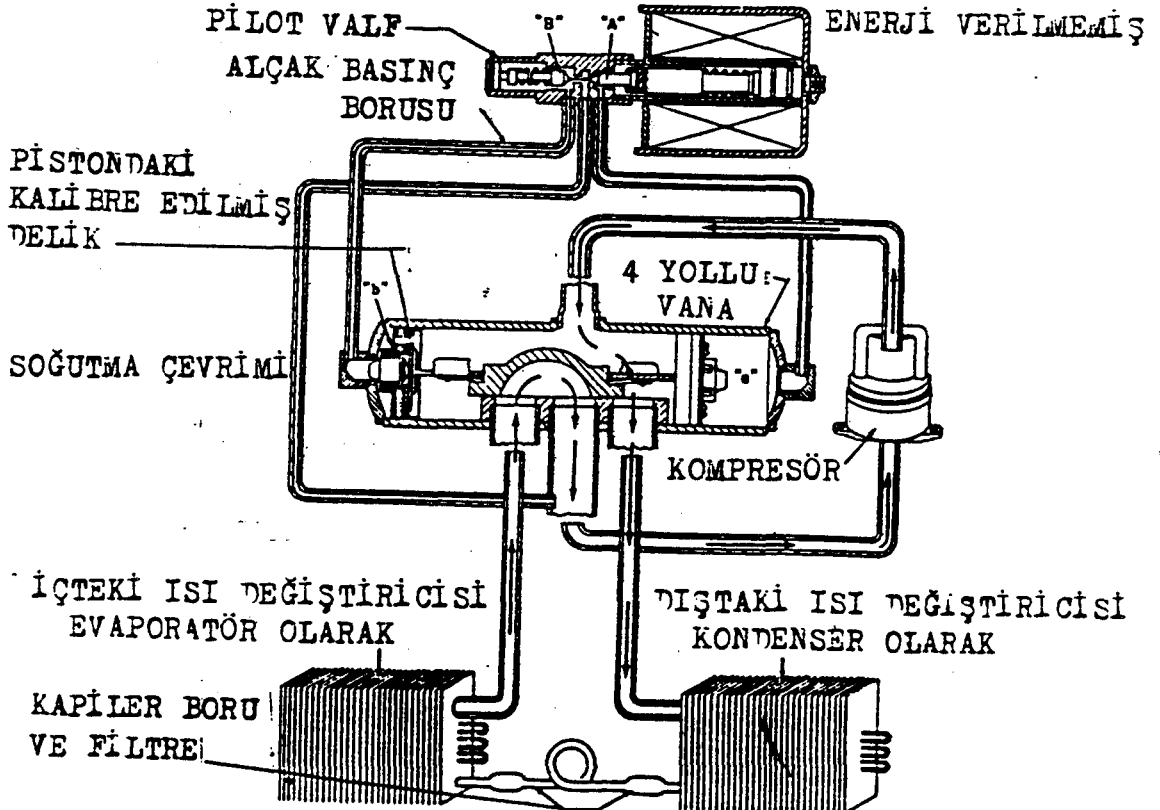
4.4 DÖRT YOLLU VANA

Dört yollu vana akışı ters çevirme valfi olarak tanımlanır ve ısıtma-soğutma amaçlı ısı pompalarında kullanılır. Bu valflerde bir müşterek giriş ve üç çıkış bağlantısı vardır. Dört yollu vana ve çalışma şekli Şekil 4.15 de gösterilmiştir.

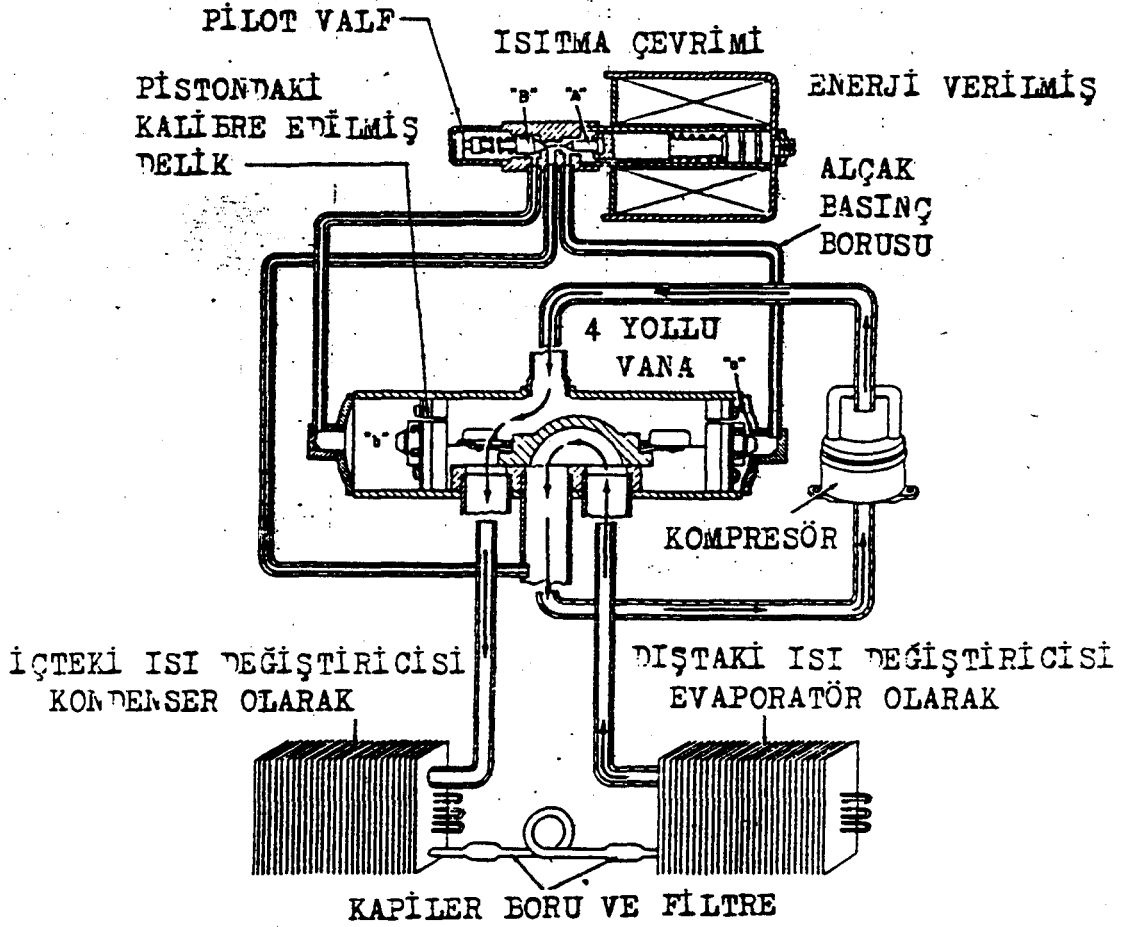


Şekil 4.15 Dört yollu vana

Şekil 4.16 ve 4.17 de sırasıyla ısı pompasının soğutma ve ısıtma çevrimleri ve bunu gerçekleştiren dört yollu valf görülmektedir.



Şekil 4.16 Isı pompasının soğutma çevrimi [2]



Şekil 4.17 Isı pompasının ısıtma çevrimi [2]

Dört yollu vanada giriş ve çıkış ağızlarını iki ayrı durumda konumlandıran bir piston bulunur. Bu pistonun hareketi, dolayısıyla ısıtma çevriminden soğutma çevrimine geçiş veya tersi şu şekilde sağlanmaktadır. Piston soğutucu akışkanın basıncıyla hareket eder. Kompresörün basma hattı ana vananın girişine bağlıdır. Basınç vananın sürgüsünün iki pistonu arasına uygulanır. Her pistonun gazın geçişine izin veren küçük bir delik vardır. Soğutma durumunda sağ pistonun deliğinden geçen gazlar pilot vananın "A" sürgüsü tarafından durdurulur. Basınç bu pistonun arkasında ("a" ile gösterilen yerde) basma basıncına eşit oluncaya kadar artar. Sol pistonun deliğinden geçen gazlar pilot vana aracılığıyla

emme hattına iletilirler. Böylece pistonun sağ tarafına basma basıncı, sol tarafına emme basıncı etkimektedir. Bu basınç farkının etkisi altında piston sola hareket eder ve soğutma devresine karşılık gelen delikleri birbirine bağlar. Isıtma devresine geçmek için pilot vananın bobini uyarılır (enerji verilir) ve böylece vana sürgüsü sola çekilir. Bu defa sol pistonun deliğinden geçen gazlar pilot vananın "E" sürgüsü tarafından durdurulur. Olay tersine oluşur ve dört yollu vananın pistonu sağa hareket ederek ısıtma devresine karşılık gelen delikleri birbirine bağlar.

4.5 KUMANDA KONTROL CİHAZLARI VE DİĞER YARDIMCI ELEMANLAR

Sistemi sıcaklık, basınç, geçen akışkan miktarı gibi yönlerden istenilen sınırlar arasında işletmeye sokan veya işletmeden çıkaran kumanda kontrol cihazları ile devrenin özellik ve işletme şartlarına göre aşağıda anlatılan eleman ve cihazlar kullanılmaktadır.

4.5.1. TERMOSTAT

Isıtılan veya soğutulan hacmin sıcaklıklarının belirli değerler arasında kalmasını temin gayesiyle kullanılan kumanda kontrol cihazlarıdır.

Termik genişleme valfinde olduğu gibi, termostatin hassas olan ucu (kuyruk) sıcaklığı kontrol edilecek yere tesbit edilir. Ayar edilen sıcaklığa göre elektrik devresi (kontakt) açılıp kapanarak kompresörü tahrik eden elektrik motoruna kumanda edilir.

4.5.2 PRESOSTAT

Presostatlar, evaporatör basıncına göre devreye kumanda eden kontrol cihazlarıdır. Presostatlarda da termos-

tatlarda olduğu gibi bir elektrik ikaz devresi (akımı) sözkonusudur.

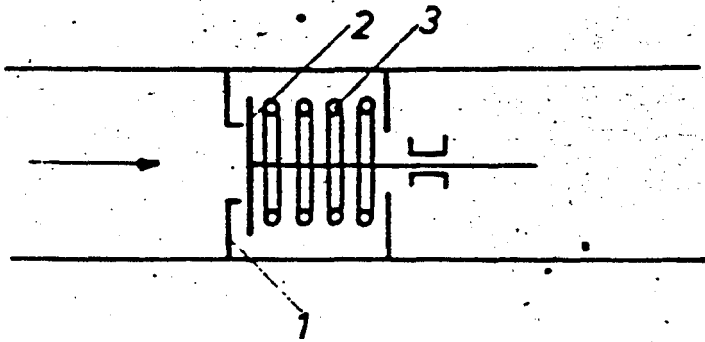
Presostatları yüksek basınç presostatı ve normal basınç presostatı olarak ikiye ayırmak mümkündür. Normal basınç presostaki kompresörün emme kısmına monte edilir ve devreyi basınç düşünce açar, basınç yükselince kapatır. Yüksek basınç presostatı ise kompresör ile kondenser arasına konur. Kondenserin basıncı yükselince elektrik devresi açılır (kontak atar) ve kompresör çalışmaz.

4.5.3 MANOMETRE

Basınç ölçen bir cihazdır. Yüksek basınç ve alçak basınç (vakum) manometreleri olmak üzere iki cins manometre vardır. Alçak basınç manometresi atmosfer altı ve üstündeki basınçları (bileşik manometre), yüksek basınç manometresi ise yalnız atmosfer üstü basınçları gösterir.

4.5.4 ÇEK VALF

Şekil 4.18 de görüldüğü gibi boru içinde akan akışkanların tek yönde akmalarını temin ederler. Akışkanın herhangi bir sebeple aksi yönde akması halinde 3 nolu yay ucundaki 1 nolu ventil kesiti kapatarak akışı durdurur.



Şekil 4.18 Çek valf 1 Ventil kesiti 2 Ventil 3 Yay

4.5.5 YAĞ AYIRICILAR

Soğutucu akışkana kompresör çıkışında karışan yağ sistemi kirlettiği, kontrol ile ayar cihazlarını bozduğu ve kondenserle evaporatörde ısı geçişini güçleştirdiği için yağ ayırıcıların önemi büyüktür.

Yağ ayırıcılar, sürüklenen yağın kompresör çıkışında hemen ayrılması ve ayrılan yağın tekrar kompresörün yağ karterine dönmesi olmak üzere iki ödevi yerine getirirler.

Yağın sürüklenerek kondenser ile evaporatörün iç yüzeylerinde ince bir tabaka meydana getirmeleri sonucunda ısı geçişi güçleştiğinden kondenser basıncı yükselir ve evaporatör basıncı düşer. Kondenser basıncının yükselmesi ile evaporatör basıncının düşmesi ise kompresör tahrik gücünün artmasına sebep olur.

4.5.6 SIVI DEPOLARI

Sıvı fazdaki soğutucu akışkanın kondenserde koplanarak kondenserin işe yarar yüzeyini küçültmeme ve onarımlar sırasında soğutucu akışkanın bir kaptan toplanması yönlerinden lüzumludur.

Sıvı depolarının hacmi tesisteki bütün soğutucu akışkanı alacak şekilde olmalıdır.

4.5.7 FİLTRE KURUTUCULAR

Soğutucu akışkanın cinsine göre soğutucu akışkanın içine belirli bir miktardan fazla su karışmamalıdır. Soğutucu akışkanın içinde müsaade edilen miktardan fazla su bulunması halinde hassas ayar ve kontrol cihazlarının küçük kesitlerinde buz tutmaları sebebiyle daralmalar olur ve devre ideal olarak çalışmaz. Bu sebeple devreye nem/su

asla girmemeli, girerse de sistemden atılmalıdır. Sistemde kalan veya çalışma esnasında sonradan giren nem filtre-kurutucu diye tanınan elemanlarla tutulmaktadır. Kurutucular içinde silica gel gibi nem emici maddeler bulunur. Eir filtre kurutucudan su/nemi tutmak, asiti tutmak ve taş, kaynak çapağı, tortu vs. gibi pislikleri tutmak görevleri beklenir. Filtre kurutucular basınç ayarlayıcılardan hemen önce konur.

4.5.8 GÖZETLEME CAMI

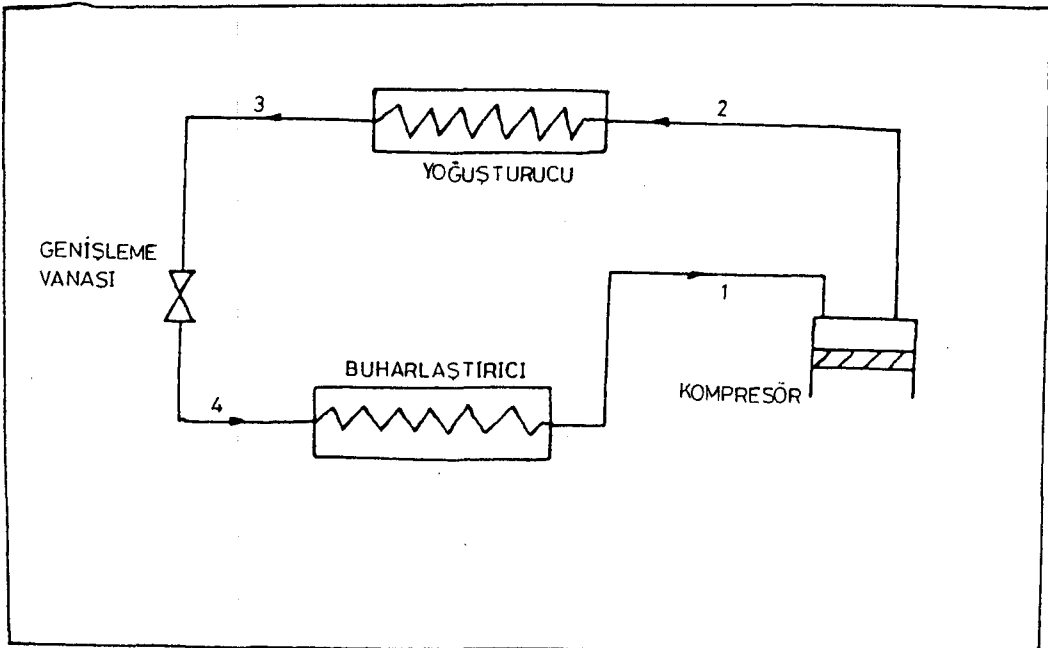
Sistemdeki sıvı soğutucu akışkanın akışını görmek ve soğutucu akışkan şarjı hakkında bilgi almak amacıyla sisteme gözetleme camı takılır. Gözetleme camı genellikle filtre-kurutucudan hemen sonra ve basınç ayarlayıcılardan önce konur.

BÖLÜM 5 ISI POMPASININ PROJELENDİRİLMESİ

5.1 UYGULAMADA SÖZ KONUSU BİNADA TASARLANAN SİSTEM

Uygulamada söz konusu bina İstanbul Florya da şahsa ait bir villadır. Villanın kat planları kalorifer tesisatı kısmında verilmiştir. Villada ısı yükü 10.600 KCal/h tir. Toplam ısı yükü ile ilgili detaylar kalorifer kazanı ve kalorifer tesisatı bölümünde incelenmiştir.

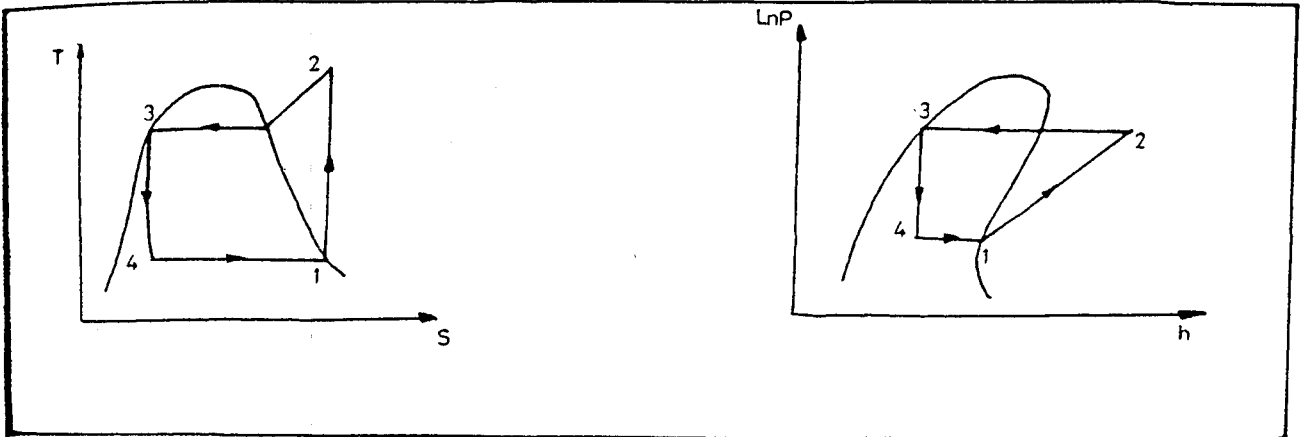
Toplam ısı yükü 10.600 KCal/h (44366.3 KJ/h) olan söz konusu binayı ısıtmak için havadan havaya ısıtma yapan bir ısı pompası seçilmiştir. Bu şekilde sistemdeki yoğuşturucu ve buharlaştırıcının sıcaklıkları arasındaki fark az olmakta ve bu şekilde sistemin ısıtma tesir katsayısı bir miktar artmaktadır.



Şekil 5.1 Isı pompası çevrimi

Sistemde soğutucu akışkan olarak farklı türden soğutucu akışkanların kullanılması durumunda hem boyutlar hemde çalışma parametreleri önemli ölçüde değişmektedir. Örneğin soğutucu akışkan olarak NH_3 kullanılması durumunda yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı boyutlarıyla birlikte kompresör piston hacmi de azalmaktadır. Ancak binada ısı yükü yeterince küçük olduğundan sistemde soğutucu akışkan olarak Fr-12 kullanılması tercih edilmiştir. Ayrıca sistem sadece bu bina gözönüne alınarak projelendirilmiştir.

Isı pompası için buharlaştırıcı sıcaklığı $0^{\circ}C$ ve yoğunlaştırıcı sıcaklığı olarak $45^{\circ}C$ seçilmiştir. Sistemde bulunan kondanser ve evaporatörün boyutlarının tayini bu sıcaklıklar esas alınarak bulunacaktır. Mahaller içerisine üfle-necek olan havanın sıcaklığı $34^{\circ}C$ 'dir.



Şekil 5.2 Isı pompası T-S ve lnP-h diyagramları

5.2 ÇEVİRİME AİT DEĞERLERİN HESAPLANMASI

Toplam ısı yükünü karşılamak için devrede dolması gereken Fr-12 miktarı:

<u>NOKTA</u>	<u>SICAKLIK</u>	<u>BASINC (Bar)</u>	<u>ENTALPİ (KJ/kg)</u>
1	0	3.086	188.59
2	52	9.617	211.24
3	45	9.617	79.82
4	0	3.086	79.82

Tablo 5.1 Entalpi değerleri

$$Q_y = m_{so} (h_2 - h_3)$$

$$44366.3 = m_{so} (211.24 - 79.82)$$

$$m_{so} = 339.59 \text{ kg/h}$$

$$m_{so} = 0.0938 \text{ kg/s}$$

Buharlaştırıcıda havadan çekilen ısı miktarı ve hava debisinin hesaplanması :

Fr-12 'nin debisi bilindiğine göre buharlaştırıcının havadan çektiği ısı miktarı $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ olduğunu varsayarsak :

$$Q_b = m_{so} (h_1 - h_4) = 337.59 (188.59 - 79.82)$$

$$Q_b = 36719.66 \text{ KCal/h}$$

Bu ısının tamamı sıcaklığı 10°C ve özgül ısısı $C_p = 1.0035$ KJ/kgK olan havadan çekilmesidir.

Buharlaştırıcıdan geçen hava debisi :

$$Q_b = m_{hb} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$37589.82 = m_{hb} \cdot 1.0035 \cdot 10$$

$$m_{hb} = 3745.87 \text{ kg/h}$$

$$m_{hb} = 1.0405 \text{ kg/s}$$

Buharlaştırıcıdan geçen havanın hacmi $2897.06 \text{ m}^3/\text{h}$ dir.

Yoğuşturucuda meydana gelen ısı alışverişi ise binanın toplam ısı yüküne eşittir. Bu nedenle $\Delta T = 14^\circ\text{C}$ sıcaklık farkı için yoğuşturucudan geçen hava debisi :

$$Q_y = m_{hy} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$44366.3 = m_{hy} \cdot 1.0035 \cdot 14$$

$$m_{hy} = 3157.97 \text{ kg/h}$$

$$m_{hy} = 0.8772 \text{ kg/s}$$

Yoğuşturucudan geçen havanın hacmi $2442.24 \text{ m}^3/\text{h}$ dir.

5.3 BUHARLAŞTIRICININ BOYUTLANDIRILMASI

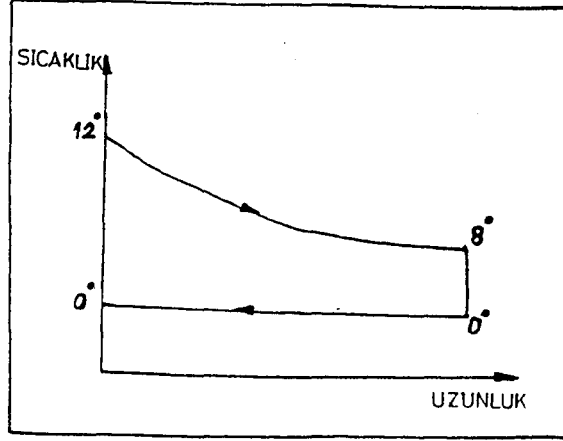
Bu sistemde buharlaştırıcı olarak 10-25 mm çapındaki bakır boruların dışına preslenmiş 0.2 mm kalınlığındaki alüminyum dörtgensel levhaların geçirilmesiyle elde edilmiş olan ısı değiştiricileri kullanılacaktır. Sistemin ısı iletim katsayısının artması için bakır borular şişirilmiş ve kanatlar ile boruların birbirine teması sağlanmıştır. Bu tip ısı değiştiricilerinin ısı iletim katsayısı kanatlı boruların ısı iletim katsayısına eşdeğerdedir. Fr-12 bakır borulardan geçmekte ve buna çapraz doğrultuda da hava akmaktadır. Bu ısı değiştiricisi aynı şekilde yoğuşturucuda da kullanılacaktır. Isı değiştiricinin yaklaşık toplam ısı iletim katsayısı $K = 16 \text{ KCal/mhC}$ olarak alınacaktır.

Çapraz akımda logaritmik sıcaklık farkı :

$$T_{max} = 12^\circ\text{C}$$

$$T_{min} = 8^\circ\text{C}$$

Burada buharlaştırıcı borularının içinden geçen Fr-12 'nin sıcaklığı değişmez. Aldığı ısı sadece Fr-12 'nin buharlaşmasına sebep olur.



Şekil 5.3 Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişimi

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln(\Delta T_{\max}/\Delta T_{\min})}$$

$$\Delta T_m = \frac{12 - 8}{\ln(12/8)} = 9.865^\circ\text{C}$$

Buradan alan için :

$$Q_b = K \cdot A \cdot \Delta T_m$$

$$A = \frac{Q_b}{K \cdot \Delta T_m} = \frac{37589.82}{66.968 \cdot 9.865}$$

$$A = 59.60 \text{ m}^2 \quad (\text{Bu toplam ısıtma yüzeyidir.})$$

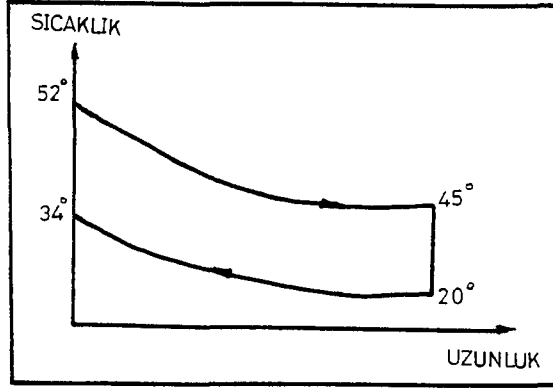
5.4 YOĞUŞTURUCUNUN BOY UZLANDIRILMASI

Yoğuşturucuda kullanılan ısı değiştiricisi de daha önceden bahsedildiği gibi buharlaştırıcıdaki gibi benzeridir. Burada da ısı iletim katsayısı $K = 16 \text{ KCal/mhC} = 66.968 \text{ KJ/mhC}$ dir.

Logaritmik sıcaklık farkı :

$$T_{\max} = 18^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\min} = 25^{\circ}\text{C}$$



şekil 5.4 Yoğuşturucudaki Sıcaklık değişimi

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln(\Delta T_{\max}/\Delta T_{\min})}$$

$$\Delta T_m = \frac{18 - 25}{\ln(18/25)} = 21.309^{\circ}\text{C}$$

$Q_y = 44366.3 \text{ KJ/h}$ olarak biliniyordu. Bu verilerden faydalanarak yoğuşturucunun ısıtma yüzeyi :

$$Q_y = K \cdot A \cdot \Delta T_m$$

$$A = \frac{Q_y}{K \cdot \Delta T_m} = \frac{44366.3}{66.968 \cdot 21.309}$$

$$A = 31.09 \text{ m}^2 \text{ (Bu toplam ısıtma yüzeyidir.)}$$

5.5 KOMPRESÖR GÜCÜNÜN TAYİNİ

Burada öncelikle kompresöre ait olan teorik güç hesaplanacaktır. Daha sonra seçilen kompresör tipine göre $\eta_t = \eta_i \cdot \eta_m$ şeklinde olan toplam verim tahmin edilerek bu değer için gerçek kompresör gücü :

$$P_k = \dot{m}_{so} (h_2 - h_1)$$

$$P_k = 337.59 (211.24 - 188.59)$$

$$P_k = 7646.4 \text{ KJ/h}$$

$$N_k = 2.124 \text{ KW}$$

Kompresörün gerçek gücünü bulmak için $\eta_t = \eta_i \cdot \eta_m = 0.7$ olduğunu varsayarsak

$$N_g = \frac{N_k}{\eta_t} = \frac{2.124}{0.7} = 3 \text{ KW}$$

Yukarıdaki verilerden yararlanılarak ısı pompasının teorik Isıtma Tesir Katsayısı :

$$ITK = \beta' = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{211.24 - 79.82}{211.24 - 188.59} = 5.802$$

Fan güçleri hesap edildikten sonra ısı pompasına ait gerçek Isıtma Tesir Katsayısı hesaplanacaktır.

5.6 KANALLARIN PROJELENDİRİLMESİ

Kanalların hesabına geçmeden önce projelendirilecek olan kanal sistemine ait bazı özellikleri gözden geçirilecektir. Binada tek kanal sistemi kullanılacaktır. Yani ısı pompasında sıcaklığı 34°C ye çıkartılmış olan hava odaya menfezlerden girecek ve odanın yaklaşık 20°C deki havası da yine tavan hizasına yerleştirilmiş olan menfezlerden emilerek ısı pompasına geri verilecektir.

Sistemde işletme giderlerinin düşürülmesi amacıyla dışarıdan soğuk hava alınmamaktadır. Böylece oldukça önemli ölçüde tasarruf yapıldığı gibi yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcı boyutları da önemli ölçüde azalmaktadır. Menfezlerden odanın içerisine üflenecek olan havanın hızı 3 - 4 m/s mertebesinde ve sıcaklığı da 34°C ' dir. Hava sirkülasyon vantilatörüne girdikten sonra ısıtılmakta ve menfezlerden önce girişte ek ısıtma yapılmamaktadır. Konfor açısından sistemde kullanılan vantilatörler oldukça sessiz çalışmalı binada yaşayanların rahatsız olmasına sebep olacak titreşimler ve gürültüler yapmamalıdır. Sistemde yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcıdaki sıcaklık farklarının büyük olması nedeniyle hava debilerinin değeri bir miktar küçük çıkmıştır. Hava debilerinin az olması ise kanal boyutlarını azaltacağından hem hava kanallarının binada az yer tutması hem de kanal maliyetlerinin az olması sağlanmıştır. Ayrıca gerekli hava debisini sağlayacak olan vantilatörlerin gücünde azalacağından sistemin verimi artmış olacaktır.

5.6.1 MAHALLERE GEREKEN HAVA DEBİLERİ

Tüm binayı ısıtmak için gereken hava debisi yani yoğunlaştırucudan geçen havanın debisi m_{hy} 3157.97 kg/h dır. Burada her mahal için gereken hava debisi ayrı ayrı hesap edilecektir. Daha sonraki bölümde bu hava debisinden faydalanarak kanalların boyutlandırılması yapılacaktır.

Örnek olarak sadece salon için (Z01) gereken hava debisi bulunacaktır. Diğer bölümlere gereken hava debisinde benzer şekilde hesaplanıp aşağıda tablo halinde verilmiştir.

Salon için gerekli hava debisinin bulunması :

Salonun ısı kaybı $Q = 2620 \text{ KCal/h}$ ($Q = 10966 \text{ KJ/h}$)'dir.

$Q = m_h \cdot C_p \cdot \Delta T$ denkleminde $C_p = 1.0035 \text{ KJ/kg K}$ ve $\Delta T = 14^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. ΔT değeri ısıtılan mahal cinsine göre 14 veya 12 değerini almaktadır.

$$Q = m_h \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$10966 = m_h \cdot 1.0035 \cdot 14$$

$$m_h = 780.55 \text{ kg/h}$$

$$V_h = m_h \cdot 0.7734$$

$$V_h = 780.55 \cdot 0.7734$$

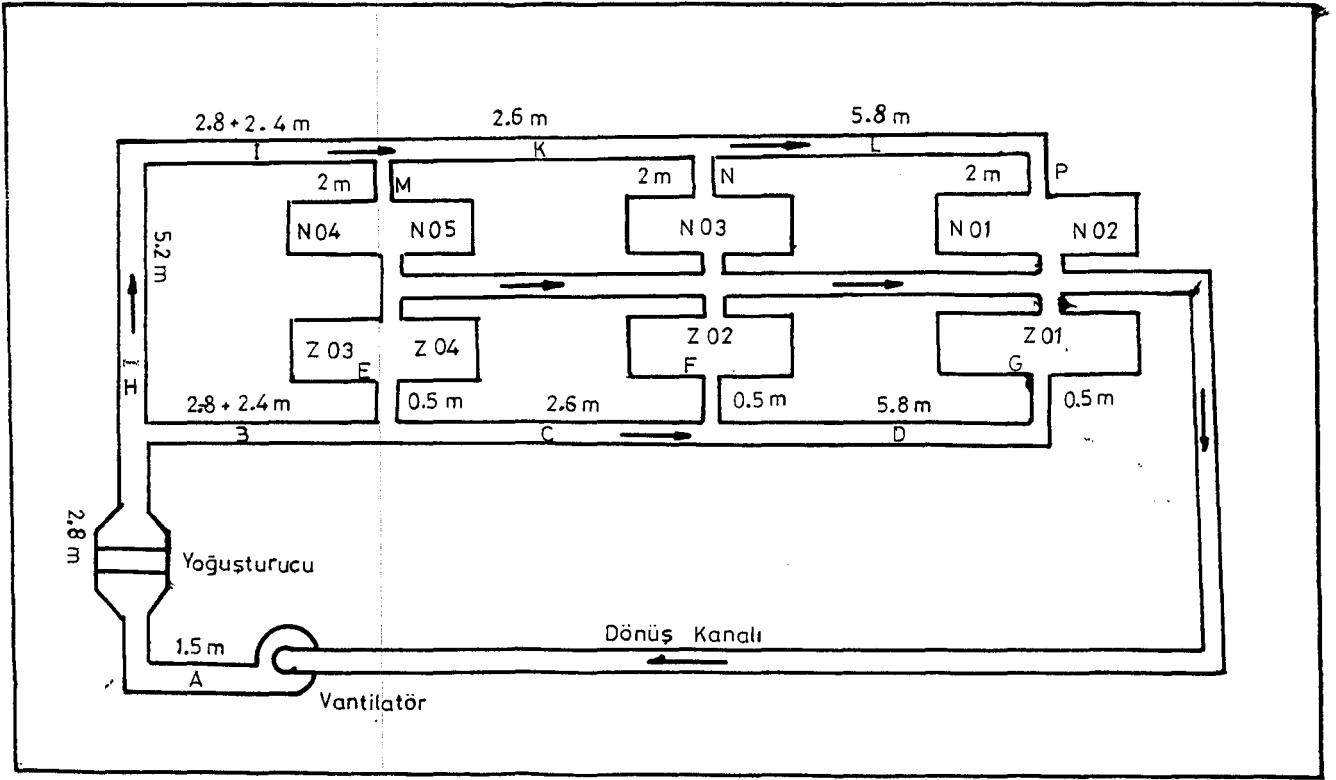
$$V_h = 603.68 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_h = 0.168 \text{ m}^3/\text{s}$$

Diğer odalardaki hava debileri de benzer şekilde hesaplanarak Tablo 5.2 oluşturulmuştur.

Oda no	Q(KCal/h)	T(C)	mh(kg/s)	V _h (m ³ /s)
Z01	2620	14	0.217	0.168
Z02	749	14	0.062	0.048
Z03	564	12	0.054	0.042
Z04	1313	14	0.109	0.084
N01	942	14	0.078	0.060
N02	1812	14	0.150	0.116
N03	790	14	0.065	0.052
N04	1280	14	0.106	0.082
N05	518	12	0.050	0.040
TOFLAM	10588	-	0.890	0.692

Tablo 5.2



Şekil 5.5 Hava kanalları

Kanallarda yükseklik 20 cm alınmıştır. Ayrıca ana kanallarda hız 4 m/s yan kanallarda 3 m/s dir.

5.6.2 KANALLARDA KESİTLERİN HESAPLANMASI

KANAL ADI	DEBİ m ³ /s	HIZ m/s	KESİT cm ²	YÜKSEKLİK cm	GENİŞLİK cm	BOY m
A	0.692	4	1750	35	50	4.3
B	0.342	4	855	30	28.5	5.2
C	0.216	4	540	20	27	2.6
D	0.168	4	420	20	21	5.8
E	0.126	3	420	20	21	0.5
F	0.048	3	160	16	10	0.5
G	0.168	3	560	20	21	0.5
H	0.350	4	880	20	44	5.2
I	0.350	4	880	20	44	5.2
K	0.228	4	570	20	28.5	2.6
L	0.176	4	440	20	22	5.8
M	0.122	3	410	20	20.5	2.0
N	0.052	3	180	10	18	2.0
P	0.176	3	590	20	29.5	2.0

Tablo 5.3

5.6.3 VANTİLATÖR GÜÇLERİNİN HESABI

Buharlaştırıcıdaki vantilatörün hesabı, vantilatör için toplam verim 0.6 ve $\Delta P = 6mSS$ kabul edilerek vantilatör gücünün hesaplanması :

$$N_b = m_{hb} \cdot \Delta P / (102.0.6)$$

$$N_b = 1.0405 \cdot 6 / (102.0.6)$$

$$N_b = 0.102 \text{ KW (vantilatör gücü)}$$

Aynı şekilde yoğuşturucu için gerekli vantilatör :

$$N_y = m_{hy} \cdot \Delta P / (102.0.6)$$

$$N_y = 0.8772 \cdot 6 / (102.0.6)$$

$$N_b = 0.086 \text{ KW (vantilatör gücü)}$$

Yukarıdaki hesapların sonuçlarından anlaşılacağı gibi sistemdeki hızlar küçük seçildiği için vantilatörler için gereken güç miktarıda oldukça küçük çıkmıştır. Hem yoğuşturucu hemde buharlaştırıcıda 100 W lık birer vantilatör kullanılabilir. Vantilatörlerin harcadığı toplam güç 200 W dır.

Fan güçleri hesap edildiğine göre ısı pompasının gerçek Isıtma Tesir Katsayısı :

$$ITK = \frac{Q}{N_k + N_v} = \frac{12324}{(3 + 0.2)} = 3.85$$

Yukarıda bulunan bu Isıtma Tesir Katsayısı ısıtma amaçlı olarak bir binada kullanılacak olan ısı pompası için oldukça iyi bir değerdir. Sistem havadan havaya ısıtma yaptığından ve odaya verilen havanın sıcaklığı fazla yüksek olmadığından (34°C) bu sonuç elde edilmiştir.

EÖLÜM 6 KALORİFER KAZANI VE TESİSATI

6.1 KALORİFER KAZANININ SEÇİMİ

Tesisatın karşılaması gereken toplam ısı yükü 10600 KCal/h olarak hesaplanmıştı. Kazan seçerken kullanılacak olan toplam ısı miktarı ise $Q_t = (1+a+b) Q_h$ dan hesaplanacak olan değerdir. Burada a izalasyon katsayısı olup binanın izalasyon durumuna göre 0.05 ile 0.2 arasında değerler alır. Söz konusu binada izalasyon iyi derecede olduğundan a = 0.05 olarak alınacaktır. Kesinti faktörü olan b içinde kazanın geceleri yanmadığını düşünerek b = 0.1 seçilecektir. Bu durumda Q_t değeri

$$Q_t = (1 + 0.05 + 0.1) \cdot 10600$$

$$Q_t = 1.15 \cdot 10600$$

$$Q_t = 12200 \text{ KCal/h}$$

Binada bu ısıtma yükünü karşılamak için ısıtma kapasitesi 36000 KCal/h olan ve yakıt olarak motorin kullanılan kat kaloriferi kullanılacaktır. Bu kapasitede kazan seçiminin sebebi ileride ek ısı ihtiyacı olabilecek mahallerin düşünülmesindedir.

6.2 KALORİFER TESİSATI

Toplam ısı kaybı 10600 KCal/h dir. Isıtma sistemi 90/70 lik sıcak sulu ısıtmadır. Binada radyatör olarak dökme dilimli perkolon radyatörler kullanılacaktır.

Radyatörler pencere altlarına ve kapıların yanlarına yerleştirilecek, kelepçeler ve konsollar yardımıyla duvara monte edilecektir. Pencere altlarına yerleştirilecek olan radyatörlerde tip 160/350 kapı yanlarına yerleştirilecek

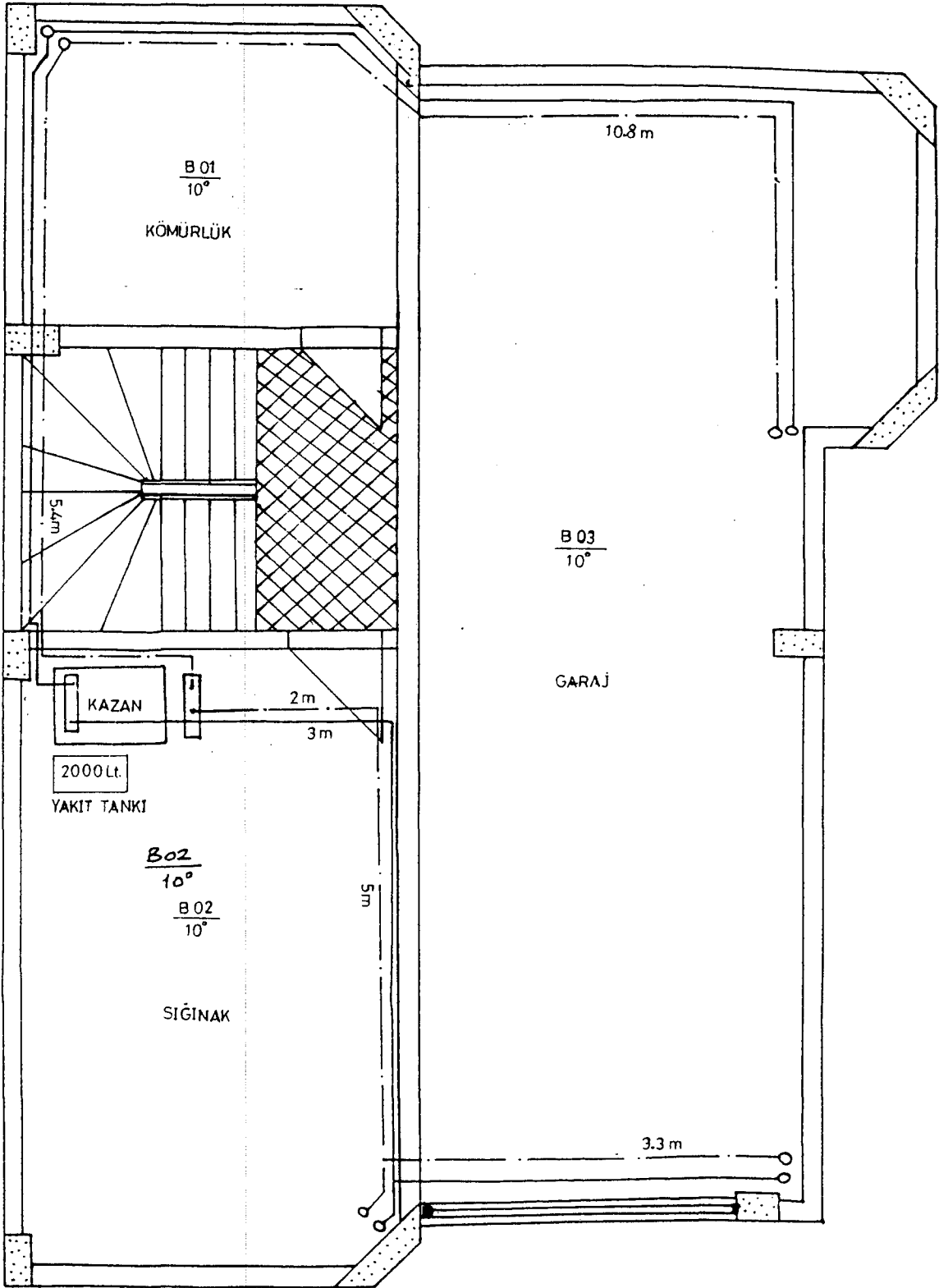
olanlarda ise 160/900 olarak seçilmiştir.

Dilim başına ısıtma yüzeyi 160/350 için 0.255 m^2

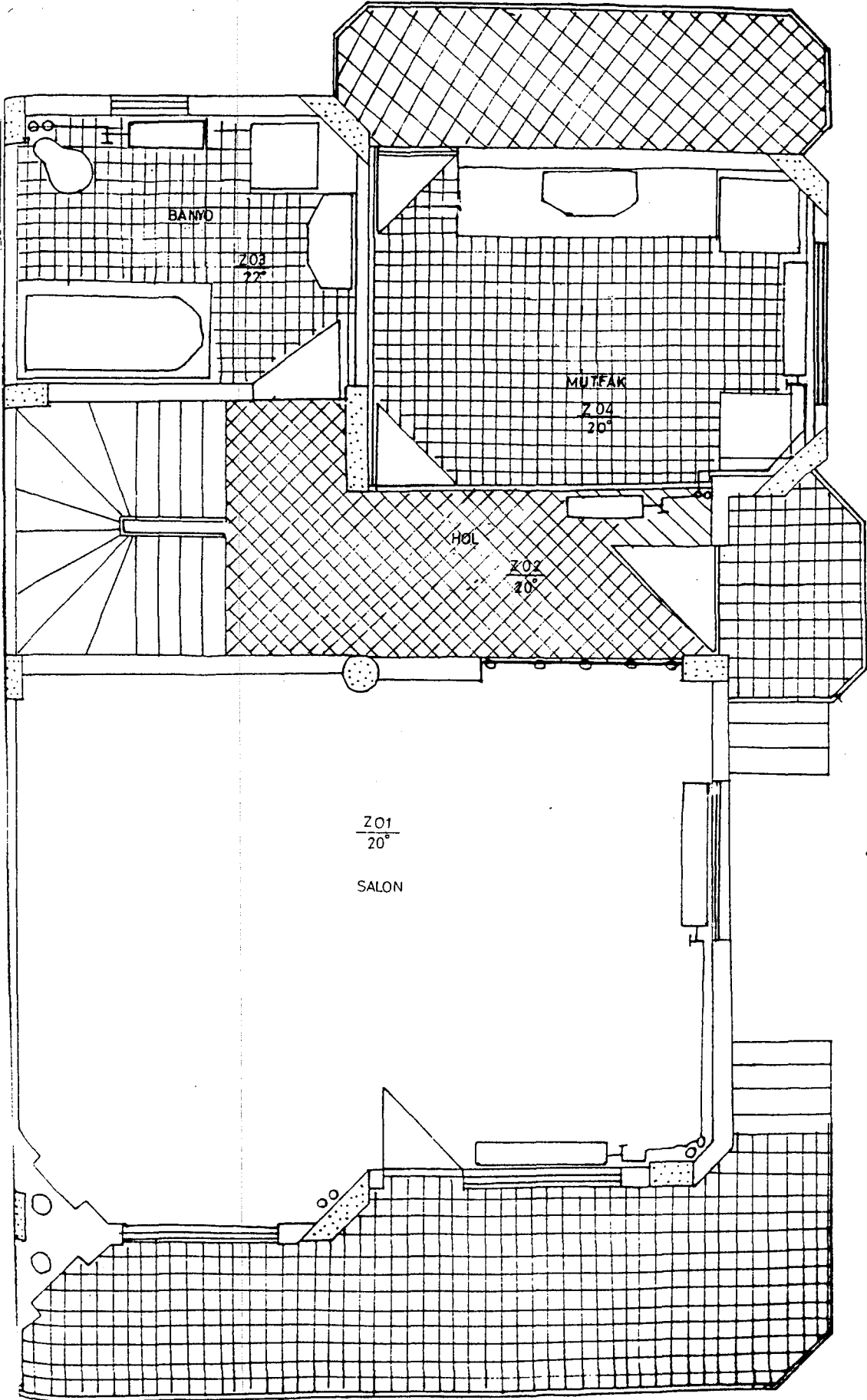
Dilim başına ısıtma yüzeyi 160/900 için 0.440 m^2 dir.

Kalorifer tesisatı ile ilgili diğer malzemeler radyatör ve teferruatı hesabı cetvelinde verilmiştir.

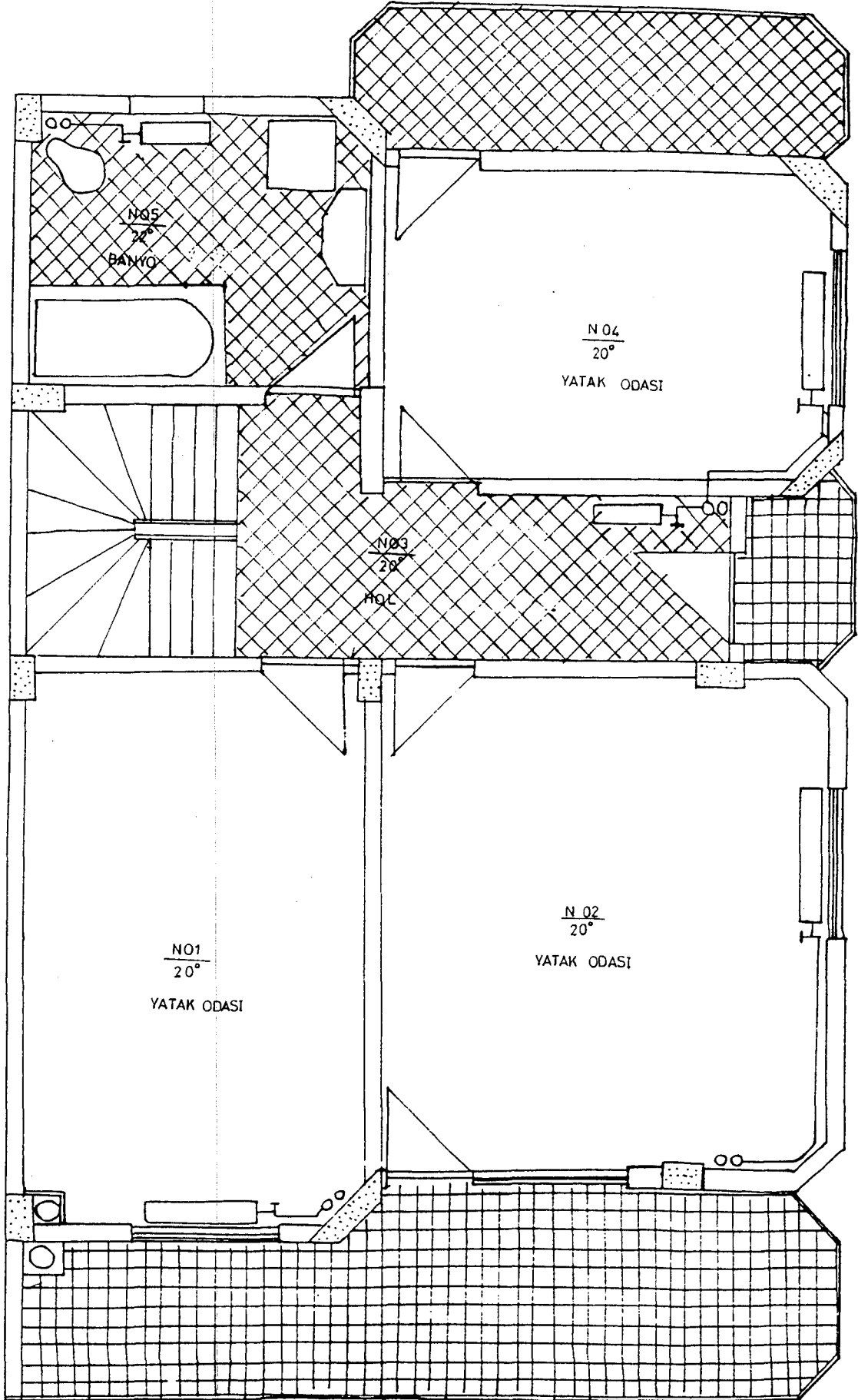
		RADYATÖR VE TEFERRUATI HESABI CETVELİ											Sayfa: 10							
		DUBLEKS VİLLA Binası											Kat:							
Odanın				Radyatörlerin						Teferruatın										
No	Adı	°C Sıcaklığı	Hacmi m ³	Hesap edilen Isı Kaybı Kcal/h	Birim Verimi Kcal/m ² h	Yüzey m ²	Verimi Kcal/h	Cinsi			Grup	Konsol	Kelebeç	Musluk			Rekor			
								Dilim						1/2	3/4	1	1/2	3/4	1	
Z								ZEMİN KAT												
Z01	SALON	20°	95.0	2620	449	5.84	2656	32	160	350	-	2	4	2	1	-	-	1	-	-
Z02	HOL	20°	40.0	750	404	1.86	890	5	160	900	-	1	2	1	1	-	-	1	-	-
Z03	BANYO-W.C.	22°	25.0	565	449	1.26	581	7	160	300	-	1	2	1	1	-	-	1	-	-
Z04	MUTFAK	20°	40.0	1313	449	2.92	1328	16	160	350	-	1	2	1	1	-	-	1	-	-
N								NORMAL KAT												
N01	YATAK ODASI	20°	50	942	449	2.10	996	12	160	350	-	1	2	1	1	-	-	1	-	-
N02	YATAK ODASI	20°	62	1811	449	4.03	1826	22	160	350	-	1	3	2	1	-	-	1	-	-
N03	HOL	20°	40	790	404	1.75	890	5	160	900	-	1	2	1	1	-	-	1	-	-
N04	YATAK ODASI	20°	40	1280	449	2.85	1328	16	160	350	-	1	2	1	1	-	-	1	-	-
N05	BANYO-W.C.	22°	25.0	518	449	1.15	581	7	160	350	-	1	2	1	1	-	-	1	-	-
			417	10586		23.8	11.076	122				10	21	11	9			9		



BODRUM KAT PLANI Ölçek 1:50



ZEMİN KAT PLANI Ölçek 1:50



1. KAT PLANI Ölçek 1:50

BÖLÜM 7
EKONOMİK ANALİZ VE SONUÇLAR

7.1 İLK YATIRIM MALİYETLERİ

Sistemler arasında maliyet bakımından karşılaştırma-
da öncelikle her iki sistemin ilk yatırım giderleri gözönüne
alınacaktır. Her iki sistemde de maliyet analizi yapılırken
sistemlere özellikle ısı pompası sistemine yazın soğutma
yapmak üzere bazı ilaveler yapmak mümkündür. Ancak buradaki
hesapta bunlar düşünülmemiştir. Fiyatlarda işçilik gözönüne
alınmamıştır. Fire bırakan bakır boru ve izolasyon gibi mal-
zemeler için % 10 fire payı ilave edilmiştir.

Tablo 7.1 de Isı Pompası ilk yatırım maliyetleri verilmiştir.

SIRA NO	MALZEME CİNSİ	MİKTAR	BİRİM FİYATI	TUTARI TL
1	Pistonlu kompresör 3KW	1 Ad.	3.750.000	3.750.000
2	Euharlaştırıcı	60 m ²	85.000	5.100.000
3	Yoğuşturucu	32 m ²	85.000	2.720.000
4	Vantilatör	2 Ad.	320.000	640.000
5	Galvanizli sac	50 m ²	1.800	90.000
6	Cam yünü 2cm	60 m ²	7.200	432.000
7	Damper	6 Ad.	200.000	1.200.000
8	Genişleme vanası k-12	1 Ad.	550.000	550.000
9	Presostat 9-2 bar	1 Ad.	280.000	280.000
10	Gözetleme camı	1 Ad.	120.000	120.000
11	Termostat	1 Ad.	90.000	90.000
12	Kurutucu filtre	1 Ad.	37.000	37.000
13	Bakır boru 1"	4 m	24.000	96.000
14	Bakır boru 1/2"	4 m	15.000	60.000
15	Soğutucu akışkan Fr - 12	1 kg	35.000	35.000
TOPLAM				15.200.000

Tablo 7.1 Isı pompası ilk yatırım maliyetleri

Tablo 7.2 de Kalorifer Sistemi ilk yatırım maliyetleri verilmiştir.

SIRA NO	MALZEME CİNSİ	MİKTAR	BİRİM FİYATI	TUTARI TL
1	Kat kaloriferi	1 Ad.	3.600.000	3.600.000
2	Perkolon radyatör 160/350	20 m ²	140.000	2.800.000
3	Perkolon radyatör 160/900	4 m ²	130.000	520.000
4	Radyatör duvar konsolu	21 Ad.	2.450	51.450
5	Radyatör kelepçesi	11 Ad.	2.450	26.950
6	Radyatör köşe rekoru 1/2"	9 Ad.	3.700	33.300
7	Radyatör köşe ventili 1/2"	4 Ad.	8.700	34.800
8	Eğik kolon vanası 1 1/2"	6 Ad.	51.500	309.000
9	Kazan musluğu 1 1/4"	2 Ad.	30.000	60.000
10	Termometre	1 Ad.	12.000	12.000
11	Kollektör	1 Ad.	130.000	130.000
12	Genleşme deposu 50 Lt	1 Ad.	90.000	90.000
13	Dikişli siyah boru 1/2"	24 m	3.280	78.720
14	Dikişli siyah boru 3/4"	28 m	4.050	113.400
15	Dikişli siyah boru 1"	30 m	5.720	171.600
16	Dikişli siyah boru 1 1/4"	12 m	7.210	86.520
17	Dikişli siyah boru 1 1/2"	6 m	8.220	49.320
18	Sürgülü vana 3/4"	2 Ad.	18.500	37.000
19	Radyatör boyama	24 m ²	5.000	120.000
20	Boru boyama	100 m	1.500	150.000
TOPLAM				8.474.060

Tablo 7.2 Kalorifer Sistemi ilk yatırım maliyetleri

Maliyet hesaplarında kullanılan fiyatlar, Haziran 1991 tarihli piyasa tespitleridir.

7.2 SİSTEMLERİN İŞLETME MALİYETLERİ

İşletme maliyeti hesabı yapılırken sistemlerin tüm enerji sarfiyatları gözönüne alınacaktır.

7.2.1 KALORİFER SİSTEMİ İŞLETME MALİYETİ

Q_t toplam ısı yükü olmak üzere kullanılan yakıtın alt ısı değeri H_u ve kazan verimi η_k dir.

Motorinin alt ısı değeri 10600 KCal/kg dir.

$$E_n = \frac{Q_t}{H_u \cdot \eta_k}$$

$$E_n = \frac{12200}{10600 \cdot 0.85}$$

$$E_n = 1.35 \text{ Lt/h}$$

1991 Haziran ayı itibariyle motorinin fiyatı 2018 TL/Lt dir. Burada maliyet denklemi:

$$M_k = 1.35 \cdot 2018$$

$$M_k = 2724 \text{ TL/h}$$

7.2.2 ISI POMPASI SİSTEMİ İŞLETME MALİYETİ

1991 Haziran ayı itibariyle elektrik birim fiyatı 181 TL/KWh dir. Isı pompasında kullanılan motor gücü de 3 KW olarak bulunmuştu. Burada maliyet denklemi:

$$M_1 = 3 \cdot 181$$

$$M_1 = 543 \text{ TL/h}$$

7.3 SONUÇ VE ÖNERİLER

Isı pompası ile kalorifer sistemi ilk yatırım ve işletme maliyetleri önceki bölümde incelenmiştir. Burada elde edilen sonuç ısı pompası sisteminin ilk yatırım maliyetinin kalorifer sistemi ilk yatırım maliyetinin yaklaşık iki katı olmasıdır. Sistemlerin işletme maliyeti hesaplarında elde edilen sonuç ise kalorifer sisteminin işletme maliyetinin ısı pompası sisteminin işletme maliyetinden yaklaşık beş kat fazla oluşudur.

Sistemlerin iki kış sezonu çalışmaları halinde, ilk yatırım maliyetleri, enerji sarfiyatı farkları nedeniyle işletme maliyetlerinin aradaki farkı kapatacağı kolayca bulunabilir.

Son yıllarda petrol fiyatlarının önemli ölçüde artmış ve halen artmakta ayrıca petrolün suratsız tüketmekte olan bir enerji kaynağı olduğu düşünüldüğünde ısı pompası çok büyük avantajlara sahiptir. Ayrıca günümüzde çevre kirliliği olayı gündemdeyken ısı pompası önemini bir kat daha arttırmaktadır.

Isı pompasının klasik ısıtma sistemlerine göre diğer bir avantajıda kışın ısıtmada kullanıldığı gibi sistemde az bir değişiklikle yazında soğutma amaçlı olarak özellikle müstakil yapılarda öncelikle ekonomik ve kullanışlı bir sistem olarak ön plana çıkmaktadır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

1. Dağsöz, A.K., 1990 Soğutma tekniği, Isı pompaları, ısı boruları, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul 224-226 , 248-264 s.
2. Dağsöz , A.K. 1989 , Isı geçişi, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul. 226-256 s.
3. Özkol, N. , Firinçoğlu, T., 1979 , Isıtma, soğutma, klima uygulamalarında otomatik kontrol, Yüksek Teknik Öğretmen Okulu matbaası, Ankara. 53-59 s.
4. Özkol,N., 1988, Uygulamalı soğutma tekniği, TMMOB , yayın no 115, Ankara 27-36, 49, 163 s.
5. Aybers, N., January 9-10 1986, Istanbul-Türkiye , Small Packaged heat - pump unit, First Turkish-German joint symposium on heat pumps, Türkiye Güneş Enerjisi Vakfı , 57-62 s.
6. Heap, R.D., 1979, Heat pump, London E. F.N. Spon ltd.
7. Fearson.J.,1978, The history and development of the heat pump, Refrigeration and Conditioning, 79-99 s.
8. TMMOB ., 1983 , Kalorifer tesisatı proje hazırlama teknik esasları, yayın no 84, Ankara. 39,28 s.
9. Öztürk, A., 1985, Güneş enerjili ve ısı pompalı ısıtma, Yüksek Lisans tezi, Eskişehir. 21-25 s.