



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEKSTİL SANAYİNDE ATIK ISIDAN ENERJİ TASARRUFUNDA KLASİK
SİSTEMLERLE ISI POMPASI SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

NURETTİN YAMANKARADENİZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2007



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEKSTİL SANAYİNDE ATIK ISIDAN ENERJİ TASARRUFUNDA KLASİK
SİSTEMLERLE ISI POMPASI SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

NURETTİN YAMANKARADENİZ

Prof.Dr. MUHİDDİN CAN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2007

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEKSTİL SANAYİNDE ATIK ISIDAN ENERJİ TASARRUFUNDA KLASİK
SİSTEMLERLE ISI POMPASI SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

NURETTİN YAMANKARADENİZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez 07/08/2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu
ile kabul edilmiştir.

Prof.Dr.MUHİDDİN CAN

Prof.Dr.ATAKAN AVCI

Danışman

Prof.Dr.YUSUF ULCAY

İÇİNDEKİLER	Sayfa No
1.GİRİŞ	1
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Tarihi Gelişimi	3
2.2. Tekstil Endüstrisinde Isı Pompasıyla Atık Isı Kazanım Uygulamaları	4
3.MATERYAL VE YÖNTEM	6
3.1. Isı Pompası Nedir?	6
3.2. Isı Pompasının Termodinamik Esasları	7
3.3. Isı Pompası Çevrim Hesapları.....	9
3.4 Isı Pompası Ekipmanları	10
3.4.1 Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)	10
3.4.1.1 Soğutucu Akışkan Besleme Yöntemine Göre Buharlaştırıcıların Sınıflandırılması	12
3.4.1.2. Hava veya Sıvının Soğutulmasına Göre Buharlaştırıcıların Sınıflandırılması	14
3.4.2.Kompresörler	16
3.4.2.1. Pistonlu Komprasörler	17
3.4.2.2. Rotatif Komprasörler	18
3.4.2.3. Helinsel (Vidalı) Komprasörler.....	19
3.4.2.4. Santrifüj (Turbo) Komprasörler	19
3.4.2.5. Scroll Komprasörler	19
3.4.3.Kısılma Vanaları (Genleşme Valfleri)	20
3.4.3.1. El Ayar Vanası	20
3.4.3.2. Otomatik Kısılma Vanası.....	20
3.4.3.3. Termostatik Kısılma Vanası (TXV).....	20
3.4.4.Yoğuşturucular (Kondenserler).....	21
3.4.4.1.Hava Soğutmalı Yoğuşturucular	22
3.4.4.2.Su Soğutmalı Yoğuşturucular	23

3.4.4.3.Buharlaştırılmalı (Evaporatif, Su pükürtmeli) Tip Yoğuşturucular	24
3.5 Isı Pompası Isı Kaynakları	24
3.6 Isı Pompası Tipleri	28
3.6.1.Isı Kaynaklarına Göre Sınıflandırma :	28
3.7.Soğutucu Akışkanlar	31
3.8 Tekstil Fabrikasında Isı Pompasıyla Sağlanan Isı Ekonomisinin İncelenmesi.....	34
3.8.1 Isı Pompasının Endüstri Uygulaması	34
3.8.2 Tekstil Endüstrisinde Atık Isı Oluşumuna Neden Olan Bölümlerin İncelenmesi	37
3.9 Isı Geri Kazanımının Faydaları	39
3.10 Isı Pompasının Endüstriyel Uygulamaları	40
3.11 Klasik Sistem İle Isı Geri Kazanımı.....	41
4.ARAŞTIRMA SONUÇLARI	44
4.1.Enerji Geri Kazanımında Klasik Sistemin Kullanılması	44
4.1.1.Yıllık Enerji Tasarruf Oranı	44
4.1.2.Klasik Sistemli Projenin Maliyeti	45
4.2.Enerji Geri Kazanımında Plakalı Eşanjör Yerine Isı Pompalı Sistemin Kullanılması.	45
4.2.1.Teorik Analiz	46
4.2.2.Çevrim Hesaplamaları	48
4.2.3 Isı Pompalı projenin maliyeti	50
4.2.4.Yıllık Enerji Tasarrufu Oranı	51
4.3.Düşük Sıcaklıktaki Atık Isıdan Isı Pompası Yardımı İle Isı Geri Kazanımı	52
4.3.1.Çevrim Hesaplamaları	52
4.3.2. Düşük Sıcaklıktaki Atık Isıdan Isı Pompası Yardımı İle Isı Geri Kazanımı Maliyeti.....	54
4.3.3.Yıllık Enerji Tasarrufu Oranı.....	55
4.4. Klasik Sistem İle Düşük Sıcaklıkta Kullanılan Isı Pompasının Birlikte Kullanılması.....	56

4.5. Sistemlerin Karşılaştırılması.....	57
5.TARTIŞMA SONUÇ VE ÖNERİLER.....	58
KAYNAKLAR	60
EKLER.....	62
ÖZGEÇMİŞ	
TEŞEKKÜR	

ŞEKİLLER DİZİNİ.....	Sayfa No
ŞEKİL 2.1 Kelvin'in Tasarladığı Isı Pompası Sistemi	3
ŞEKİL 3.1 Isı Pompası Çalışma Prensi Şeması	7
ŞEKİL 3.2 Isı Pompası Tesisat Şeması.....	8
ŞEKİL 3.3 Isı Pompası Çevrimini InP - h Diyagramı	9
ŞEKİL 3.4 Basit Buharlaştırıcı	11
ŞEKİL 3.5 Kuru Tip Buharlaştırıcı.....	12
ŞEKİL 3.6 Yaş Tip Buharlaştırıcı.....	13
ŞEKİL 3.7 Çıplak Borulu Serpantin Buharlaştırıcı	14
ŞEKİL 3.8 Levhalı Buharlaştırıcı	15
ŞEKİL 3.9 Kanatlı Borulu Buharlaştırıcı.....	16
ŞEKİL 3.10 Sudan-suya toprak kaynaklı ısı pompası (dikey).....	27
ŞEKİL 3.11 Sudan-suya toprak kaynaklı ısı pompası (yatay).....	27
ŞEKİL 3.12 Hava-Hava Kaynaklı Isı pompası	29
ŞEKİL 3.13 Hava-Su Kaynaklı Isı pompası	30
ŞEKİL 3.14 Su-Su Kaynaklı Isı pompası	31
ŞEKİL 3.15 Bir Tekstil işletmesi için İş akış şeması.....	38
ŞEKİL 3.16 Isı Geri Kazanımında Klasik Sistem Uygulaması.....	42
ŞEKİL 4.1. Isı Geri Kazanımında Isı Pompası Uygulaması.....	46

TABLolar DİZİNİ	Sayfa No
Tablo 1. Isı Pompası Tasarım Değerleri.....	50
Tablo 2. Isı Pompasının Hesaplanan Değerleri.....	50
Tablo 3. Düşük Sıcaktaki Isı Pompası Tasarım Değerleri	54
Tablo 4. Düşük Sıcaktaki Isı Pompasının Hesaplanan Değerleri.....	54

SEMBOLLER

A = Alan (m^2)

C_p = Özgül Isı ($kJ / kg^{\circ}K$)

D = Çap (m)

h = Isı taşınım katsayısı ($W/m^{\circ}K$)

h = Entalpi (kJ/kg)

ITK = Isıtma Tesir Katsayısı

K = Toplam Isı Transfer Katsayısı ($kcal/mh^{20}C$)

L = Uzunluk (m)

m = Kütle (kg)

\dot{m}_{asu} = Atık su debisi, (kg/s)

\dot{m}_s = Devrede dolaşan soğutucu akışkan debisi, (kg/s)

\dot{m}_{ts} = Yoğuşturucuda dolaşan temiz su debisi (kg/s)

N = Kompresör ısı gücü (kW)

PTy = Yıllık yakıt maliyeti (ytl)

P = Basınç (MPa)

R 134 a = Sistemde kullanılan soğutucu akışkan

Q = Isı Yüğü (kW)

Q_b = Buharlaştırıcı kapasitesi (kW)

\dot{Q}_y = Yoğuşturucu kapasitesi (kW)

ρ = Yoğunluk (kg/ m^3)

T = Sıcaklık ($^{\circ}C$)

T_{asg} = Atık suyun eşanjöre giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)

$T_{asç}$ = Atık suyun eşanjörden çıkış sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_{tsg} = Temiz su giriş sıcaklığı, ($^{\circ}C$)

$T_{tsç}$ = Temiz su çıkış sıcaklığı, ($^{\circ}C$)

T_y = Yoğuşturucu Sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_b = Buharlaştırıcı Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

Δt = Sıcaklık Farkı ($^{\circ}\text{C}$)

V = Hacim (m^3)

W_k = Kompresör Kapasitesi (kW)

η_{mk} = Kompresör mekanik verimi

η_i = Kompresör iç verimi

ALT İNDİSLER

a.s = Atık su

asg = Atık su giriş sıcaklığı

asç = Atık su çıkış sıcaklığı

b = Buharlaştırıcı

buh = Buharlaştırıcı

ç = By-pass'dan geçen hava

ç = Çıkış

d = Buharlaştırıcı serpantini üzerinden geçen hava

dış = Dış Ortam

g = Giriş

i = iç verim

ip = İplik

kur = Kurutma

kon = Kondenser

kk = Kayış Kasnak verimi

k = Karışım Havası

mk = Mekanik verim

ort = Ortalama

s.a = Soğutucu Akışkan

t = Tank

taş = Taşınım

tsg = Temiz su giriş sıcaklığı

tsç = Temiz su çıkış sıcaklığı

tsu = Temiz su

y = Yoğuşturucu

∞ = Dış Ortam

ÖZET

Ülkemizin enerji kaynakları açısından dışa bağımlı bir ülke olması yüzünden, enerjinin üretiminden tüketimine kadar tüm evrelerde verimli kullanımı zorunlu kılmaktadır. Bu açıdan enerji tasarrufu oldukça önemlidir. Bugün ülkemizde endüstride, özellikle tekstil endüstrisinde atık ısıdan yararlanmak amacıyla plakalı eşanjörler yaygın olarak kullanılmaktadır. Gelişmiş ülkelerde ise endüstride bir çok uygulamada ısı pompaları yıllardır yaygın olarak kullanılmaktadır. Özellikle düşük sıcaklıktaki atık ısıdan ısı geri kazanımı sağlanmasında öncelikle tercih edilmektedirler. Bu çalışmada, Bursa da yer alan bir tekstil fabrikasından elde edilen gerçek verilerden yararlanılmıştır. Bu fabrikada, boyahaneden 65°C' de çıkan atık suyun enerjisinden yararlanmak için plakalı ısı eşanjör kullanılmaktadır. Uygulamada plakalı eşanjör yerine ısı pompası kullanılması halinde, her iki sistemin ekonomik analiz yapılmış ve ilk yatırım maliyeti, yıllık enerji tasarrufu ve geri ödeme süreleri karşılaştırılmıştır. Çıkan sonuçlara göre yüksek sıcaklıklarda plakalı eşanjörü kullanmak daha avantajlı görülmüştür. Ancak plakalı ısı eşanjörün 40°C nin altındaki sıcaklıklarda verimsiz çalıştığı bilinen bir gerçektir. Özellikle 40°C nin altında sıcaklıklara sahip atık ısıdan ısı geri kazanım uygulamalarında, ısı pompasının kullanılması daha uygun olacaktır.

Anahtar Kelimeler :Atık ısı, Isı pompası, plakalı eşanjör, enerji, enerji tasarrufu

ABSTRACT

Since our country is client in point of energy source, every stage of energy from production to consumption effective usage is enforced. In point of this, energy saving is too important. Today, plate heat exchangers have been using widely for recovery heat in industry, especially textile industry in our country. Heat pumps have been using widely in many applications in developed country for many years. They are especially preferred to provide heat recovery from waste heat at low temperature. In this study, we practiced on real data from textile factory in Bursa. Plate heat exchanger is used to benefit waste water heat leaving from dyehouse at 65°C in this factory. When the heat pump was used in stead of plate heat exchanger, economic analysis was achieved in case of using for each two systems and first investment cost, annually energy saving cost and pay back time were calculated. As a result, using plate heat exchanger is more advantage at high temperature than heat pump but heat pump applications are determined more suitable than plate heat exchanger applications at lower than 40°C.

Key Words : Heat pump, plate heat exchanger, energy, energy saving, waste heat

1.GİRİŞ

Günümüzde tükenmekte olan enerji kaynakları dünyada varolan enerji kaynaklarının kullanımı ve yeni enerji kaynaklarının bulunmasında dikkat çekici araştırmaların yapılmasına neden olmuştur. Bu konuda yapılan cesaretlendirici araştırmalar ve gelişmelerin sonucu dünya, alternatif enerji kaynaklarına yönelmiştir. Alternatif enerji kaynakları içinde olan ve atıl durumda olan enerjinin geri kazanımı da önemli ölçüde dikkate alınır olmuştur. Bu amaçla yapılan bu çalışmada bir tekstil fabrikası boyahanesinden atılan atık ısıdan yararlanmak amacıyla kullanılan plakalı eşanjör ile kullanılması düşünölen ısı pompası sistemleri karşılaştırılmıştır. Ölkemizde plakalı ısı eşanjörler yaygın bir kullanım alanına sahip iken, ısı pompaları henüz pek rağbet görmemektedir. Bunun sebepleri, yüksek ilk yatırım maliyeti, yüksek elektrik girdisi ve bu konu üzerindeki yetersiz çalışmalardır. Gelişmiş ölkelerde ısı pompaları konfor amaçlı kullanımın yanında, endüstri de kurutma, damıtma, kağıt, tekstil v.b. gibi bir çok proseslerde ısı geri kazanım amaçlı yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Ölkemizde ısı pompalarının konfor amaçlı uygulamaları hızla yaygınlaşırken, endüstriyel alanda henüz yaygınlaşmamıştır. Yapılan bu çalışmanın amacı, ölkemizde endüstride, özellikle tekstil endüstrisinde mevcut atık ısılardan yararlanarak ısı geri kazanımını gerçekleştirmek için ısı pompalarının uygulanabilirliğinin araştırılmasıdır.

Dünyamızda gelişmiş ölkelere dikkat edilecek olursa enerjinin en çok harcandığı yer çeşitli alanlarda çalışan endüstriyel kuruluşlardır. Bu oran yaklaşık olarak % 30-40 arasında değişmektedir. Endüstrilerde harcanan enerjinin büyük bölümü proses ısı olarak kendini göstermektedir. Proses ısısı, ürünün işletmeye girişinden çıkışına kadar üretimde doğrudan kullanılan ısı enerjisidir. Atıl durumda olan ısı enerjisi harcanan toplam enerjinin % 70-80 arasında bir değere sahiptir. Bu oranlardan da anlaşılacağı üzere kaybedilen enerji küçömsenmeyecek miktarda olduğu için enerji tasarrufu konusunda önemli bir potansiyele sahiptir (Al-Rabghı ve diğ. 1993, Lazzarin, 1999).

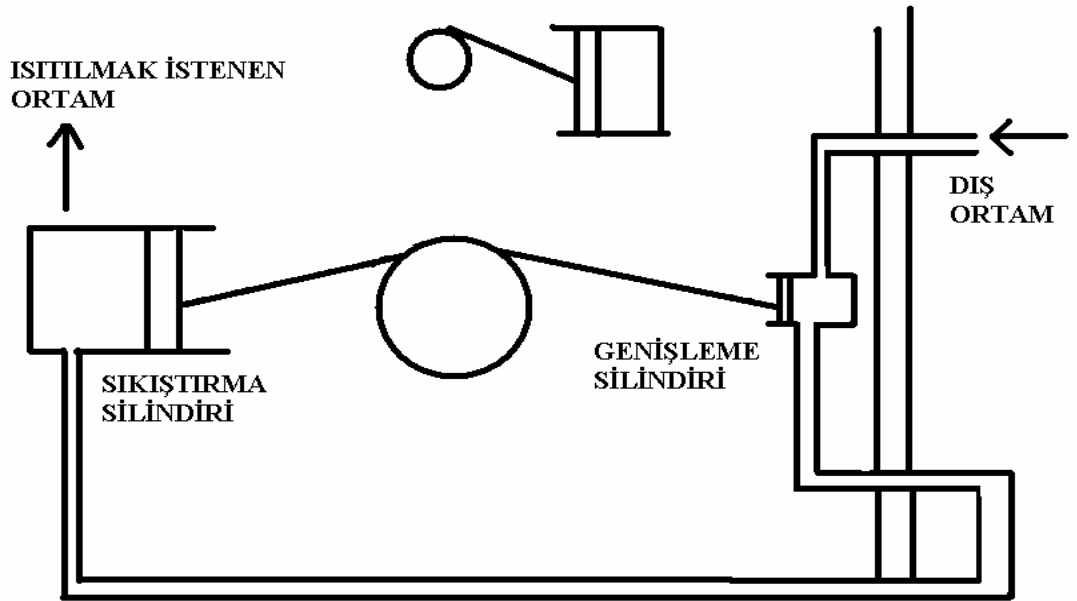
Ülkemizde endüstriyel kuruluşların enerji tüketimi %38'lik bir orana sahiptir. Kullanılan bu enerjinin %75'lik bölümü proses ısıyı içermektedir. Kullanım alanlarına göre endüstride kullanılan ısı enerjisi yapılan işlemlere göre farklı sıcaklıklara sahiptir. Örnek vermek gerekirse 1200°C civarındaki yüksek sıcaklıklara seramik, çimento, demir-çelik endüstrisinde; 150-200°C arasında olan daha düşük sıcaklık değerlerine ise gıda, tekstil ve kimya endüstrilerinde ulaşılmaktadır. Bugün sanayide kullanılan enerjinin %60' dan fazlası 300°C' nin altındadır. Enerjinin %20-30 oranı ise 150°C' nin altındadır. Atık ısının büyük oranda ortaya çıktığı sektörlerden biri de tekstil endüstrisidir .Tekstil endüstrisi; örgü kumaş üretimi ve dokuma, baskı, boya ve apre proseslerinden oluşmaktadır. Dokuma bölümünün esasını mekanik enerji kullanımı oluştururken, ısıtma ve kurutma proseslerinde ise 70-200°C aralığında değişen sıcak su kullanılır. Boya-apre işlemlerinde günde yaklaşık 100 ton sıcak su harcanmaktadır ve kullanılan su, bir sonraki işlem açısından zararlı kimyasal maddeler içerdiği için belli işlemlerden geçirilip atılmaktadır. Atıl enerjinin büyüklüğü, enerji tasarrufunun ve seçilecek yöntemin önemini vurgulamaktadır (Wallin ve Berntsson, 1994).

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1.Tarihi gelişimi

Isı pompası tarihine bakılacak olursa ilk olarak 1824 yılında Nicholas Carnot tarafından ortaya atılmış daha sonra bu çalışma 1852 yılında Lord Kelvin' in "Soğutma sistemleri kullanarak ısıtma yapılması" fikrine ve çalışmalara ışık tutmuştur. Lord Kelvin'nin "Isı Yükseltici" adını verdiği cihazın ilkesi aynı yıllarda yayınlanmıştır. Sistemin çalışma ilkesi Şekil 2.1'de gösterilmiştir. (Al-Rabghı ve ark.1993)

Lord Kelvin'in ısı taşıyıcısı olarak havayı kullandığı bu sistemde, dış ortam havası bir silindire çekilir ve genişletilerek, hem sıcaklığının hem de basıncının düşürülmesi sağlanır. Daha sonra hava dış ortama yerleştirilen bir ısı değiştiriciden geçirilir. Böylece daha önce genişletilerek soğuyan hava dış ortamdan ısı alır. Isınan hava, tekrar normal atmosfer basıncına sıkıştırılarak odaya verilir. (Akbiyık 1999)



Şekil 2.1. Kelvin'in Tasarladığı Isı Pompası Sistemi (Akbiyık 1999)

Daha sonraları ise 1930 yılında ısı pompası ilk olarak ısı pompasının isim babası olan İskoç Haldane tarafından yapılmıştır. Uygulama özellikle enerji krizleri zamanında büyük talep görmüştür. Isı pompası uygulamalarının karşısına çıkan ilk engel belli bir dönemde petrol fiyatlarının düşmesidir. Bu dönemde varil başına 25 \$ olan fiyatlar, varil başına 10 \$'a gerilemiştir. Bunun sonucu olarak enerji konusunda rahatlayan sektörler enerji kazanımı hakkında çalışma yapmama gereği duymuşlardır. Petrol fiyatlarının her artış döneminde enerji krizine giren sanayi enerji geri kazanımı için araştırmalara yönelmiştir. (Eryılmaz 1986)

Bir başka açıdan ısı pompası bildiğimiz buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimini temel aldığı için tarihsel gelişimde buhar sıkıştırırmalı sistemin bulunmasını da alabiliriz. İlk soğutucu ise 1805 yılında Oliver Perkins tarafından hava soğutmalı olarak ortaya atılmıştır. Ayrıca 1851 yılında bir bira fabrikasında ilk soğutma tesisi kurulmuştur. 1851 yılında ise ilk patentli soğutma makinesi yapılmıştır. Aynı yıllarda Fransa'da Ferdinand Carre tarafından ilk amonyaklı absorpsiyon ünitesi tasarlanmıştır. Yapılan çalışmalarda ısı enerjisinin daha yüksek sıcaklıklara pompalanması olasılığı dikkatleri çekmiştir. (Coşkun 1993)

Avrupa'da ilk büyük ısı pompası, Zürih Belediye Sarayında ısıtmak amacı ile 1938 yılında 17 kW gücünde kurulmuştur. Daha sonraları İsviçre'de kurulan dokuz ayrı ısı pompası ile 13.000 kW'lık ısıtma kapasitesine erişilmiştir. Aynı yıllarda Amerika'da Carrier firmasının çalışmaları ile ilk paket tipi ısı pompasını, Japonya bir şirketle ortak olarak üretilmiştir. II. Dünya Savaşı nedeni ile çalışmalar kesilmiş olmasına rağmen 1952 yılında piyasaya sunulmuştur. (Moser ve Schnitzer 1994)

2.2. Tekstil Endüstrisinde Isı Pompasıyla Atık Isı Kazanım Uygulamaları

Isı pompası ile atık ısının geri kazanımı üzerine yapılan çalışmalara bilimsel anlamda bakılacak olursa özellikle tekstil endüstrisinde yapılmış olan çalışmalarda kurutma sistemleri üzerinde çalışılmış ve gerek maliyet gerekse kayıp enerjinin geri kazanılması konusunda oldukça yararlı sonuçlara ulaşılmıştır. R.M. Lazzarin'in "Heat Pump Application" makalesinde endüstriyel uygulamalarda kullanılan ısı pompalarını anlatırken tekstil sektörü örneğinde kurutma havasının geri kazanımı üzerinde tesisat

sistemini göstermiş ve enerji tasarrufu açısından sağladığı yararın önemi üzerinde durmuştur. (Lazzarin 1995,1998)

Ayrıca diğer sektörler için çeşitli uygulama örnekleri vererek uygulama alanının genişliği konusunda aydınlatıcı fikirler vermiştir. (Moser ve Schnitzer 1994)

Ayrıca O.M.Al-Rabghi, M.Beirutty, M.Akyurt, Y.Najjar ve T.Alp' in King Abdülaziz Üniversitesinde yapılan ortak çalışmada atık ısı kazanımında kullanılan sistemler içinden ısı pompasından farklı olarak ısı değiştirici sistemlerin uygulamaları üzerine çalışmalar bulunmaktadır. bulunmaktadır. R.M.Lazzarin tarafından yapılan bir diğer çalışmada tekstil endüstrisinde boyahanelerden elde edilen atık sudan faydalanılarak ısı geri kazanım sistemi üzerinde durmuştur. (Al-Rabghi ve ark.1993)

Çalışmalarında maliyet ve teknik analizlere girmemesine rağmen ısı pompası ile uygulanabilecek ısı geri kazanım üzerinde bizlere fikir veren çalışmaları olmuştur. Tekstil endüstrisinde yapılan ve yapılacak çalışmalara ışık tutacak diğer çalışmalardan biri 1987 yılında Tekstil&Teknik dergisinde yayınlanan Prof.Dr.Recep Yamankaradeniz ve Zafer Yalçın'ın yaptığı çalışmada uygulanabilecek ve enerji geri kazanımı için önemli olan tekstil uygulamalarına değinilmiştir. Özellikle kurutma sistemleri üzerinde durulmuş ve % 50 enerji tasarrufu yapıldığı ortaya konmuştur. Daha sonraki yıllarda yine tekstil endüstrisi için Yrd.Doç.Salih Coşkun'un yüksek lisans tez çalışmasında kurutma sisteminde atıl durumda olan sıcak havanın geri kazanımı üzerinde durulmuş ve % 48 enerji tasarrufunun yapıldığı ortaya konmuştur.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Isı Pompası Nedir?

Isı pompası basit olarak ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama taşıyan ve elektrikle beslenen bir sistemdir. Bilindiği üzere enerji vardan yok, yoktan var edilemez, sadece biçim değiştirir yada bir yerden bir yere taşınır. Isı pompası da adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer bir ortama "pompalama" veya "taşımaya" kabiliyetinden alır. Örnek olarak dalgıç pompalar verilebilir. Dalgıç pompalar nasıl suyu üretmiyorlarsa, ısı pompaları da ısıyı üretmeyip sadece taşırlar. Dalgıç pompalarının su pompalaması için bir su kaynağına daldırılmalarına benzer olarak, ısı pompalarında yeryüzünde bir enerji kaynağına temas etmedikleri sürece ısıyı taşıyamazlar.

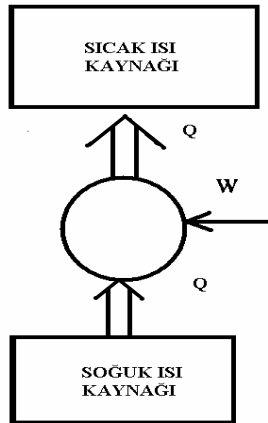
Örnek olarak evlerimizde kullanılan buzdolaplarını alalım. Buzdolaplarında yiyeceklerin bulunduğu iç ortam soğuktur ve arkasındaki borular oluşan ısıyı ortama bıraktıklarından sıcaktır. Hemen hemen her kişi bu olayın farkındadır. Ve bu ısının nereden geldiğini merak etmektedir. Örnekte de görüldüğü gibi soğutma makinaları ısıyı ve soğuğu aynı anda üretirler.(Anonim 2003)

Anlaşılabileceği gibi ısı pompalarından bahsedildiğinde soğutma makinalarına baş vuruyoruz. Öyleyse ısı pompaları uzun süredir bilinen bir kavramdır yani 90'lı yıllar için yeni bir teknoloji değildir. Isı pompası teknolojisi mantık olarak ilk 18.yy.'da oluşmuştur. Isı pompasının günümüze kadar soğutmada izlediği yükselen grafikte olduğu gibi, bugünden itibaren ısıtma amaçlı kullanımda da çok büyük bir rolü olacaktır.(Eryılmaz 1986). Isı pompaları genel anlamda ısıyı üretmek yerine taşımaya amaçlar. Bunun içinde ısının alınacağı bir ısı çukuruna ihtiyaç vardır. Ülkemizde kullanılan ısı pompalarının hemen hemen hepsi ısı kaynağı olarak havayı kullanmaktadırlar. Günümüzde havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompaları Split klima ve çiller olarak adlandırılmaktadır. Hava kaynaklı cihazların verimleri, dış hava sıcaklıklarının değişimlerinde, farklı değerler alırlar. Verim değerlerinin gün içinde dahi sabit kalması sebebiyle, işletme maliyetlerinde beklenmeyen artışlar meydana gelir. Bu verim değişimlerini önleyen sıcaklığı sabit kabul edebilecek ısı kaynakları da mevcuttur. Bu amaçla kullanılan sıcaklığı sabit kabul edebilen ısı kaynakları toprak ve sudur. Toprak - Su kaynaklı ısı pompası teknolojisi yeryüzünün belirli bir derinliğinde

sıcaklığın yıl içinde nispeten sabit kalması gerçeğine dayanır. Bahsedilen derinlikte toprak tabakası kışın yeryüzünün altında veya yer altı sularında depolanmış ısıyı binaya, yazın bina içindeki ısıyı yeraltına taşıyarak doğanın bize verdiği bu avantajı kullanırlar. Kısaca yer altı; kışın bir ısıyı kaynağı, yazın ise bir ısı çukuru olarak davranır. Toprak - Su kaynaklı ısı pompaları günümüzde ısıtma - soğutma ve sıcak kullanım suyu eldesinde kullanılmaktadırlar. Bu ihtiyaçların tümüne tek makine ile cevap verebildikleri için de tercih sebebi olmuşlardır. (Anonim 2003)

3.2. Isı Pompasının Termodinamik Esasları

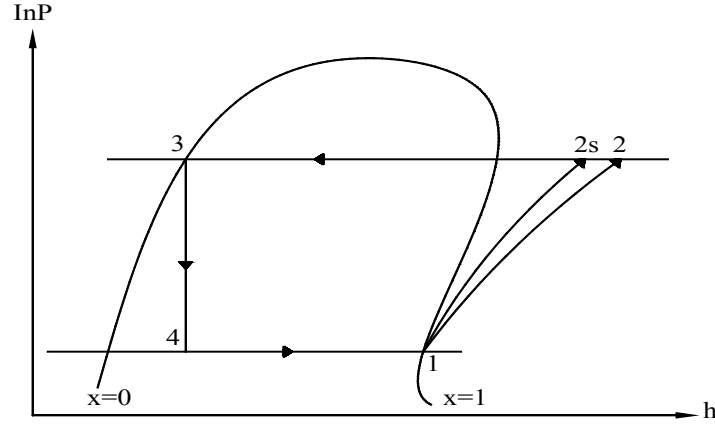
Isı pompası çalışma prensibi yönünden bir soğutma makinesidir. İki sistemin birbirinden farkı sadece çalışma amaçlarıdır. Soğutma makinesinde ortamdan ısı çekilirken, ısı pompasında düşük sıcaklıktaki kaynaktan ısı çekerek yüksek sıcaklıktaki kaynağa vermektir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre, ısının soğuk kaynaktan sıcak kaynağa kendiliğinden akması mümkün değildir. Bunun için mutlak suretle dışarıdan bir iş verilmesi gerekir. Isı pompası Buhar Sıkıştırma soğutma sisteminin tersi bir çevrime sahiptir. İki sistemde termodinamik olarak aynı temeller üzerinde çalışmaktadır. Bu özelliğinden dolayı ısı pompası zıt yönlü çalıştırdığında da soğutma işlemi yapabilmektedir. Buda ısı pompasının kullanım avantajlarından biridir. (Lazzarin 1995, Eryılmaz 1986)



Şekil 3.1. Isı Pompası Çalışma Prensip Şeması (Akbiyık 1999)

ısını ortamdan çeker. Daha sonra tekrar kompresör tarafından emilir ve çevrim tekrarlanır. (Yamankaradeniz ve ark.2002)

Bu izlenen adımları termodinamik olarak inceleyecek olursak;



Şekil 3.3. Isı Pompası Çevrimini InP-h Diagramı (Yamankaradeniz ve ark.2002)

1-2s Tersinir adyabatik sıkıştırma

2-3 Tersinir sabit basınçta ortama ısı verme

3-4 Kısılma vanasında sabit entalpide genişleme

4-1 Tersinir sabit basınçta ısı çekme

3.3. Isı Pompası Çevrim Hesapları

Şekil.4' te görüldüğü üzere, ısı pompası çevrimi 1-2 adyabatik sıkıştırma 2-3 sabit basınçta yoğuşturucudan ısı atılması, 3-4 sabit entalpide kısılma ve 4-1 sabit basınçta buharlaştırıcıdan ısı çekilmesi ile devam eden bir çevrimdir. Çevrimin gerçekleştirilmesi için gerekli olan enerji (h_2-h_1) , kompresörü çalıştırmak için kullanılır. Bunun karşılığında ise, yoğuşturucuda $(h_2 -h_4)$ kadar enerji, ısıtılacak ortama verilir. (Yamankaradeniz ve ark.2002)

Böylece, gerçek çevrimde kompresör gücü,

$$W_K = m_s (h_{2s} - h_1) / \eta_{mk} \quad (1.1)$$

olur.

η_{mk} = Komprasör mekanik verimi gerçek çevrimde

m_s = Devrede dolaşan soğutucu akışkan debisidir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu yükleri sırasıyla,

$$Q_b = m_s (h_1 - h_4) \quad (1.2)$$

ve

$$Q_y = m_s (h_2 - h_3) \quad (1.3)$$

şeklinde tanımlanır.

Isı Pompası çevriminin ısıtma tesir katsayısı ;

$$ITK = \frac{Q_y}{W_K} = \frac{h_2 - h_3}{h_{2s} - h_1} \eta_{mk} \quad (1.4)$$

şeklinde tanımlanır. (Yamankaradeniz ve ark.2002)

3.4 Isı Pompası Ekipmanları

3.4.1 Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)

Bir soğutma sisteminde soğutma serpantini olarak da adlandırılan buharlaştırıcılar, içerisindeki sıvı soğutucu akışkanı, buharlaşırken bulunduğu ortamdan ısıyı çekmesi esasına dayanan cihazlardır. Soğutucu akışkanın beslemesine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine, soğutucu akışkanın. Kontrol tipine ve uygulamaya göre pratikte çok değişik konstrüksiyonlarda ve boyutlarda buharlaştırıcı tipi bulunmaktadır. Buharlaştırıcı bir maddeyi, soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısını kullanarak soğutur. Soğutma miktarı; buharlaştırıcı

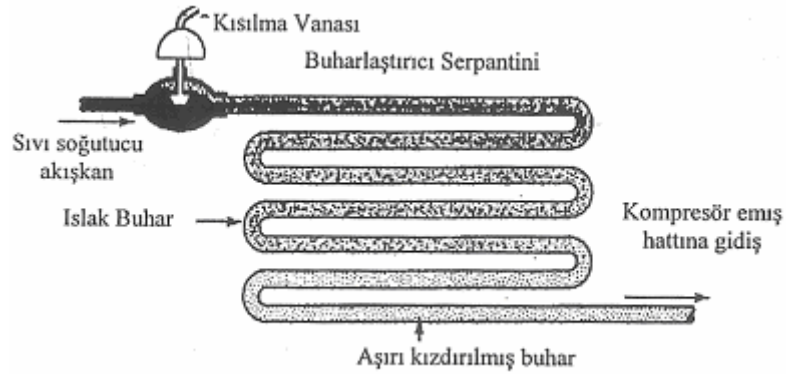
Buharlaştırıcılar, genellikle iletkenliği yüksek olan demir, çelik, pirinç, bakır ve alüminyum gibi malzemeden imal edilirler. (Yamankaradeniz ve ark.2002)

3.4.1.1. Soğutucu Akışkan Besleme Yöntemine Göre Buharlaştırıcıların Sınıflandırılması

Soğutma tesislerinde genellikle doğrudan genişlemeli buharlaştırıcılar (Kuru tip buharlaştırıcılar) kullanılır. Bu sistemde, soğutucu akışkan serpantin boruları içine buharlaşmak üzere gönderilir. Soğutucu akışkan beslemesi buharlaştırıcılarda kuru ve yaş olmak üzere iki-şekilde yapılır. (Yamankaradeniz ve ark.2002)

• 3.4.1.1. Kuru Tip Buharlaştırıcılar

Kuru tip buharlaştırıcılar genellikle termostatik kısılma vanasıyla, küçük kapasitelerde ise sabit çıkış basınçlı otomatik kısılma vanası veya kılcal boru ile beslenir. Şekil 3.5 'de gösterilen kuru tip buharlaştırıcıya bir termostatik kısılma vanası yardımıyla buharlaşacak kadar sıvı gönderilir. Az sıvı gönderilmesi halinde buhar çıkışta kızacağından, termostatın duyargası kısılma vanasına kumanda ederek daha fazla sıvı geçmesini sağlamaktadır. Buna göre buharlaştırıcıda, soğutma yükü arttığında daha fazla azaldığında ise daha az sıvı gönderilmektedir. Yaş tip buharlaştırıcılarda ise daima aynı miktarda sıvı bulunur ve soğutma yükünün gerektirdiği kadar buharlaşma olur. Kuru tip buharlaştırıcılarda sıvı akışı soğutma yüküne göre değişeceğinden toplam ısı geçirme katsayısı K , soğutma yükü en büyük olduğunda en yüksek olur. (Yamankaradeniz ve ark.2002)

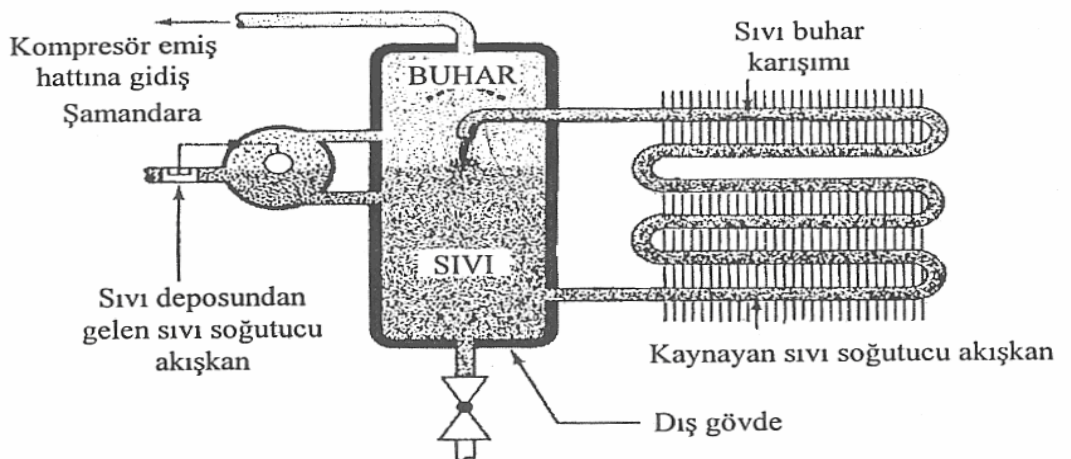


Şekil 3.5. Kuru Tip Buharlaştırıcı (Yamankaradeniz ve ark.2002)

• 3.4.1.1 Yaş Tip (Sıvı Taşımalı) Buharlaştırıcılar

Sıvı soğutucu akışkan ile hemen hemen tamamı dolu olduğundan sıvı taşımalı buharlaştırıcı olarak da adlandırılır. Soğutucu akışkanın kaynaması, bütün buharlaştırıcı yüzey alanının ıslak olmasını sağlar. Böylece yaş tip buharlaştırıcılar aynı boyuttaki bir kuru genleşmeli buharlaştırıcıdan daha verimlidirler. Fakat, oldukça fazla soğutucu akışkan şarjına ihtiyaç duyulduğundan işletilmeleri pahalıdır. Yüksek verimleri yüzünden yaş tip buharlaştırıcılar, kimya ve gıda endüstrisinde yaygın olarak kullanılmakta olup ayrıca soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında da kullanılmaktadır. (Yamankaradeniz ve ark.2002)

Şekil 3.6'da şeması görülen bu tip buharlaştırıcının boruları sıvı ile doludur. Boruların bağlı olduğu kaptaki sıvı seviyesi bir seviye kontrol tertibatı ile sabit tutulur. Boruların sıvı ile dolu olması ısı transferini iyileştirir, fakat buna karşılık sistemde daha fazla soğutucu akışkan kullanılması gerekir. Buharlaştırıcı serpantinleri içi sıvı dolu kaptan uzakta ise soğutucu akışkanın dolaşımı bir pompa ile sağlanır. Buharlaştırıcıdan kompresöre emilen soğutucu akışkanın önemli bir kısmı sıvı halde olabileceğinden, buharlaştırıcıyla kompresör arasına bir sıvı ayırıcı konulur. Bu, küçük bir depo şeklinde olup sıvı soğutucu akışkanın ölçülü bir şekilde kompresöre verilmesine veya biriktikçe buharlaştırıcıya (pompayla veya gazın kendi basıncıyla) geri verilmesine yardımcı olur. (Yamankaradeniz ve ark.2002).



Şekil 3.6. Yaş Tip Buharlaştırıcı (Yamankaradeniz ve ark.2002)

3.4.1.2. Hava veya Sıvının Soğutulmasına Göre Buharlaştırıcıların Sınıflandırılması

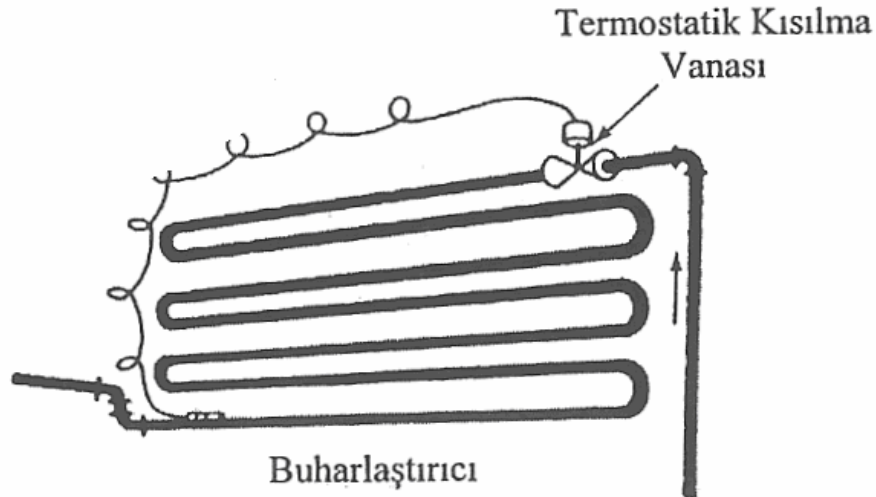
Hava veya sıvının soğutulmasına göre buharlaştırıcılar çeşitli tiplerde yapılır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

- **Hava Soğutucu Buharlaştırıcılar**

Doğal veya zorlanmış (cebri) taşınımli olmak üzere iki şekilde çalışırlar. Soğuk havanın aşağıya, sıcak havanın yukarıya doğru akmasından meydana gelen doğal konveksiyonla hava hareketi çok yavaş olduğundan, akışa karşı direncin ufak olmasına dikkat edilmelidir. Buharlaştırıcı tavana yakın bir yere konmalı, duvardan yeteri açıklıkta tutulmalı ve fazla geniş olmalıdır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

- **Çıplak Borulu Serpantinli Buharlaştırıcılar**

Şekil.3.7' de gösterilen çıplak borulu serpantin buharlaştırıcılar, 10-22 mm çapında bakır veya galvanizli dikişsiz boruların serpantin şeklinde kıvrılması ile meydana gelir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).



Şekil 3.7. Çıplak Borulu Serpantin Buharlaştırıcı (Yamankaradeniz ve ark.2002).

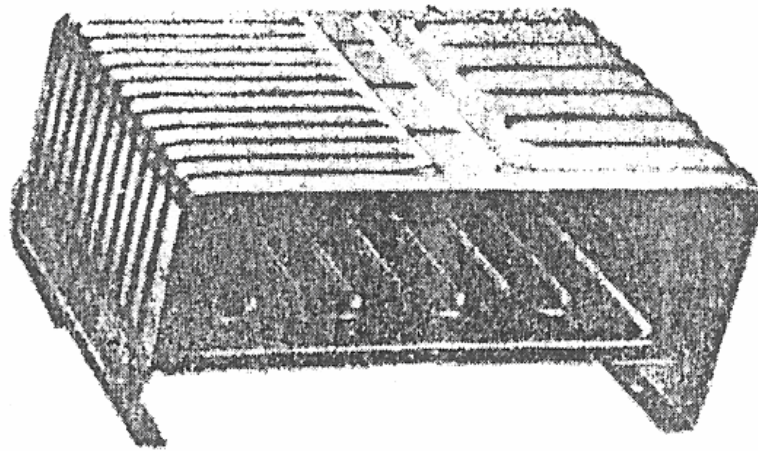
- **Lamelli Buharlaştırıcılar**

Serpantin şeklinde kıvrılmış borular üzerine, yüzeyi arttırmak için kanat yerine çubuklar kaynatmak suretiyle yapılır. Daha ziyade küçük soğutma yükleri için bahis konusudur. K değerleri 5 -9.5 kW/m² K arasında değişir. Yüksek değerler zorlanmış taşınım ve bakır boru ile alüminyum çubuk gibi iyi iletken malzemeden yapılmış buharlaştırıcıya aittir. Küçük değerler ise tersine olarak doğal taşınım ve elik-elik buharlaştırıcılar içindir. Ayrıca soğutma sıcaklığı düştükçe K değerinin azalacağı da göz önünde tutulmalıdır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

- **Levhalı Buharlaştırıcılar**

İki levha üzerine karşlıklı olarak pres baskı yolu ile oyuklar açıldıktan sonra bu levhalar st üste kaynatılır, böylece arada kalan oluklarla bir buharlaştırıcı serpantini oluşturulmuş olur. şekil.3.8' de görülen bu tipteki buharlaştırıcılar genellikle küçük soğutma yüklerinde örneğin, buzdolaplarında ve derin dondurucularda çok kullanılır. Levhalı buharlaştırıcılar düşey olarak kullanılabildikleri gibi yatay olarak özellikle dondurucu bölümlerde raflar şeklinde uygulamalarda da kullanılır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

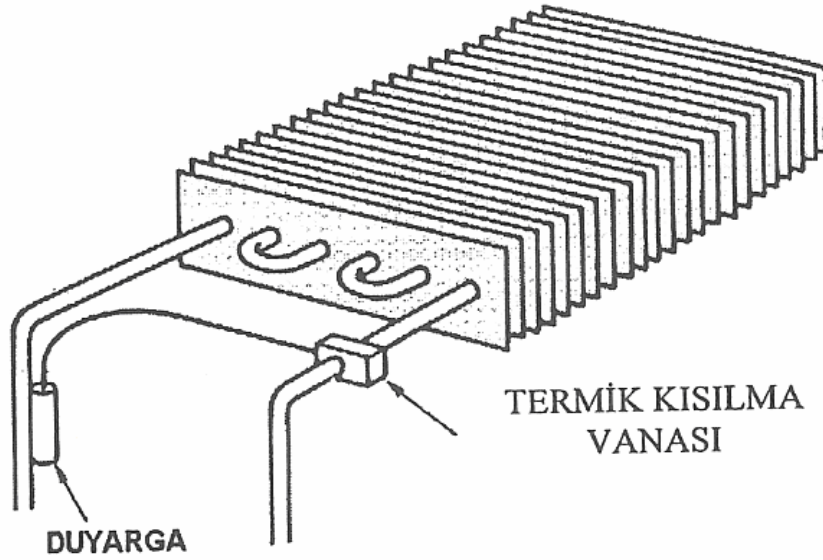
K değerleri doğal dolaşım halinde 9-14 W/m²K ve zorlanmış taşınım halinde ise 18-35 W/m²K arasındadır. Malzeme olarak genellikle alüminyum veya elik kullanılır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).



şekil 3.8. Levhalı Buharlaştırıcı (Yamankaradeniz ve ark.2002).

- **Kanatlı Borulu Buharlaştırıcılar**

Şekil.3.9' da görüldüğü gibi, ısı transfer alanını arttırmak amacıyla çıplak boru üzerine kanatlar geçirilerek meydana getirilen bir buharlaştırıcıdır. Boruların üzerine geçirilen ince alüminyum kanatçıklara "lamel" denildiğinden, bu tip soğutuculara "lamelli tip soğutucu" da denilmektedir. Lamelli soğutucular, eşit uzunluktaki 10, 12 veya 14 borunun "U" şeklinde kıvrılarak üzerine 0.6 mm kalınlığındaki alüminyum kanatçıkların 4-20 mm aralıklarla dizilmesinden meydana gelmektedir. Kullanılan bakır boruların çapları ise genellikle 10, 12, 16 ve 19 mm' dir. 0°C 'nin üstünde çalışan market tipi soğutucularda, buharlaştırıcı. yüzeyinde buzlanma tehlikesi olmadığından kanatlar 4-8 mm aralıklı olabilir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).



Şekil 3.9. Kanatlı Borulu Buharlaştırıcı (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.2.Kompresörler

Kompresörler soğutma sisteminin kalbi olarak ele alınabilir. Soğutucu akışkanın çevrim boyunca dolaştırılarak soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı iletilmesi kompresörler yardımı ile meydana gelmektedir. Yani kompresörler, soğutma devrelerinde buharlaştırıcıda bulunan alçak basınçta buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan yoğuşturucuya gönderen iş yutan makinelerdir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

İdeal bir kompresörde şu özellikler aranır:

- a) İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması,
- b) Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenliğini muhafaza etmesi,
- c) Ömrünün uzun olması ve daha az çalışması,
- d) Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkmaması,
- e) Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi, çalışma rejimine uyabilme,
- f) Daha az güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmesi,
- g) Maliyetinin mümkün olduğunca az olması,
- h) Verimlerinin kısmi yüklerde de düşmemesi

Fakat bu karakteristiklerin tümüne birden sahip olan bir kompresör yoktur denebilir. Uygulamadaki şartlara göre yukarıdaki karakteristiklerden en fazlasını sağlayabilen kompresör, tercih edilecektir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

Buharlaştırıcıdan çıkan buharı yoğuşma basıncına kadar sıkıştırmak için kullanılan farklı tiplerdeki kompresörler aşağıda sıralanmıştır.

- Pistonlu kompresörler
- Rotatif (Dönel, Rotorlu, Rotary) kompresörler
- Helisel (Vidalı) kompresörler
- Santrifij (Turbo) kompresörler
- Scroll Kompresörler

(Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.2.1. Pistonlu Kompresörler

Bir silindir içerisine gidip, gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemini yapan bu tip kompresörlerde, tahrik motorunun dönme hareketi bir krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Bu tip kompresörlerde, buhar haldeki soğutucu akışkanı çekmek için silindir içindeki pistonun aşağı doğru hareketiyle birlikte emiş

vanaları açılır. Buhar haldeki soğutucu akışkan pistonun yukarı doğru hareketiyle sıkıştırılır ve silindir içindeki basınç, yoğuşma basıncının biraz üzerine çıktığında akışkan dışarı atılır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

- **Açık Tip Pistonlu Kompresörler**

Açık tip demekle, ya kayış tahrikli yada bir kavramayla doğrudan bağlantılı bir dış motor tarafından tahrik edilen kompresör kastedilmektedir. Bu tip kompresörlerde motorun sağladığı güç 3 kW ile 250 kW arasında değişebilmektedir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

- **Hermetik Tip Pistonlu Kompresörler**

Açık tip kompresörün aksi olan tip kompresörler ise, motorla kompresörün aynı muhafazada, korunduğu hermetik (sızdırmaz) kompresördür. Bu tip kompresörlerde genellikle R-12, R-22 ve R134a soğutucu akışkanları kullanılır. Bu tipte kullanılan motorun gücü 7.5 . kW' a kadar erişebilir. Uygulama alanları pencere ve split tip klimalar, ev tipi buzdolapları vb. En fazla üretilen kompresörler hermetik tip kompresörlerdir. Hermetik kompresörler ise kendi arasında tam hermetik ve yarı hermetik olmak üzere ikiye ayrılırlar. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.2.2. Rotatif Kompresörler

Küçük soğutma tesislerinde kullanılan bu kompresör bir silindir içerisinde kaçık eksenli olarak dönen bir pistondan ibarettir. Rotatif kompresörün çalışma prensibi rotorun silindir içerisinde dönerken piston çevresine yerleştiren paletler vasıtasıyla, bir taraftan emme ve diğer taraftan sıkıştırma yapmasıdır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

Rotatif kompresörler özellikle ev tipi buzdolaplarında, çok küçük soğutma yükleri için ve ekovat denilen sızdırmaz kaplar içinde, elektrik motoru ile birlikte kullanılır. Ekovatlı sistemlerde, sızdırmaz kap içindeki kompresör ve elektrik motoru grubu, yoğuşturucu, kılcal boru ve buharlaştırıcı bir arada ve birbirine bağlı olarak komple bir soğutma ünitesi olarak imal edilir. Yağ değiştirme ve benzeri bakıma ihtiyaç göstermezler. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.2.3. Helinsel (Vidalı) Kompresörler

Helisel kompresörler dişleri birbirini saran birisi erkek diğeri dişi bir helisel vida çiftinden (helisel motorlar) oluşmaktadır. Helisel kompresörün çalışması dişleri birbirini saran iki helisel vidadan birinin diğerini hareket ettirerek sıkıştırması esasına dayanır. Emme deliği açıkken helisel rotorların dönmesi ile gaz emilir ve emilen gaz helisel rotorlar arasındaki gittikçe artan boşluğu, helisel rotorlar boyunca doldurulduktan sonra emme deliği kapatılır. Helisel rotorlar dönmeye devam ederek aradaki gazı sıkıştırır. Bunu takiben basınç deliği açılır ve sıkıştırılmış gaz soğutma sistemine akar. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.2.4. Santrifüj (Turbo) Kompresörler

Buhar sıkıştırma çevrimiyle soğutma işlemi yapan santrifüj kompresörlerin pistonlu, rotatif veya helisel tip kompresörlerden farkı, pozitif sıkıştırma işlemi yerine, santrifüj kuvvetlerden yararlanarak sıkıştırma işlemi yapmasıdır. Santrifüj kompresörlerle özgül hacmi yüksek olan akışkanların (daha geniş hacimlerin) kolayca hareket ettirilmesi mümkün olduğu için sık sık büyük kapasiteli derin soğutma (-100' e kadar) işlemlerinde uygulandığı görülür. Bu kompresörlerde sıkıştırma, dönen çark çevresindeki kanatlar ile kompresörlere nadiren de olsa rastlanabilir. Uygulamadaki kapasite sınırları bugün 85 ile 10000 Ton/Frigo arasında değişmektedir. Bu tip kompresörlerde, yoğunlaşma basıncı düşük soğutucu akışkanlar (Freon11, 113, 114, 21) kullanılması uygun olmaktadır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.2.5. Scroll Kompresörler

Scroll kompresör, soğutucu akışkan buharını sıkıştırma işi için, birbiri üzerine geçmeli, iki spiral disk kullanır. Üstteki scroll sabit, diğeri hareketlidir. Buharın girişi, scroll' un dış kenarından olurken çıkış, sabit scroll' un merkezinden olmaktadır. Bir yörüngede hareketli scroll, sabit scroll etrafında döner. Bu hareket esnasında emilen buhar, iki scroll arasında sıkıştırılır. Hareketli scroll dönerken, soğutucu akışkan ,buharını çıkış ağzına doğru sıkıştırır. Scroll kompresörler, pistonlu kompresörlere nazaran daha az hareketli parçaya sahiptirler. Bu yüzden daha sessiz çalışırlar. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.3.Kısılma Vanaları (Genleşme Valfleri)

Kısılma vanaları soğutucu akışkanın basıncını arzu edilen buharlaştırıcı basıncına düşürmeye yarayan elemanlardır. Endüstriyel ve ticari iklimlendirme ve soğutma alanında kullanılan genel olarak beş tip kısılma vanası mevcuttur. Bunlar;

- El Ayar Vanası
- Otomatik Kısılma Vanası (OGV veya OXV)
- Termostatik Kısılma Vanası (TGV veya TXV)
- Elektrikli Kısılma Vanası
- Kılcal Boru
- Şamandıralı Ayar Valfi (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

3.4.3.1. El Ayar Vanası

Oldukça basit yapıya sahip vanalar olmasına karşılık, buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan debisini ayar etmek için bir operatöre gereksinim duyulur. Uzun zaman periyotlarında sistemin işletimi sabit yükler için sınırlıdır yani yük değişimlerine karşı duyarlı değildir. Yapı olarak vana kısmında aşağı doğru uzanan koni şeklinde bir iğne bulunur ve bu iğne vasıtasıyla akış denetlenir. Kapalı durumda konik yüzey üzerine iğne oturur. İğnenin konik yüzeyden uzaklaşıp yaklaşmasıyla akış miktarı. değiştirilir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.3.2. Otomatik Kısılma Vanası

Daha ziyade küçük kapasiteli soğutma uygulamaları, için tatmin edici bir çalışma sağlarlar. Elle yapılan çıkış basıncı ayarını devamlı olarak muhafaza eder. Buharlaşma sıcaklığı, böylece basınç kontrolü suretiyle muhafaza edilmeye çalışılır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.3.3. Termostatik Kısılma Vanası (TXV)

Termostatik kısılma vanası, buharlaştırıcıya soğutucu akışkan akışını kontrol eden, buharlaştırıcıda buharlaşan miktar kadar sıvı soğutucu akışkanı hassas ölçüde tekrar buharlaştırıcıya sevk eden hassas bir alettir. İç ve dış dengelemeli olmak üzere iki değişik yapıya sahiptir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.4.Yoğuşturucular (Kondenserler)

Soğutma sistemlerinin temel elemanlarından biri olan yoğuşturucular, yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buhar haldeki soğutucu akışkanın ısısını dış ortama vermek suretiyle sıvı hale gelmesini sağlayan bir elemandır. Yani buharlaştırıcıda aldığı ısı ile buharlaşan ve kompresörde sıkıştırma işlemi sonucu sıcaklığı ve kızgınlığı artan soğutucu akışkan burada sıvı hale gelir. Yoğuşturucular sistemin yüksek basınç tarafına monte edilirler. Durumdan da anlaşılacağı gibi yoğuşturucuda ortam ile bir ısı alışverişi meydana gelmektedir. Yoğuşturucu, buhar içindeki ısıyı ilk yoğuşturucu tüplerinin cidarlarına ve sonra tüplerden soğuk ortama transfer ederek uzaklaştırır. Soğuk ortam hava, su ve bu ikisinin bir kombinasyonu olarak karşımıza çıkabilir. Bu ısı alışveriş üç ana bölgede meydana gelmektedir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

- a) Kızgınlığın alınması (yoğuşturucu dizaynına bağlı olarak yoğuşturucu alanının %5'i kullanılmaktadır.)
- b) Yoğuşma (yoğuşturucu alanının yaklaşık %85'i kullanılmaktadır.)
- c) Aşırı soğutma (yoğuşturucu alanının % 0-10 kullanılmaktadır.)

Hava soğutmalı yoğuşturucuların toplam ısı geçiş katsayısı hava hızlarına bağlı olarak 20-35 W/m²K değişir. Su soğutmalı yoğuşturucularda toplam ısı geçiş katsayısı su hızlarına yoğuşturucu konstrüksiyonunun şekline bağlı olarak yaklaşık 240-1750 W/m²K değerlerinde alınabilir. Yoğuşturucunun ısıyı sıcak soğutucu akışkan buharından soğuk ortama aktarabilme kabiliyeti, yoğuşturucu kapasitesi olarak adlandırılır. Yoğuşturucunun ısı transfer kapasitesi aşağıdaki 4 faktöre bağlıdır. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

- Yoğuşturucunun yapımında kullanılan malzemeye,
- Yoğuşturucu yüzeyi ve yoğuşma ortamı arasındaki temas alanına,
- Yoğuşma ortamı ve soğutucu akışkan buharı arasındaki sıcaklık farkına,
- Yoğuşturucu temizliğine

İlk iki faktör konstrüksiyon şartlarıdır. Farklı malzemeler ısı transferi için farklı özelliklere sahiptirler. Bu yüzden bir tasarımcı, doğru malzeme seçerek verilen kapasitedeki bir yoğuşturucunun boyutlarını değiştirebilir. Isı transferi. kabiliyeti daha

iyi bir malzeme ile daha küçük boyutlarda yoğuşturucu imal edebilir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

Üç temel yoğuşturucu tipi mevcuttur :

- 1) Hava soğutmalı yoğuşturucular,
- 2) Su soğutmalı yoğuşturucular,
- 3) Buharlaştırmalı (evaporatif, hava ve su) tip yoğuşturucular

3.4.4.1.Hava Soğutmalı Yoğuşturucular

Özellikle 750 W' a kadar olan, kapasitelerdeki soğutma gruplarında istisnasız denecek şekilde kullanılan bu tip yoğuşturucuların tercih nedenleri, basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, tamir ve bakımlarının kolaylığı sayılabilir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

Hava soğutmalı yoğuşturucular, grup tertip şekillerine göre;

- Kompresörle birlikte gruplanmış
- Kompresörden uzak bir mesafeye konulacak türde tertiplenmiş yoğuşturucular olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

Hava soğutmalı yoğuşturucular genellikle kanatlı borulu olarak imal edilirler. Boruların içinden soğutucu akışkan, dışından ise hava geçer. Bu tip yoğuşturucular daha ziyade küçük soğutma yüklerinde yeterli miktarda soğutma suyu bulunmayan durumlarda kullanılır. Çünkü hava tarafındaki taşınım katsayısı küçük olduğundan, büyük soğutma yüklerinde çok büyük yüzeyler gerekir. Bu durum dış kısma konan kanatçıklarla giderilmeye çalışılır. Bakımları ve kullanışları basit olmakla beraber hava sıcaklığının gün ve mevsim boyunca değişme sebebiyle otomatik kontrol güçleşir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

Hava soğutmalı yoğuşturucu sıcaklığı soğutma tekniği açısından, soğutma tesir katsayısının (STK) mümkün olduğunca büyük olması için tasarım aşamasında yoğuşma sıcaklığı, çalışma koşullarını aksatmayacak en düşük değerde seçilmelidir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

$$T_y = T_{ort} + \Delta T \quad \text{ifadesiyle bulunur.}$$

Burada,

T_y : Yoğuşturucu sıcaklığı

T_{ort} : Yaz aylarının en yüksek aylık ortalama sıcaklığı

ΔT : Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (10 / 15°C alınır)

$T_{ort} = 40$ °C ve $\Delta T = 10$ °C ise, $T_y = 40 + 10 = 50$ °C olur.

Buharlaştırma sıcaklığı (T_b) sabit iken (T_y) yoğuşturucu sıcaklığı artarsa kompresör gücü artar, soğutma yükü azalır ve soğutma tesir katsayısı düşer. Ayrıca yüksek yoğuşturucu sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığının artmasına neden olur. T_y yoğuşturucu sıcaklığının olması gereken değerden daha fazla olmasının mahsurları, yukarıda belirtildiği gibi olup, düşük olması da soğutma devresinin randımanlı çalışmasını engeller. Bu nedenlerle yoğuşturucu sıcaklığının, olması gereken değerde seçilmesi büyük önem arz eder. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.4.4.2.Su Soğutmalı Yoğuşturucular

Su soğutmalı yoğuşturucularda soğutma ortamı olarak su kullanılır. Ticari ve endüstriyel soğutma sistemlerinde su soğutmalı yoğuşturucular, hava soğutmalı yoğuşturuculara göre daha yaygın olarak kullanılır. Çünkü su soğutmalı yoğuşturucular aynı kapasitedeki hava soğutmalı yoğuşturuculardan daha küçüktür ve bu yüzden daha az yer kaplarlar.Su soğutmalı yoğuşturucu tipleri aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

- İç içe çift boru tip yoğuşturucular
- Hava tipi yoğuşturucular
- Dik tertipli gövde borulu yoğuşturucular
- Yatık tertipli gövde borulu yoğuşturucular
- Atmosferik tip yoğuşturucular
- Buharlaştırılmalı tip yoğuşturucular (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

3.4.4.3.Buharlaştırılmalı (Evaporatif, Su pükürtmeli) Tip Yoğuşturucular

Hava ve suyun soğutma etkisinde birlikte faydalanma esasına dayanan yoğuşturuculardır. Bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri ve sık sık arızaya müsait olması nedeniyle az kullanılmaktadır. Çalışma prensibi kısaca Soğutma serpantini içinden geçen soğutucu akışkan hava soğutmalı yoğuşturucularda olduğu gibi yoğuşup sıvı deposuna gider. Serpantinin dış yüzeyinden geçirilen hava ters yönden gelen atomize haldeki suyun bir kısmını buharlaştırıp soğutma etkisini meydana getirmiş olur. böylece yoğuşturucudaki yoğuşma sıcaklığı daha aşağı seviyelere düşürülmüş olur. (Yamankaradeniz ve ark.2002).

3.5 Isı Pompası Isı Kaynakları

Sistemde buharlaştırıcının ısı çektiği ortamlara "ısı kaynağı" denir ve bu kaynakların ısı pompası ile uyumlu çalışabilmesi için:

- a) Kaynak sıcaklığı fazla değişmemeli,
- b) Kaynak bol bulunmalı ve coğrafi koşullardan olabildiğince az etkilenmeli,
- c) Kaynak kirlenmemeli,
- d) Korozyona neden olmamalıdır. (Akbiyık 1999)

Isı pompasının performans katsayısı, sıcak ısı kaynağı ile soğuk ısı kaynağı arasındaki sıcaklık farkı ne kadar küçük olursa o kadar büyük olmaktadır. Bu nedenle ısı çekilecek kaynak olarak (soğuk ısı kaynağı) sıcaklığı en yüksek kaynağı seçmek gerekir. (Akbiyık 1999)

En çok kullanılan ısı kaynakları çevre havası, su (yeraltı veya yerüstü suyu), toprak, atık ısıdır. Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden de yararlanılabilir. (Akbiyık 1999)

a) Çevre havası : Hava, her yerde bulunması, normal büyüklükte elemanlara ihtiyaç göstermesi, montaj ve işletme masraflarının düşük olması yönlerinde çok uygun bir ısı kaynağıdır. (Akbiyık 1999)

Havadan havaya ısı pompaları en yaygın olarak kullanılan tiptir. İlgili bölgede soğutulmuş veya ısıtılmış havayı elde etmek için; hava devreleri, motorla veya elle çalıştırılan damperlerle yer değiştirebilir (yani hem hava devreleri hem bu damperler kullanılabilir). Bu sistemde birinci eleman daima buharlaştırıcıdır, diğeri de daima kondenserdir. Denetlenen hava, soğutma çevrimi sırasında buharlaştırıcılardan geçerken dışarı atılan hava kondenserdan geçer. Damperlerin pozisyonu, soğutmadan ısıtmaya geçişi sağlar. Buharlaştırıcı giren hava ile borularda dolaşan soğutucu akışkan arasında 5-10°C sıcaklık farkı sağlanır. (Akbiyık 1999)

Yüksek ısıtma tesir katsayısı, sıcaklığı ısıtılacak yerin sıcaklığına mümkün olduğu kadar yakın bir ısı kaynağı kullanmakla elde edilir. Isıtma döneminin büyük bir bölümünde dış hava sıcaklığı bu açıdan uygundur. Ancak bu sıcaklığın değişken olması, gerekli kapasitenin tayininde güçlük çıkarır. Eğer ısı pompası, kötü kış şartlarında ısıtmayı sağlayacak şekilde dizayn edilirse, dönemin büyük bir bölümünde kapasite fazlalığı meydana gelir. Bu da birkaç günlük çalışma için ilk yatırım maliyetinin artması demektir. Ayrıca fazla kapasitede olduğu için çok kısa süre çalışıp ihtiyaç karşılar yani sık sık çalışıp durur. Deneyler sık sık çalışıp durmanın sürekli çalışmaya nazaran tesir katsayısı değerini düşürdüğünü göstermiştir. Bu arada kompresörün ikide birde devreye girip çıkması da arıza yapma ihtimalini artırır. Çözüm olarak belli bir tasarım noktası sıcaklığı seçilir ve kapasite bu değere göre tayin edilir, tasarım noktasının altındaki sıcaklıklarda yardımcı ısıtıcı kullanılır. (Akbiyık 1999)

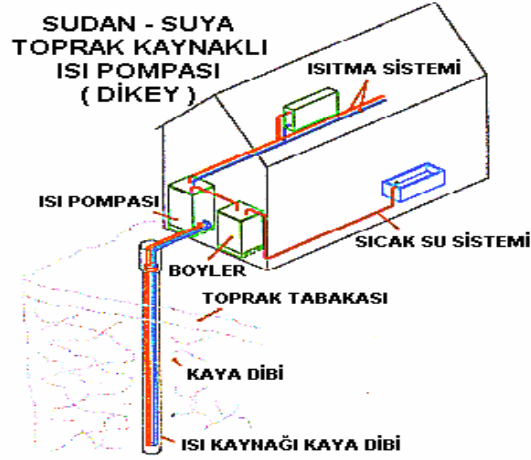
Hava kaynaklı ısı pompasında kışın ısı ihtiyacı fazla olduğu zamanlarda ısı kaynağının sıcaklığı düşüktür. Bu da aynı yoğuşma sıcaklığı için ısı tesir katsayısının düşmesine sebep olur. Böylece ısıtılan yere verilen ısı daha az olmaktadır. (Akbiyık 1999)

Isı kaynağı olarak hava kullanmanın dezavantajı içerisinde bol miktarda su buharı bulundurması ve düşük hava sıcaklıklarında bu buharın buharlaştırıcının üzerinde yoğuşması ve donmasıdır. Bu buz tabakası hava hareketini ve buharlaştırıcının ısı çekmesini önler. Buzun periyodik olarak defrost tertibatıyla eritilmesi gerekir. (Akbiyık 1999)

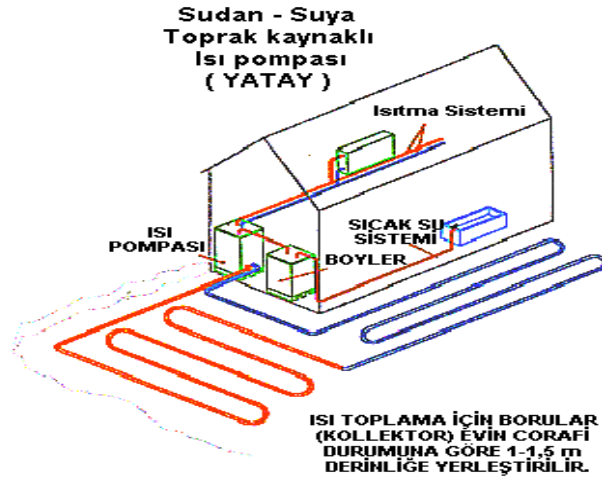
b) Su : Isı kaynağı olarak su da geniş ölçüde kullanılmaktadır. Bu amaçla deniz suyu, göl, ırmak suyu ve kuyu suyu kullanılabilir. Kuyu suyunun sıcaklık değişimi en az olmakla birlikte (hemen hemen yıl boyunca sabit kalır), yüzey sularının sıcaklığı mevsime bağlı olarak değişir, ancak değişimleri havaya göre daha azdır. Kuyu suyu pompayla çekilip buharlaştırıcıdan geçirilir ya da buharlaştırıcı, kuyunun içine yerleştirilir. (Akbiyık 1999)

Su kullanılması halinde defrost problemi yoktur. Ayrıca suda soğutucu akışkana ısı transferi havaya göre daha yüksektir. Böylece buharlaştırıcı daha küçük seçilebilir. Ancak su, korozyon problemine neden olur ve ilk yatırım masrafları hava kaynaklı ısı pompasına nazaran yüksektir. (Akbiyık 1999)

c) Toprak : Buharlaştırıcı toprağın altına gömülerek ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Isı toprakta soğutucu akışkana akar. Bu şekilde toprağın ısı azalır, soğur. Toprak ısını güneşten alır. Tasarım, toprağın ısını tamamen tüketmeyecek şekilde yapılmalıdır. Bu da ısı çekilmesinin yavaş yapılmasıyla mümkündür ve soğuk iklimlerde çok geniş toprak alanına ihtiyaç gösterir. Soğutucu akışkan, topraktaki buharlaştırıcıdan geçerken ısı çeker ve buharlaşır. Kompresörde basıncı ve sıcaklığı yükselir. Kondenserde, yoğuşma sırasında ısıtılacak ortama ısı verir, çevrim bu şekilde tekrarlanır. Geniş bir toprak alanına ihtiyaç göstermesi ve yeraltına montajı dolayısıyla pahalı bir sistemdir. (Akbiyık 1999)



Şekil 3.10. Sudan-suya toprak kaynaklı ısı pompası (dikey) (Anonim 2001)



Şekil 3.11. Sudan-suya toprak kaynaklı ısı pompası (yatay) (Anonim 2001)

d) Güneş : Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden yararlanma konusunda çalışmalar devam etmektedir. Mevcut olduğu zamanlar güneş enerjisi diğer ısı kaynaklarından daha yüksek sıcaklıklarda ısı sağlar. Bu bakımdan ısı tesir katsayısı daha büyük olur. Ancak güneş enerjisi sürekli enerjiyi verebilen bir kaynak değildir; kışın ve geceleri ısı verememektedir. Buna rağmen güneş enerjisi ile birlikte yardımcı ısı kaynağı beraber ya da bina içerisine bir ısı deposu koymak suretiyle elverişli bir sistem kurulabilir.

3.6. Isı Pompası Tipleri

Isı pompaları;

1. Isı kaynağı ve alıcısına,
2. Termodinamik çevrime,
3. Yapısına,
4. Boyutlarına,
5. Kaynak ve alıcı sınırlarına göre sınıflandırılabilir

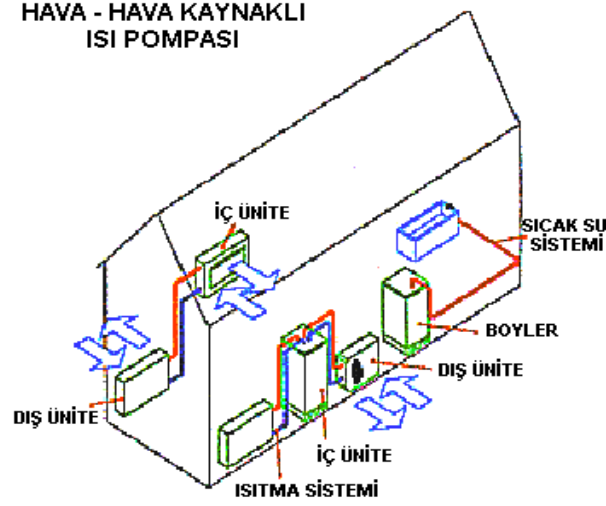
3.6.1. Isı Kaynaklarına Göre Sınıflandırma :

Isı pompaları ısı kaynağına bağlı olarak; hava-hava, hava-su, su-hava, su-su olarak sınıflandırılabilir. Birinci eleman daima buharlaştırıcı, ikinci eleman ise kondenser bölgesine aittir. Bu sınıflandırmaya ek olarak ısı pompaları direkt veya dolaylı sisteme sahip olabilirler. Dolaylı sistemde, ısı dış havadan, sudan alınarak bir aracı akışkana aktarılır ve sonra buharlaştırıcıya gönderilir. Direkt sistemde ısı, direkt olarak ısı kaynağından soğutucu akışkana aktarılır ve soğutucu akışkandan da iklimlendirilecek ortama aktarılır (Akbiyık 1999)

a) Hava - Hava

Hava-hava ısı pompası, dış havayı ısı kaynağı veya egzost yapılan yer olarak kullanırken kondensere ısı atılması için de dış hava kullanılır. Bu tip bir ünitenin kapalı bir çevrim oluşturması, basitleştirici bir avantajdır. Ayrıca, kullanılmış suyu atma sorunu, su temini, sulu sistemlerde oluşan tortulanmalar gibi sorunlar da yoktur. Dış hava sıcaklığı, iklimlendirilecek ortam sıcaklığından biraz değişince bile yine yüksek bir tesir katsayısında çalışması mümkün olur. Fakat hava içinde çalışan ısı değiştiricileri, su içinde çalışanlara oranla, havanın ısı transfer katsayısının düşük olması nedeniyle, daha büyük olacaktır. Bu nedenle bu tip bir sistem oldukça büyük yer kaplayacaktır. (Akbiyık 1999)

Ayrıca, bu tip üniteler ılıman iklimlere göredir. Çünkü düşük dış ortam hava sıcaklığı performans katsayısını düşürür. Böylece en gerekli zamanda alınabilecek ısı miktarı azalır. Hava sıcaklığı 0°C'nin altına düştüğü zaman, dış hava serpantinlerinde buzlanma sorunu karşımıza çıkar. (Akbiyık 1999)



Şekil 3.12. Hava-Hava Kaynaklı Isı pompası (Anonim 2001)

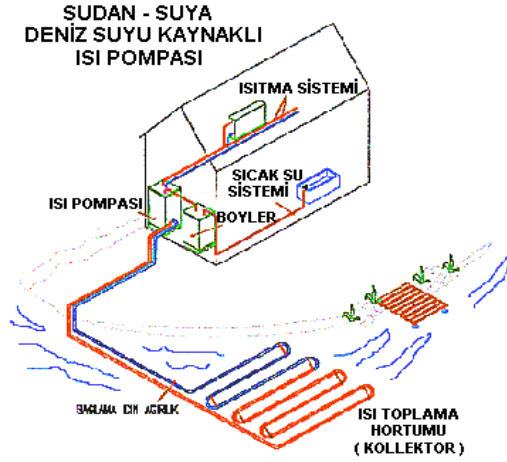
b) Su - Hava

Su - hava ısı pompası, suyu ısı kaynağı, havayı iklimlendirilecek ortama ısıyı iletmek için kullanır. Isı kaynağı olarak su, genelde sabit sıcaklığa sahip bir kuyu, göl, doğa veya diğer kaynaklardan elde edilebilir. (Akbiyık 1999)

Bu tipteki sistemler dış hava sıcaklığına bağlı olmadan sabit performans katsayısı ile çalışırlar. Bu yüzden bu sistemler fazla sıcaklık değişimleri olan iklimlerde kullanılırlar. Bu da dış havayı ısı kaynağı olarak kullanan sistemlerden daha avantajlı olmasını sağlar. Bu sistem sadece bir adet hava ısı değiştiricisi gerektirdiğinden küçük boyuttadır. Dezavantajı ise, yeterli besleme suyu elde etmek ve atık su sorunudur. (Akbiyık 1999)

c) Hava - Su

Hava - su sistemlerinde dış hava, ısı kaynağı olduğu için (hava - hava tipinde olduğu gibi) düşük hava sıcaklıklarında oldukça düşük performans katsayısı değerine



Şekil 3.14. Su-Su Kaynaklı Isı pompası (Anonim 2001)

e) Diğer Sistemler

Büyük kuruluşlarda, su temininin sınırlı olduğu yerlerde, hava ve suyun bir arada ısı kaynağı olarak kullanılması bazı hallerde avantajlıdır. Bu sistem, dış hava sıcaklığı su sıcaklığından daha yüksek olduğu hallerde daha büyük bir performans katsayısı değeri verebilir. Aynı zamanda, dış hava sıcaklığı düşükken hava - hava tipine göre daha yüksek bir verim elde edilebilir. (Akbiyık 1999)

3.7. Soğutucu Akışkanlar

Isı pompalarında kullanılan ısı taşıyıcı akışkanlar çok çeşitlidir. Bunların başlıcaları, etil klorür, kükürt dioksit, metil klorür, amonyak, karbondioksit, hidrokarburlü gazlar(bütan, izobütan, propan, etan, v.b) freon grubu gazlardır. Bunlardan en çok F11,F12, F22, F113 kullanılır. (Akbiyık 1999,Coşkun 1993)

Isı taşıyıcı akışkanlarda aşağıdaki özellikler aranmaktadır.

- Az bir enerji (güç) sarfı ile daha çok verim elde edilebilmelidir.
- Akışkanın buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır.
- Kritik sıcaklık ve basınç yüksek olmalıdır.

- Atmosfer basıncında düşük sıcaklıklarda buharlaşabilmelidir.
- Yoğuşma basıncı ve buna bağlı olarak sıcaklığı yüksek olmalıdır.
- Özgül hacmi küçük olmalıdır.
- Sıkıştırma oranı düşük olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır.
- Yağlama yağlan ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemelidir.
- Su ve hava ile kimyasal reaksiyona girip sisteme zararlı asit yada gaz oluşturmamalıdır.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dolu ayrışıp çözülmemeli, bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
- Sistemin herhangi bir yerinden sızıntı yapması halinde kolayca anlaşılabilirdir.
- Elektriksel özellikleri uygun olmalıdır.
- Yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- Zehirli ve kötü kokulu olmamalıdır. Ucuz olmalıdır (Akbiyık 1999 ,Çoşkun 1993)

NH₃ R717 (Amonyak):

Hacimsel özgül soğutma yükü en fazla olan soğutucu akışkan olup özellikle büyük tesislerde çok kullanılır. Küçük tesislerde sistemde dolaşması gereken soğutucu akışkan miktarının az olması dolayısıyla sistem ayar ve kontrol imkanı azaldığı için pek kullanılmaz. Bakır, çinko, galvaniz kaplı malzeme üzerine korozyon etkisi vardır. Amonyaklı tesislerde sadece çelik ve dökme demir kullanılır. Bir atmosferde veya atmosferik basınçta -33°C'de buharlaşır, genellikle bundan düşük buharlarda kullanılmaz. Amonyakın su ile birleşme kabiliyeti, çok yüksektir. Yüksek sıcaklıklarda hava ile beraberken yanabilir. Hava içerisinde % 16-25 oranında zehirli olur. Solunum organlarına ve cilde yanık etkisi yapabilir. Kompresör çıkış sıcaklıkları yüksektir. Bu

yüzden kompresördeki yağlama yağını karbonize edebilir. Özellikle cidarlara ve sübaplara tesir edebilir. Amonyaklı sistemlerde kompresör soğutulmalıdır. (Akbıyık 1999,Coşkun 1993)

FREON Cinsi Soğutucu Akışkanlar (Halokarbon)

Doğal olarak elde edilen (NH_3 , SO_2 gibi) soğutucu akışkanların istenilen tüm özellikleri temin edememesi sentetik bir soğutucu akışkan grubunun doğmasına yol açmamıştır. Bunlar, emniyet ve güvenilirlik yönünden iyi olan, ayrıca iyi bir ısı özelliği sahip olan florakarbon (florlaştırılmış hidrokarbonlardır), halokarbon (haloje edilmiş hidrakarbonlar) ailesindedir. 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. Genel formülleri $\text{C}_m\text{H}_n\text{F}_p\text{Cl}_q$ dir. Genellikle tesiste kullanılan malzemeler üzerine etkileri yoktur. Yalnız kurşun magnezyum ve alaşımları üzerinde etkileri vardır. Zehirli ve yanıcı değildir. (Akbıyık 1999,Coşkun 1993)

Bunlar;

- **R₁₂(CCl₂F₂):** Küçük ve orta güçteki soğutma tesislerinde çok yaygın olarak kullanılır. Bir atmosferdeki buharlaşma sıcaklığı -30°C civarındadır. Bundan düşük sıcaklıklar için kullanılmaz. Suda güç erir. Eğer sisteme hava girerse hava içindeki su buharı kısılma valfi çıkışında tıkanmalara yol açar. R₁₂ içinde 10 mg/kg'dan fazla su oranına müsaade edilmez. Sistemde mutlaka kurutucu kullanılır. Yağ ile de kolayca karışabilir, dolayısıyla sistemde yağ ayırıcı zorunluluğu yoktur. Kaçaklar halojen lamba ile tespit edilebilir.(Akbıyık 1999,Coşkun 1993)
- **R₁₃:** Özellikleri düşük sıcaklıklarda kullanım için elverişlidir. Bir atmosferdeki buharlaşma sıcaklığı -82°C civarındadır. Ancak sıcaklığın artması ile basınç çok yükselir. Bu yüzden de genellikle kaskat sistemlerde düşük basınç kısmında kullanılır. Yağ ile karışmaz. Kaçaklar halojen lamba ile tespit edilebilir. (Akbıyık 1999,Coşkun 1993)
- **R₂₂(CHClF₂):** Cam berraklığında, renksiz ve etere benzer bir kokusu vardır. Diğer freon serisi akışkanlarda olduğu gibi emniyetle kullanılacak zehirsiz,

yanmayan ve patlamayan bir akışkandır. Saf halde yağ ile karışık olduğu zaman malzemeye tesir eder. 1 kg R₂₂ içinde 25 mg'dan fazla su bulunmamalıdır. -60°C civarındaki düşük sıcaklıkların elde edilmesinde, derin soğutma uygulamalarına cevap vermek üzere geliştirilmiştir. Hacimsel özgül soğutma yükü büyüklük olarak amonyağın arkasında gelir. Bu yüzden de orta ve büyük tesislerde düşük sıcaklık seviyeleri için kullanılır. Isı pompası tesislerinde bilhassa daha kompakt kompresör gerektirmesi ve dolayısıyla yer kazancı sağlaması yönünden tercih edilir. Yağda erimez, yağ ayırıcı kullanılmak zorunludur. (Akbiyık 1999,Coşkun 1993)

- **R502:** R502, kütleli olarak %48,8 R₂₂ ve %51,2 R₁₁₅'in karışımıdır.Düşük sıcaklık ve yüksek sıkıştırma oranı uygulamalarında R₂₂'nin yerini almak üzere gelişmiştir. R502'nin özellikle, düşük sıcaklıklarda soğutma etkisi büyüktür.(-40 °C) ve -20 °C arasında soğutma elde edilmesi durumunda R502'nin kompresör çıkış sıcaklığı R₂₂'ye göre daha düşüktür.Yanıcı ve zehirli değildirler. (Akbiyık 1999,Coşkun 1993)
- **R134a:**Sistemimizde de kullanılan R134a soğutucu akışkanının ozon tabakasına etkisi sıfırdır ve diğer özellikleri dikkate alındığında en uygun soğutucu akışkanlardan biridir. Fiziksel özellikleri R₁₂'ye yakındır.Saf bir soğutucu akışkandır. Ev tipi ve araç soğutucuları için uygundur.Düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında çift kademeli sıkıştırma gerektirir. R134a mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliester veya poliolakalinglikol bazlı yağlarla kullanılması önerilmektedir. Isı iletim performansının düşük ve büyük kompresör ötelemesi gerektiren düşük kompresör ötelemesi gerektiren düşük özgül hacim değerine sahip olması R134a'nın dezavantajıdır. (Akbiyık 1999,Coşkun 1993)

3.8. Tekstil Fabrikasında Isı Pompasıyla Sağlanan Isı Ekonomisinin İncelenmesi

3.8.1 Isı Pompasının atık Isı Destekli Endüstri Uygulaması

Endüstriyel uygulamaların en büyük problemi, israf edilen ısıyı tekrar kullanabilmektir. Çoğu endüstriyel uygulamalarda atık ısı kaybı %40-50 arasındadır. Bu değer, enerjinin geri kazanımının önemini gösterir. Isı pompalarının ekonomik olarak

uygulanabilmesi için bazı temel şartlar vardır ve bunlar sağlanmalıdır: (Akbıyık 1999, Coşkun 1993, Moser ve Schnitzer 1994)

- Atık ısı, gerekenden çok fazla olmayan sıcaklıklarda kullanılabilir; çünkü, sıcaklık alanı azaldıkça ısı pompasının performansı artar,
- Eğer ısı kaybı yüksek ise, alışlagelmiş ısı çeviricilerini kullanmak ucuz olacaktır,
- İstenilen ısı mümkün olduğu kadar düşük derecede olmalıdır,
- Ekonomi bakımından, ısı pompaları yüksek kullanım oranına sahip olmalıdırlar.

Isı pompası, mevcut sistemlerde mekanların ve suyun ısıtılmasında kullanılabilir. Merkezi su ısıtma ile birlikte, merkezi su dağıtım sistemine sahip bulunan yapılarda bazı noktalara dikkat edilerek, daha fazla kullanım imkanı elde edilebilir
Örneğin,

- Isı pompaları uygulamadaki üst sıcaklık limitinden dolayı, belirli bir çalışma esnekliği ister ki, bu sıcaklık 55-60°C civarındadır. Fakat buhar kazanları ile paralel kullanıldığı zaman daha yüksek su sıcaklıklarına ulaşmak mümkün olur.
- Bir ısı pompası sistemi sadece, tekstil fabrikasında ısıtma işlemine tahsis edildiğinde, daha uzun zaman ve ekonomik olarak kullanılabilir. Bununla birlikte, ısı pompasının by-pass kullanım ile sistemin su dağıtımına yönlendirilmesi mümkündür. (Akbıyık 1999)
- Borulardaki paslanma, çürüme veya tortu kalmasını önlemek amacıyla, genellikle normlar, kullanım suyu sıcaklığı için 50-55 °C' den daha az bir sıcaklık önerirler. Bu sıcaklık Hava -Su tipi ısı pompaları için idealdir ve bunlar kullanılan en yaygın tiptir. (Akbıyık 1999)
- Paralel kullanım, günlük kullanımda buhar kazanlarının on/off tipte kullanımını gerektirir. Fuel-oil ve doğal gaz ısıtmalı buhar kazanlarında bu işlemin bir otomatik kontrol sistemiyle halledilmesi oldukça kolay olmasına rağmen, kömürle ısıtılan kazanlarda bu işlem mümkün olmamaktadır.

- Prosesin ihtiyacı için gerekli olan suyun sıcaklığı 55-60 °C' nin altında olduğunda, ısı pompası ünitesi paralel veya tek başına kazan ile birlikte çalışacaktır. Bir başka deyişle, ısı pompası sadece kullanım suyu sistemi için çalışacaktır. Her iki durumda da, gündüz ısı pompasının kullanılmasıyla kazanın yükü azaltılacaktır. Gece kullanımlarında; ısı yükü minimumda tutulur. Bu dışarıdaki sıcaklığın çok düşük veya kazan ile paralel olmadığı zamanlarda, ısı pompasının gece kullanımı için sağlanır. Dış sıcaklığın çok soğuk olduğu akşamlarda ısı pompası doğrudan kullanılmaz. Sabahın erken saatlerinde ısı yükü aniden arttığında kazan, ısıtmayı devralır. Isı pompası, kullanım suyu ihtiyacına tahsis edilir ve sabah 9-10 saatleri arasında ısı pompasının kapasite kullanımı en üst seviyeye yükselir. Bu durum ve birlikte kullanım aşağıdaki avantajlara sahiptir. (Akbiyık 1999,Coşkun 1993, Moser ve Schnitzer 1994)
 - Isı pompasının kapasitesi minimum olacak şekilde seçilebilir böylece, yatırım maliyetleri azalır,
 - Kazan yakıt tüketimi azalır,
 - Kurulan ısı pompası kış mevsiminde de düzenli çalışır.
- Isı pompasının kapasitesi yaklaşık olarak, bir yılın en soğuk 3 ayının gece ısı ihtiyacı esas alınarak hesaplanmalıdır. Bu yaklaşık olarak, bu aylar için ısı yükünün %40' ı ile orantılıdır. Bu oran, bütün ısıtma mevsimi içinde toplam ısı yükünün %55-60' ına karşılık gelir. Isı pompasının yıllık yükü zaman zaman da kullanım suyu için tahsis edilmesini de kapsayarak %80'i bulmaktadır. Isı pompasının kullanımındaki ekonomiklik, çok soğuk bölgeler haricinde, ısı pompasının %100 kullanımı için de sağlanabilir.
- Bu tip bazı kullanım özellikleri dikkate alındığında endüstride kullanılan ısı pompalarında %13'e kadar enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür.Yine kurutma prosesinde bu harcanan enerji ile ısı pompası kullanımı karşılaştırılırsa %50' ye yakın bir ekonomiklik sağlanmıştır. Coşkun 1993, Moser ve Schnitzer 1994)

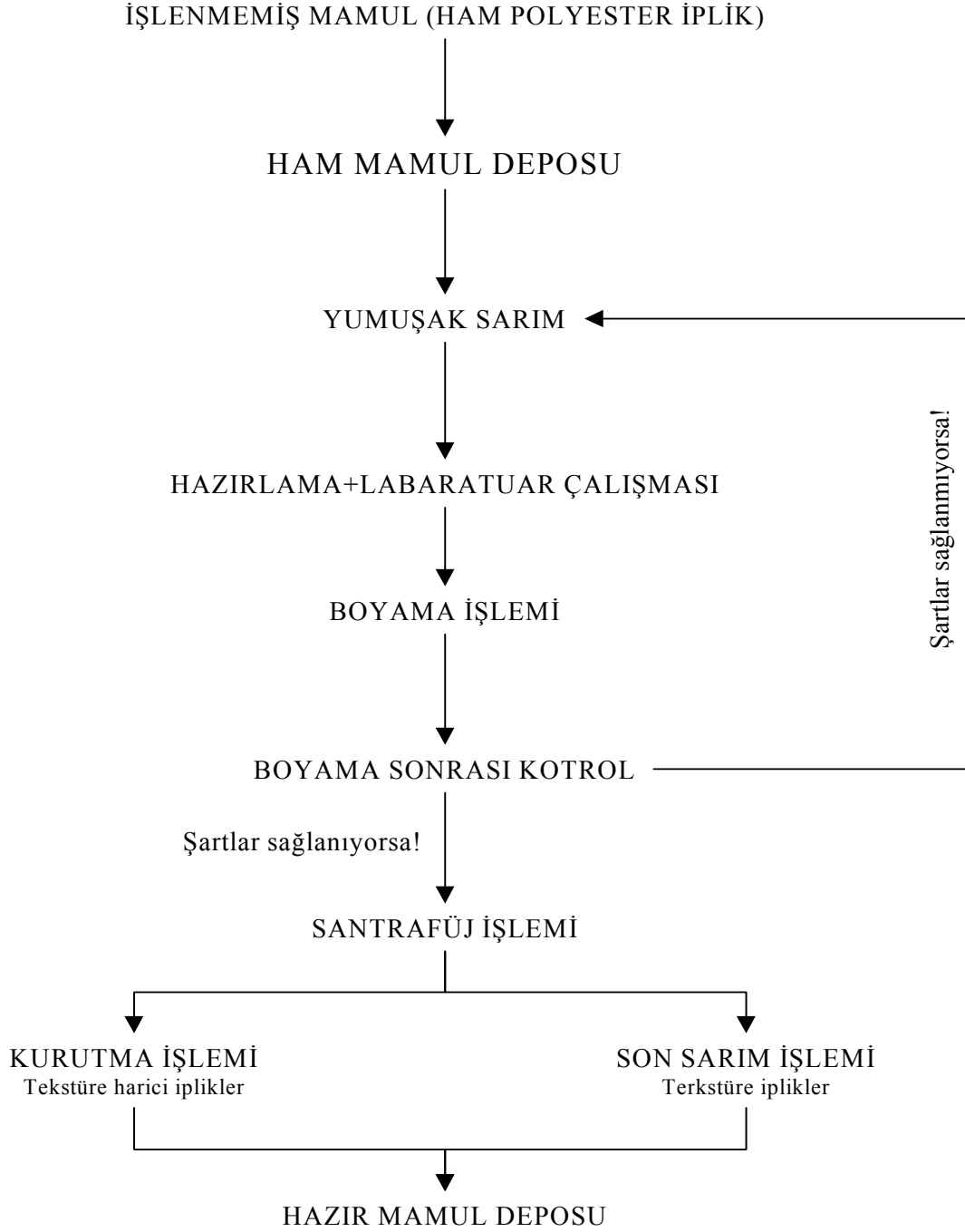
3.8.2 Tekstil Endüstrisinde Atık Isı Oluşumuna Neden Olan Bölümlerin İncelenmesi

Diğer sanayi dallarıyla karşılaştırma yapıldığında tekstil sektörü enerji tüketimi açısından ortalarda bir yer almaktadır. Tekstil endüstrisinin en çok ihtiyaç duyduğu enerji biçimi ise ısı enerjisidir. Ürünün ne olduğuna bağlı olarak istenen sıcaklık ve ısı değerler değişmektedir örneklendirmek gerekirse ürünün cinsine bağlı olarak (pamuklu, yünlü, sentetik vb) gibi her ürünün kendine özgü ısı değeri mevcuttur. Tekstilde enerji tüketimi olayına genel bir bakış yaparsak enerjinin özellikle ısı enerjinin en çok kullanıldığı yer terbiye bölümü olmaktadır. İşletmenin toplam ısı enerjisinin % 70' ini kullanan terbiye bölümüdür. Aynı zamanda dokuma daireleri de klima için en fazla elektrik enerjisinin harcandığı bölümler olarak göze çarpmaktadır. Tüketilen enerjiyi sınıflandırırsak;(Moser ve Schnitzer 1994)

1. %45-75 yaş işlemler (boyama)
2. %15-40 kurutma işlemleri
3. % 8-18 diğer işlemler ve havalandırma sistemleri

Yapacağımız çalışmada belirlenen bu mekanlardan elde edilen atık ısı enerjisinin sıcaklığından yararlanarak işletme için yeni tasarruf kapıları açmak ve varolan sistemler ile ısı pompası sistemlerini karşılaştırma suretiyle hangi sistemin hangi koşullarda verimliliğinin daha iyi olduğunu anlamak için elimizde olan bazı verilerden yola çıkarak ısı pompası sistemimizi kurma çalışması yapıldı. Bu çalışmamıza öncelikle örnek bir tekstil işletmesini ele alarak ve bu işletmede oluşan atık ısının hangi bölümlerden ve ne kadarlık bir oranla oluştuğunu bulundu. (Wallin 1994)

İş Akış Şeması



Şekil 3.15.Bir Tekstil İşletmesi İçin İş Akış Şeması

3.9. Isı Geri Kazanımının Faydaları

- **Çevreye Faydaları**

- Daha az yakıt tüketimi olması sebebi ile hava kirliliğinin azalması
- Atık sıcak suyun düşük olması sebebi ile termal kirlenmeyi engellemek
- Atık su arıtma tesisine soğuk gireceği için aerobik arıtmanın tam olması

- **İşletmeye Faydaları**

- Azalan yakıt tüketimi sebebi ile karlılık,
- Azalan boyama süresi sebebi ile birim zamanda daha fazla üretim
- Sıcak su ile işletmeye başlanması sebebi ile makine içi termal gerilimin azalması, bakım giderlerinin düşmesi, kar ve zaman tasarrufu.

- **Ulusal Ekonomiye Faydaları**

- Maliyetleri düşürebilmemiz sebebi ile dünyada rekabet şansımızın artması
- İş gücü ve öz kaynaklarımızın ekonomik kullanımı sebebi ile sağlanacak kazanç,
- Enerji kaynaklarını ekonomik kullanım sebebi ile döviz kazancı,
- Sektörde karlı şirketlerin artması ile yatırımcıyı teşvik etmek ekonomik canlılık.

3.10. Isı Pompasının Endüstriyel Uygulamaları

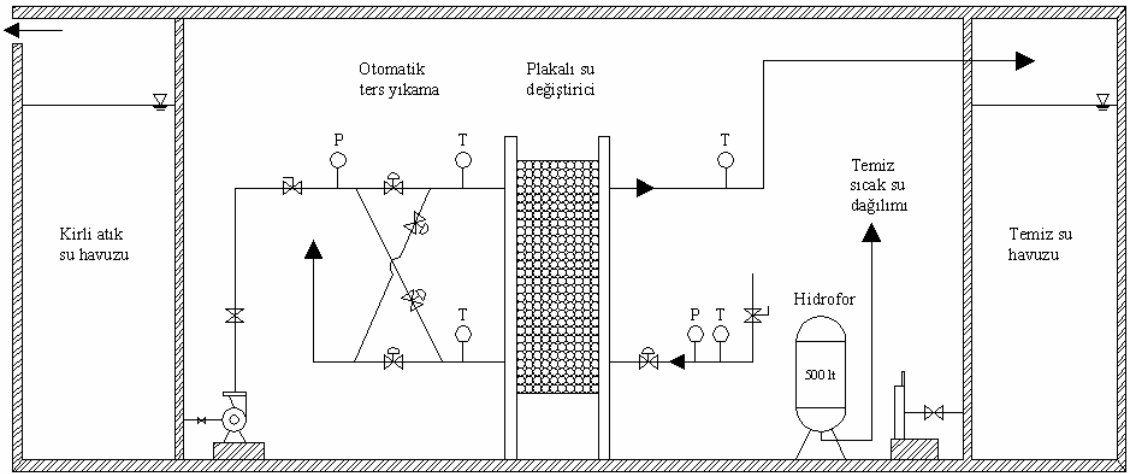
- a- Kimya ve Petro-kimya Endüstrisi
 - Arıtma Tesislerinde Isı Pompası Uygulaması
 - Damıtma Tesislerinde Kızgın Buhardan Isı Geri Kazanımı
 - Kimya Endüstrisinde Ayrıştırma İşlemlerinde (Propan-Bütan Eldesi)
 - Polimerizasyon İşleminde
 - Kimyasal lif eldesi
- b- Kağıt Endüstrisi
- c- Gıda Endüstrisi
 - Pastorizasyon
 - Yiyecek kurutması
 - Yıkama makinelerinde
 - Mayalama İşlemlerinde
 - Balık İşleme ve Konserve Fabrikalarında
 - Mezbalar ve Et İşleme Fabrikasında
 - Soğuk hava Depolarında
- d- Kereste Kurutması
- e- Deniz Suyundan Tatlı Su Eldesinde
- f- Haddeleme İşlemlerinde Isı Geri Kazanımında
- g- Tekstil Endüstrisinde
 - Kurutma İşlemlerinde
 - Boyahanelerde

3.11. Klasik Sistem İle Isı Geri Kazanımı

Tekstil ürünlerinin yıkanması, boyanması gibi işlemler yoğun bir şekilde yumuşak temiz suyun kullanımını gerektirmekte, bu su bir çok uygulamada da 90°C sıcaklıklara kadar ısıtılmakta ve tahliye edilmektedir. Boyalı olması ve diğer maddelerle kirlenmiş olması nedeniyle bu suyun direkt olarak kullanılması mümkün değildir. Boyahanedan çıkan boyalı atık suya fabrikanın kendi arıtma sistemine gönderilmekte yada merkezi arıtma sistemine gönderilmektedir. Arıtma sistemine giden atık suyun giriş sıcaklığı etkili bir arıtma için 30°C' nin altında olmalıdır. Atık su kapasitesi günlük boyanacak kumaş miktarının yaklaşık 100 misli civarındadır. Atık sudan ısı geri kazanımına uygun olarak planlanmış bir fabrikada, boyama makineleri soğuk ve sıcak su tahliyelerinin ayrılmasını sağlayacak şekilde ekipmanlarla donatılmış, fabrika içerisindeki deşarj kanalları da soğuk ve sıcak atık sular için ayrı ayrı düzenlenmiştir. Makinelerin beslemesi de sıcak ve soğuk temiz su beslemesi olarak iki ayrı hattan gerçekleştirilmiştir. Atık sıcak boyalı su bir filtreden geçirilerek içerisinde olması muhtemel kirlilikler giderilir. Bunun içinde otomatize edilmiş dönel filtreler, statik filtreler veya kanala yerleştirilmiş bir dizi ızgara tip filtre kullanılabilir. Böylece sisteme yerleştirilecek pompaların, plakalı tip ısı değiştiricilerin ve diğer ekipmanların tıkanması önlenmelidir. Sıcak kirli su, deşarj kanalının kotuna uygun olarak düzenlenmiş bir dengeleme havuzuna alınır (Şekil 3.16). Havuzun tabana yakın bir kottan santrifüj pompadan (bir adedi yedek) alınan sıcak su plakalı tip ısı değiştiricinin primer devresine gönderilir. Multipass (çok geçişli) olarak bilgisayarda dizayn edilen serbest akışlı plakalı eşanjörde ısını temiz suya aktaran kirli atık su, soğumuş olarak arıtma tesisine sevk edilir. Plakalı ısı değiştiricisinin plakaları AISI 316 kalite paslanmaz çelik olup, su ile temas eden yüzeylerde paslanma riski mevcut değildir. Kirli su giriş hattı üzerinde, otomatik olarak çalışması düzenlenen ters yıkama sistemi, eşanjöre girebilecek elyafların sistemden dışarı atılmasını temin eder. Soğuk temiz su, eşanjörün ilgili bağlantısından eşanjör sekonder devresine girerek kirli suyun verdiği enerji ile ısıtılır ve temiz su deposuna gönderilir. Temiz su deposu tabanına yerleştirilen bir alıcıdan hidrofor ünitesine alınan temiz sıcak su, fabrika sıcak su hattına gönderilir.

Çizimlerde de görüldüğü gibi, havuzların zemin altında yapıp makine dairesini de iki havuz arasında, tamamen zemin altında oluşturmak mümkündür. Bu olanak özellikle yer sıkıntısına iyi bir çözümdür.

Havuz kapasiteleri yaklaşık 100'er m³ yapmak yeterli olmaktadır. Havuzlar dıştan izolasyonlu, içerden ise sızdırmazlık izolasyonlu olarak imal edilmektedir. Havuz seviyeleri seviye şalterleri ile kontrol edilmekte, kirli su havuzu minimum seviyeye indiğinde kirli su pompası otomatik olarak kapanmakta, seviye normale geldiğinde ise pompa çalışıp ventil de açılmaktadır. Temiz su deposu minimuma geldiğinde hidrofor pompası durmakta, normale dönünce tekrar çalışabilecek konuma geri dönmektedir. Temiz su havuzu maksimum seviyeye geldiğinde kirli su pompası durmakta, temiz su giriş ventili otomatik olarak kapanmaktadır. Seviye normale dönünce pompa çalışmakta, ventil açılmaktadır. Sistemin kurulması havuzlar dahil 2 ayda mümkün olabilmekte sistem kendini amorti süresi 4-6 ay arasında olmaktadır.



Şekil 3.16. Isı geri kazanımında klasik sistem uygulaması (Demir, 2003)

Isı değişiminin gerçekleştiği plakalı ısı değiştiricilere plakalı ilavesi yapılarak kapasite belirli sınırlar içerisinde arttırılabilir. Plakaların sökülerek, kolayca temizlenip tekrar yerine bağlanması mümkündür.

Plakalı eşanjör seçiminde dikkat edilmesi gereken özelliklerin en önemlisi, plaka tipinin uygun seçilmesidir. Plaka üzerindeki kanalların yapısı ve plakalar arası mesafe, atık su eşanjörlerinde büyük önem taşımaktadır (Demir, 2003).

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

4.1 Enerji Geri Kazanımında Klasik Sistemin Kullanılması

Bursa'da 2007 yılı rakamları ile 230 boyahane faaliyet göstermektedir. Bu çalışma Nilüfer organize sanayi bölgesinde bulunan bir tekstil fabrikasında gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.16 'da bir tekstil fabrikasında ısı geri kazanımında kullanılan klasik sistem görülmektedir. İncelediğimiz bu işletmedeki veriler :

Atık su debisi : 700 ton/gün = 35 ton/h

Atık suyun eşanjöre giriş sıcaklığı : 65 °C

Atık suyun eşanjöre çıkış sıcaklığı : 25 °C

Soğuk temiz suyun eşanjöre giriş sıcaklığı : 20 °C

Soğuk temiz suyun eşanjöre çıkış sıcaklığı : 60 °C

4.1.1. Yıllık Enerji Tasarruf Oranı

35 ton/h debisindeki atık sudan çekilen enerji aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{asu} c_{p_{su}} (T_{asg} - T_{asç}) = 35000 \text{ kg/h} \times 4.18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times (65 - 25)^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_b = 5852000 \text{ kJ/h} = 5852 \text{ MJ/h}$$

$$1 \text{ m}^3 \text{ doğal gazın taşıdığı enerji} = 34.485 \text{ MJ/m}^3$$

$$\text{Soğuk suyun ısıtılması ile kazanılan enerjinin doğal gaz eşdeğeri} = 5852 / 34,485$$

$$\text{Soğuk suyun ısıtılması ile kazanılan enerjinin doğal gaz eşdeğeri} = 169,69 \text{ m}^3 / \text{h}$$

İşletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş gün çalıştığı düşünülürse yıllık tasarruf : 20 saat x 300 gün x 169.69 m³ / saat = 1018140 m³ doğal gaz / yıl

$$\text{Ortalama doğal gaz fiyatı} = 0.257 \text{ Euro / m}^3 \text{ Mayıs 2007 fiyatı alındığında ;}$$

$$\text{Enerji tasarrufundan sağlanan yıllık kazanç} : 1018140 \text{ m}^3 \times 0.257 \text{ Euro / m}^3 = 261662 \text{ Euro}$$

4.1.2. Klasik Sistemli Projenin Maliyeti

Projenin maliyetine teşkil eden temel elemanlar ve tutarlar Bursa organize sanayi bölgesinde kurulu bulunan eşanjör, kazan, tank ve pompa konusunda üretim, satış ve montaj yapan çeşitli firmalar ile T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı Yapı İşleri Tesisat birim fiyat ve tarifeleri (2007)' ten alınmıştır. Toplam teçhizat tutarı (izolasyon dahil) 20000 Euro dur.

Yatırım maliyeti hesaplanırken aşağıdaki maliyetlerin de göz önüne alınması gerekmektedir. Bunlar sırasıyla ekipman, mühendislik, bağlantılar ve kablolar, montaj, testler ve ayarlar, üretim kayıpları, beklenmeyen harcamalar olup toplam tahmini maliyet 100000 Euro dur.

Bir yatırımın ekonomik olup olmadığını değerlendirmek için birkaç metot vardır. Bunlardan en basiti geri ödeme metodudur. Bu ise yatırımda sarf edilen tüm paranın geri alınması için geçen süredir (Etemoğlu ve diğ.2006).

$$\text{Geri Ödeme Süresi (Ay)} = \frac{\text{Yatırım Maliyeti}}{\text{Yıllık Tasarruf}}$$

$$\text{Geri Ödeme Süresi (Ay)} = \frac{100000}{261662} \times 12 = 4.7$$

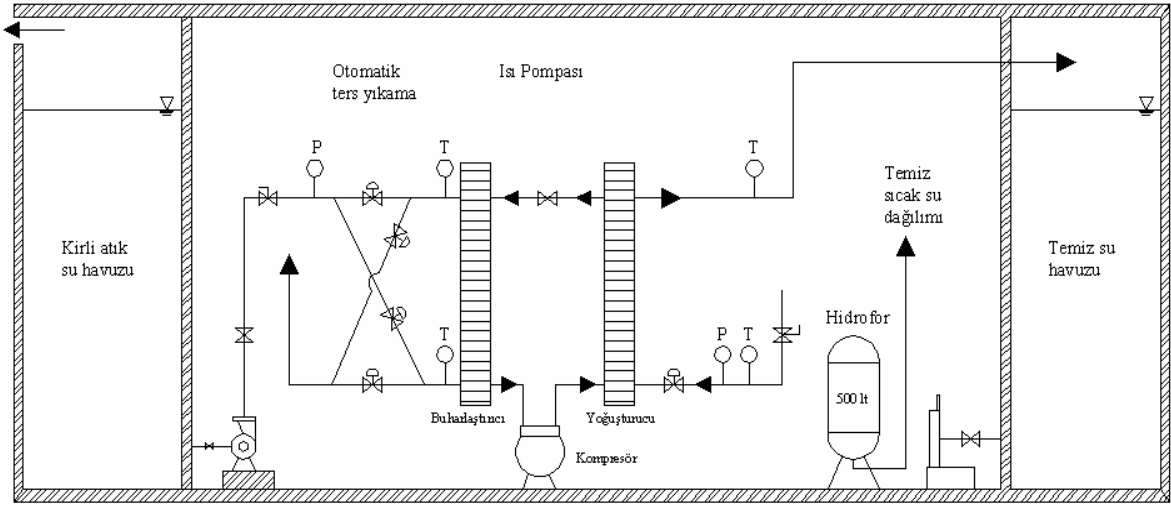
Geri Ödeme Süresi yaklaşık 5 aydır.

4.2. Enerji Geri Kazanımında Plakalı Eşanjör Yerine Isı Pompalı

Sistemin Kullanılması

Tekstil fabrikalarında enerji geri kazanımında klasik sistem yerine ısı pompası uygulaması Şekil 4.1' de görülmektedir. Kirli atık su havuzundan atılan atık su plakalı eşanjör yerine ısı pompası buharlaştırıcısına gönderilir. Atık suyun ısını alan soğutucu akışkan buharlaşır ve kompresör tarafından emilerek, yoğuşturucuya gönderilir. Yüksek basınç ve sıcaklıkta kızgın buhar fazında yoğuşturucuya giren soğutucu akışkan, ısını buraya gönderilen temiz kullanma suyuna vererek yoğuşur.

Bu çalışmada tasarlanan ısı pompasında dolaşan soğutucu akışkan R134a olarak seçilmiştir. Tasarım buharlaştırıcı sıcaklığı, buharlaştırıcıya gönderilen atık su giriş sıcaklığından 5°C düşük seçilirken, yoğuşurucu sıcaklığı ise, yoğuşurucuya giren temiz su sıcaklığından 5°C yüksek seçilmiştir. Kompresör girişinde 5°C aşırı kızdırma, yoğuşurucu çıkışında ise 5°C aşırı kızdırma gerçekleştiği kabul edilmiştir. Tablo 1' de ısı pompası tasarım değerleri detaylı şekilde verilmektedir. R134a soğutucu akışkanına ait basınç entalpi diyagramı yardımıyla, ısı pompasında dolaşan R134a soğutucu akışkanının özgül entalpi değerleri kolaylıkla bulunmuştur. Bu değerler kullanılarak yapılan hesaplamalar ise Tablo 2' de verilmektedir.



Şekil 4.1. Isı geri kazanımında ısı pompası uygulaması

4.2.1. Teorik Analiz

Bir ısı pompasının temel denklemleri termodinamiğin I. kanununa dayanmaktadır. Gerekli hesaplamalar, Termodinamiğin I. kanunundan türetilen denklemler yardımıyla hesaplanmaktadır.

Buharlaştırıcı kapasitesi :

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{as u} c_{p_{su}} (T_{asg} - T_{asç}) \quad (1)$$

Sistemde dolaşması gereken soğutucu akışkan debisi :

$$\dot{m}_s = \dot{Q}_b / (h_1 - h_4) \quad (2)$$

Yoğuşturucu kapasitesi :

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_s (h_2 - h_3) \quad (3)$$

Yoğuşturucuda dolaşan temiz su debisi :

$$\dot{m}_{tsu} = \dot{Q}_y / (c_{p_{su}} (T_{ts\dot{g}} - T_{ts\dot{g}})) \quad (4)$$

Kompresör kapasitesi :

$$\dot{W}_K = \dot{m}_s (h_{2s} - h_1) / \eta_{mk} \eta_i \quad (5)$$

Isıtma tesir katsayısı ise :

$$ITK = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_K} \quad (6)$$

şeklinde hesaplanır (Yamankaradeniz, 1987).

Burada;

\dot{Q}_b = Buharlaştırıcı kapasitesi, (kW)

\dot{Q}_y = Yoğuşturucu kapasitesi, (kW)

\dot{m}_s = Devrede dolaşan soğutucu akışkan debisi, (kg/s)

$c_{p_{su}}$ = Suyun özgül ısısı, kJ/kg°C

$T_{as\dot{g}}$ = Atık su giriş sıcaklığı, (°C)

$T_{as\dot{ç}}$ = Atık su çıkış sıcaklığı, (°C)

$T_{ts\dot{g}}$ = Temiz su giriş sıcaklığı, (°C)

$T_{tsç}$ = Temiz su çıkış sıcaklığı, (°C)

η_{mk} = Kompresör mekanik verimi

η_i = Kompresör iç verimi

4.2.2.Çevrim Hesaplamaları

Soğutucu akışkan olarak R134a kullanılacağı için (lnP-h) diyagramından (Ek-1) okunan değerler

$$h_1 = 415 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = 440 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 285 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1)/0,80$$

$$h_2 = 446 \text{ kJ/kg}$$

Buharlaştırıcı

$$Q_{BUH} = \dot{m}_{asu} \cdot C_{ps} \cdot \Delta T$$

$$Q_{BUH} = 9,72 \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ KJ / kg } ^\circ\text{C} \cdot (65 - 25) ^\circ\text{C}$$

$$Q_{BUH} = 1625 \text{ kW}$$

Soğutucu Akışkan Debisi (R134a)

$$Q_{BUH} = \dot{m}_s (h_1 - h_4)$$

$$1625 \text{ kW} = \dot{m}_s (415 \text{ kJ/kg} - 285 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{m}_s = 12,5 \text{ kg/s}$$

Yoğuşturucu

$$Q_{YOĞ} = \dot{m}_s (h_2 - h_3)$$

$$Q_{YOĞ} = 12,5 \text{ kg/s} (446 \text{ kJ/kg} - 285 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{YOĞ} = 2013 \text{ Kw}$$

Yoğuşturucu su debisi

$$Q_{YOG} = \dot{m}_{ts} C_{ps} \cdot \Delta T$$

$$2013 \text{ Kw} = \dot{m}_{ts} 4,18 \text{ Kj / kg}^\circ\text{C} \cdot (60 - 20)$$

$$\dot{m}_{ts} = 12 \text{ kg /s}$$

Kompresör

$$W_K = \dot{m}_s (h_{2s} - h_1) / \eta_{ik} \cdot \eta_{mk}$$

$$W_K = 12,5 \text{ kg/s} (440 \text{ kj/kg} - 415 \text{ kj/kg}) / 0,68$$

$$W_K = 460 \text{ kW}$$

Isıtma Tesir Katsayısı (ITK)

$$ITK = Q_{YOG} / W_K$$

$$ITK = 2013 \text{ kW} / 460 \text{ kW}$$

$$ITK = 4,37$$

Kapasiteler

$$\text{Buharlaştırıcı (su soğutmalı)} = 1625 \text{ Kw}$$

$$\text{Yoğuşturucu (su soğutmalı)} = 2013 \text{ Kw}$$

$$\text{Kompresör} = 460 \text{ Kw}$$

Tablo 1. Isı pompası tasarım değerleri

Tasarım parametreleri	Sembol	Değerleri
Sistemde dolaşan soğutucu akışkan		R134a
Yoğuşturucu sıcaklığı	T_y	65 °C
Buharlaştırıcı sıcaklığı	T_b	20 °C
Temiz su giriş sıcaklığı	$T_{ts\dot{g}}$	20 °C
Temiz su çıkış sıcaklığı	$T_{ts\dot{ç}}$	60 °C
Atık su giriş sıcaklığı	$T_{as\dot{g}}$	65 °C
Atık su çıkış sıcaklığı	$T_{as\dot{ç}}$	25 °C
Atık su miktarı	\dot{m}_{asu}	35 ton / h
Kompresör mekanik verimi	η_m	% 85
Kompresör iç verim	η_i	%80

Tablo 2. Isı pompasının hesaplanan değerleri

Hesaplanan parametreler	Sembol	Değerleri
Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül entalpi değeri	h_1	415 kJ/kg
Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül entalpi değeri	h_2	446 kJ/kg
Yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül entalpi değeri	h_3	285 kJ/kg
Buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın özgül entalpi değeri	h_4	285 kJ/kg
Buharlaştırıcı kapasitesi	\dot{Q}_b	1625 kW
Sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı	\dot{m}_s	12.5 kg/s
Yoğuşturucu kapasitesi	\dot{Q}_y	2013 kW
Kompresör kapasitesi	\dot{W}_k	460 kW
Temiz su debisi	\dot{m}_{tsu}	43.2 ton/h
Isıtma tesir katsayısı	ITK	4.37

4.2.3. Isı Pompalı Projenin Maliyeti

Projenin maliyetine teşkil eden temel elemanlar ve tutarlar Bursa organize sanayi bölgesinde kurulu bulunan evaporatör, kondenser, kompresör konusunda üretim, satış ve montaj yapan çeşitli firmalar ile T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı

Yapı İşleri Tesisat Birim Fiyat ve Tarifeleri (2007) ‘ ten alınmıştır. Toplam teçhizat tutarı (izolasyon dahil) 70000 Euro dur.

Yatırım maliyeti hesaplanırken aşağıdaki maliyetlerin de göz önüne alınması gerekmektedir. Bunlar sırasıyla ekipman, mühendislik, bağlantılar ve kablolar, montaj, testler ve ayarlar, üretim kayıpları, beklenmeyen harcamalar olup toplam tahmini maliyet 120000 Euro dur.Doğal gaz ile ilgili teknik veriler bursagaz firmasından alınmıştır.(<http://www.bursa-gaz.com.tr>, 2007)

4.2.4. Yıllık Enerji Tasarrufu Oranı

$$\dot{Q}_y = 2013 \text{ kW} = 2013 \text{ kJ} / \text{s} = 7246800 \text{ kJ} / \text{h} = 7246.800 \text{ MJ} / \text{h}$$

$$1 \text{ m}^3 \text{ doğal gazın taşıdığı enerji} = 34.485 \text{ MJ} / \text{m}^3$$

$$\text{Soğuk suyun ısıtılması ile kazanılan enerjinin doğal gaz eşdeğeri} = 7246.800 / 34.485$$

$$\text{Soğuk suyun ısıtılması ile kazanılan enerjinin doğal gaz eşdeğeri} = 210.14 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\text{Ortalama doğal gaz fiyatı} = 0.257 \text{ Euro} / \text{m}^3 \text{ Mayıs 2007 fiyatı alındığında ;}$$

$$\text{Enerji tasarrufundan sağlanan saatlik kazanç} : 210.14 \text{ m}^3 / \text{h} \times 0.257 \text{ Euro} / \text{m}^3 = 54 \text{ Euro} / \text{h}$$

$$\text{Kompresörden dolayı harcanan elektrik maliyeti} : \text{Kompresör kapasitesi} = 460 \text{ Kw}$$

$$\text{Ortalama sanayi elektrik fiyatı} = 0.121 \text{ YTL} / \text{Kwh} \text{ Mayıs 2007 fiyatı alındığında ;}$$

$$\text{Ortalama sanayi elektrik fiyatı} = 0.067 \text{ Euro} / \text{Kwh} \text{ Mayıs 2007 fiyatı alındığında ;}$$

$$\text{Kompresörden harcanan elektrik maliyeti} = 460 \text{ Kwh} \times 0.067 \text{ Euro} / \text{Kwh} = 31 \text{ Euro}$$

$$\text{Toplam Kazanç} = 54 \text{ Euro} - 31 \text{ Euro} = 22 \text{ Euro} \text{ (saatlik)}$$

İşletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş gün çalıştığı düşünülürse yıllık tasarruf ;

$$22 \text{ Euro} \times 20 \text{ saat} \times 300 \text{ gün} = 132000 \text{ Euro} \text{ (yıllık)}$$

$$\text{Geri ödeme süresi (Ay)} = \frac{\text{Yatırım Maliyeti}}{\text{Yıllık Tasarruf}}$$

$$\text{Geri ödeme süresi (Ay)} = \frac{120000}{132000} \times 12 = 10.9$$

Geri ödeme süresi yaklaşık 11 aydır.

4.3 Düşük Sıcaklıktaki Atık Isıdan Isı Pompası Yardımı İle Isı Geri

Kazanımı

4.3.1.Çevrim Hesaplamaları:

Soğutucu akışkan olarak R134a kullanılacağı için (lnP-h) diyagramından (Ek-1)okunan değerler

$$h_1 = 410 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = 435 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 258 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1) / 0,80$$

$$h_2 = 441,25 \text{ kJ/kg}$$

Buharlaştırıcı

$$Q_{\text{BUH}} = \dot{m}_{\text{asu}} \cdot C_{\text{ps}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{\text{BUH}} = 4,86 \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ KJ / kg } ^\circ\text{C} \cdot (40 - 10) ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{BUH}} = 609 \text{ kW}$$

Soğutucu Akışkan Debisi (R134a)

$$Q_{\text{BUH}} = \dot{m}_s (h_1 - h_4)$$

$$609 \text{ kW} = \dot{m}_s (410 \text{ kJ/kg} - 258 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{m}_s = 4 \text{ kg/s}$$

Yoğuşturucu

$$Q_{YOĞ} = \dot{m}_s \cdot (h_2 - h_3)$$

$$Q_{YOĞ} = 4 \text{ kg/s} (441, 25 \text{ kJ/kg} - 258 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{YOĞ} = 733 \text{ Kw}$$

Yoğuşturucu su debisi

$$Q_{YOĞ} = \dot{m}_{ts} \cdot C_{ps} \cdot \Delta T$$

$$733 \text{ Kw} = \dot{m}_{ts} \cdot 4,18 \text{ Kj / kg}^\circ\text{C} \cdot (40 - 20)$$

$$\dot{m}_{ts} = 8, 76 \text{ kg /s}$$

Kompresör

$$W_K = \dot{m}_s (h_{2s} - h_1) / \eta_{ik} \cdot \eta_{mk}$$

$$W_K = 4 \text{ kg/s} (441, 25 \text{ kJ/kg} - 410 \text{ kJ/kg}) / 0,68$$

$$W_K = 184 \text{ kW}$$

Isıtma Tesir Katsayısı (ITK)

$$ITK = Q_{YOĞ} / W_K$$

$$ITK = 733 \text{ kW} / 184 \text{ kW}$$

$$ITK = 3, 98$$

Kapasiteler

$$\text{Buharlaştırıcı (su soğutmalı)} = 609 \text{ Kw}$$

$$\text{Yoğuşturucu (su soğutmalı)} = 733 \text{ Kw}$$

$$\text{Kompresör} = 184 \text{ Kw}$$

Tablo 3. Düşük sıcaklıktaki ısı pompası tasarım değerleri

Tasarım parametreleri	Sembol	Değerleri
Sistemde dolaşan soğutucu akışkan		R134a
Yoğuşturucu sıcaklığı	T_y	45 °C
Buharlaştırıcı sıcaklığı	T_b	5 °C
Temiz su giriş sıcaklığı	T_{tsg}	20 °C
Temiz su çıkış sıcaklığı	$T_{tsç}$	40 °C
Atık su giriş sıcaklığı	T_{asg}	40 °C
Atık su çıkış sıcaklığı	$T_{asç}$	10 °C
Atık su miktarı	\dot{m}_{asu}	17, 5 ton / h
Kompresör mekanik verimi	η_m	% 85
Kompresör iç verim	η_i	%80

Tablo 4. Düşük sıcaklıktaki ısı pompasının hesaplanan değerleri

Hesaplanan parametreler	Sembol	Değerleri
Kompresör girişindeki soğutucu akışkanın özgül entalpi değeri	h_1	410 kJ/kg
Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül entalpi değeri	h_2	441, 25 kJ/kg
Yoğuşturucu çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül entalpi değeri	h_3	258 kJ/kg
Buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın özgül entalpi değeri	h_4	258 kJ/kg
Buharlaştırıcı kapasitesi	\dot{Q}_b	609 kW
Sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı	\dot{m}_s	4 kg/s
Yoğuşturucu kapasitesi	\dot{Q}_y	733 kW
Kompresör kapasitesi	\dot{W}_k	184 kW
Temiz su debisi	\dot{m}_{tsu}	31, 5 ton/h
Isıtma tesir katsayısı	ITK	3,98

4.3.2. Düşük Sıcaklıktaki Atık Isıdan Isı Pompası Yardımı İle Isı Geri

Kazanımı Maliyeti

Projenin maliyetine teşkil eden temel elemanlar ve tutarlar Bursa organize sanayi bölgesinde kurulu bulunan evaporatör, kondenser, kompresör konusunda üretim, satış ve montaj yapan çeşitli firmalar ile T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı

Yapı İşleri Tesisat Birim Fiyat ve Tarifeleri (2007) ‘ ten alınmıştır. Toplam teçhizat tutarı (izolasyon dahil) 20000 Euro dur.

Yatırım maliyeti hesaplanırken aşağıdaki maliyetlerin de göz önüne alınması gerekmektedir. Bunlar sırasıyla ekipman, mühendislik, bağlantılar ve kablolar, montaj, testler ve ayarlar, üretim kayıpları, beklenmeyen harcamalar olup toplam tahmini maliyet 50000 Euro dur. Doğal gaz ile ilgili teknik veriler bursagaz firmasından alınmıştır.(<http://www.bursa-gaz.com.tr>, 2007)

4.3.3. Yıllık Enerji Tasarrufu Oranı

$$\dot{Q}_y = 733 \text{ kW} = 733 \text{ kJ} / \text{s} = 2638800 \text{ kJ} / \text{h} = 2638,800 \text{ MJ} / \text{h}$$

$$1 \text{ m}^3 \text{ doğal gazın taşıdığı enerji} = 34.485 \text{ MJ} / \text{m}^3$$

$$\text{Soğuk suyun ısıtılması ile kazanılan enerjinin doğal gaz eşdeğeri} = 2638,800 / 34.485$$

$$\text{Soğuk suyun ısıtılması ile kazanılan enerjinin doğal gaz eşdeğeri} = 76,5 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\text{Ortalama doğal gaz fiyatı} = 0.257 \text{ Euro} / \text{m}^3 \text{ Mayıs 2007 fiyatı alındığında ;}$$

$$\text{Enerji tasarrufundan sağlanan saatlik kazanç} : 76,5 \text{ m}^3 / \text{h} \times 0.257 \text{ Euro} / \text{m}^3 = 19,6 \text{ Euro} / \text{h}$$

$$\text{Kompresörden dolayı harcanan elektrik maliyeti} : \text{Kompresör kapasitesi} = 184 \text{ Kw}$$

$$\text{Ortalama sanayi elektrik fiyatı} = 0.121 \text{ YTL} / \text{Kwh} \text{ Mayıs 2007 fiyatı alındığında ;}$$

$$\text{Ortalama sanayi elektrik fiyatı} = 0.067 \text{ Euro} / \text{Kwh} \text{ Mayıs 2007 fiyatı alındığında ;}$$

$$\text{Kompresörden harcanan elektrik maliyeti} = 184 \text{ Kwh} \times 0.067 \text{ Euro} / \text{Kwh} = 12,3 \text{ Euro}$$

$$\text{Toplam Kazanç} = 19,6 \text{ Euro} - 12,3 \text{ Euro} = 7,3 \text{ Euro} \text{ (saatlik)}$$

İşletmenin günde ortalama 20 saat çalıştığı ve yılda 300 iş gün çalıştığı düşünülürse yıllık tasarruf ;

$$7,3 \text{ Euro} \times 20 \text{ saat} \times 300 \text{ gün} = 43800 \text{ Euro} \text{ (yıllık)}$$

$$\text{Geri ödeme süresi (Ay)} = \frac{\text{Yatırım Maliyeti}}{\text{Yıllık Tasarruf}}$$

$$\text{Geri ödeme süresi (Ay)} = \frac{50000}{43800} \times 12 = 13$$

Geri ödeme süresi yaklaşık 13 aydır.

4.4. Klasik sistem ile düşük sıcaklıkta kullanılan ısı pompasının birlikte kullanılması

Bundan önceki çalışmamızda atık ısıdan enerji tasarrufunda yüksek sıcaklıkta klasik sistemin ısı pompalı sisteme göre daha avantajlı olduğunu elde edildi. Klasik sistemin 40 °C' nin altında verimli olmamasından dolayı bu çalışmamızda yüksek sıcaklıklarda klasik sistemin düşük sıcaklıklarda ise ısı pompasının birlikte kullanılmasının işletmeye getireceği tasarruf miktarı bulundu.

Klasik sistemin maliyeti : 100000 Euro (bkz. Sf. 45)

Klasik sistemin yıllık enerji tasarrufu : 261662 Euro (bkz. Sf. 44)

Düşük sıcaklıktaki ısı pompasının maliyeti : 50000 Euro (bkz. Sf. 55)

Düşük sıcaklıktaki ısı pompasının yıllık enerji tasarrufu:43800 Euro (bkz. Sf. 55)

$$\text{Geri ödeme süresi (Ay)} = \frac{\text{Yatırım Maliyeti}}{\text{Yıllık Tasarruf}}$$

$$\text{Geri ödeme süresi (Ay)} = \frac{100000 + 50000}{261662 + 43800} \times 12 = 5.8$$

Geri ödeme süresi yaklaşık 6 aydır.

4.5. Sistemlerin Karşılaştırılması

Sistemlerin ekonomik olarak karşılaştırılması Tablo 5’ de verilmektedir. Tablo 5’ de görüldüğü gibi, plakalı eşanjörün ilk yatırım maliyeti ile ısı pompasının ilk yatırım maliyet değerleri arasında 20000 Euro’ luk bir fark mevcut iken, yıllık enerji tasarrufunu açısından da plakalı eşanjör daha üstün gözükmektedir. Plakalı ısı eşanjörün geri ödeme süresi 5 ay iken ısı pompasının ise geri ödeme süresi 11 aydır. Elde edilen sonuçlara göre, 65 °C deki atık ısıdan enerji geri kazanımı her bakımdan plakalı eşanjör yerine ısı pompası kullanılmasının avantajlı olmadığı görülmektedir. Fakat plakalı eşanjörün 40 °C ‘nin altındaki sıcaklıklarda kullanılmadığı düşünülürse düşük sıcaklıklar için ısı pompasını kullanmak tartışmasız enerji tasarrufu sağlamaktadır. Son olarak ise yüksek sıcaklıkta klasik sistemin düşük sıcaklıkta ise ısı pompasının kullanılması her açıdan ciddi enerji tasarrufu ve işletmeye büyük karlılık kazandırmaktadır.

Tablo 5. Enerji geri kazanımında kullanılan sistemlerin ekonomik olarak karşılaştırılması

Sistem	İlk yatırım maliyeti (Euro)	Yıllık enerji tasarrufu (Euro)	Geri ödeme süresi (ay)
Plakalı eşanjör	100000	261662	5
Isı pompası	120000	132000	11
Düşük sıcaklıktaki ısı pompası	50000	43800	13
Klasik sistem + Düşük sıcaklıktaki ısı pompası	150000	305462	6

5. TARTIŞMA SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüzde atıkların çevreye olan zararları büyük boyutlara ulaşmıştır. Dünya bu konuda yeterli duyarlılığı geç de olsa fark etmiştir. Ülkemiz açısından da bu durum çok iç açıcı değildir. Denetleme imkanlarının yetersizliğinden dolayı sanayiciler atık konusunda tedbir almamakta ve bunun sonucunda nehirlerimiz, göllerimiz ve denizlerimiz hızla kirlenmekte ve kullanılamaz hale gelmektedir. Bütün bu olumsuzluklara rağmen ülkemiz bu konuda geç kalmış değildir. Alınacak önlemlerle hem bu kirlenmeler önlenebilir hem de enerji tasarrufu sayesinde karlılık oranları ciddi şekilde artabilir.

Özellikle son zamanlarda gerek Dünya platformunda gerekse Türkiye de Küresel Isınma sıkça tartışılan ve önlem alınması gereken başlıca konu durumundadır. Küresel Isınma' dan korunmanın ve zararlarını azaltmanın başlıca yöntemi de her alanda ciddi bir enerji tasarrufu yapmaktır. Enerji tasarrufu kar demektir. Enerjiyi sorumsuzca kullanmak ve savurganca harcamak milli ekonomimiz için büyük bir kayıptır. Türkiye enerji kaynakları (petrol, doğal gaz ,su) bakımından çok zengin ülke değildir. Geleceğin dünyasında var olmak için enerjinin en büyük güç olacağı düşünülür ise bir an önce devletin ilgili kurum ve kuruluşları el birliği ile konuya gereken hassasiyeti bir an önce göstermelidir.

Enerjiyi tasarruf yöntemlerinden biriside atık ısıdan yararlanma yöntemidir. Bu çalışmada bir tekstil fabrikası boyahanesinde 65°C' de atılan atık suyun ısından yararlanmak amacıyla plakalı eşanjör ve ısı pompası kullanılması ekonomik yönden araştırılmıştır. Yapılan ekonomik analizin sonucu olarak, plakalı eşanjör kullanımı, ısı pompasına nazaran ilk yatırım maliyeti açısından 20000 Euro, yıllık enerji tasarrufu açısından yaklaşık 130000 Euro, geri ödeme süresi açısından 6 ay daha avantajlı görülmektedir.

Atık ısıdan enerji geri kazanımında plakalı eşanjörlerin 40°C ile 100°C sıcaklıkları aralığında verimli olarak çalışabildiği, 40°C' nin altındaki sıcaklıklarda veriminin düşük olduğu, bilinmektedir. Endüstride, 40°C' nin altında bir çok atık su mevcuttur. 40°C' nin altındaki suların endüstride çok geniş bir kullanım alanı

olduğunu düşünürsek bu atık suların ısısından yararlanılarak çok büyük enerji tasarrufu yapılacaktır. Yapılan bu uygulamalarda düşük sıcaklıktaki bu atık suların ısısından yararlanılmasında ısı pompası kullanılması daha uygun olacağı görölmektedir. Bu konuda yapılacak çalışmalar, ilerisi için ışık tutacaktır.

KAYNAKLAR

- ALİBAŞ,K.1988. Isı Pompalarının, Termodinamiği, Yapısı ve Enerji Tasarrufu Yönünden Önemi. Makine Mühendisleri Odası Yayını. Cilt 29, sayı 341 Ankara.s.24
- AL-RABGHI ,O.M, BEIRUTTY,M, AKYURT,M, NAJJAR,Y, ALP.T., 1993. Recorvery and Utilization of Waste Heat. Heat recorvey Systems & CHP. Vol.13,No:5,pp.463-470
- AKBIYIK,E. 1999. Tekstil Endüstrisinde, atık Sularla Kayıp Olan Enerjinin Isı Pompaları Yardımıyla Geri Kazanımı. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.İstanbul.s.50-75
- COŞKUN,S. 1993. Kurutma İşlemlerinde Isı Pompası ile Enerji Tasarrufu Sağlanmasının İncelenmesi. U.Ü.Fen Bilimleri Enstitüsü. Bursa
- DEMİR, Y. 2003. Tekstilde plakalı tip ısı değıştircilerinin ısı geri kazanımı uygulamalarındaki avantajları, Tesisat Dergisi, 86, s.146-150.
- DURGUN,İ.1996. Isı Pompasının Endüstriyel Uygulamaları. U.Ü.Müh.Fak. Bursa.s.29-49
- ERYILMAZ,H. 1986. Tekstil Sanayiinde Enerji tasarrufunda Isı Pompası. U.Ü.Müh.Fak Bursa.s.50-55
- EĞRİKAVUK,Ü.1995. Tesisat Dergisi.sayı 15, İstanbul.s.11
- EKİNCİ,F. 2001. Experimental Investigation of a Water Air Heat Pump. Çukurova University Institue of Natural and Applied Sciences. Adana.s.60-67
- ETEMOĞLU, A.B., İŞMAN, M.K., CAN, M. 2006. Bursa ve çevresinde jeotermal enerjinin kullanılabilirliğinin incelenmesi, U.Ü. Mühendislik- Mimarlık Fakültesi Dergisi, 11 (1), s.55-64.
- <http://www.bursa-gaz.com.tr>, Erişim Tarihi: 22.06.2007. Konu:Doğal gaz birim fiyatları
- KILIÇ,M,YİĞİT,A.2000.ISI TRANSFERİ. Vipaş.Bursa.s.241-256
- LAZZARİN,R.M.1995 Heat Pump in Industry II:Applications. Heat recorvey Systems & CHP. Vol.15,No:3,pp.305-317
- LAZZARİN,R.M.1998 Heat Pump in Industry-I.Equipment.Heat recorvey Systems & CHP. Vol.14,No:6,pp.581-597
- MOSER,F.,SCHNİTZER,H.,”HEAT PUMP İN INDUSTRY”, n.p.:n.p.,n.d.

YAMANKARADENİZ,R.1986.İsı pompasının Dünyadaki Tarihi Gelişimi ve Halen Türkiye’de Uygulanmamasının Nedenleri.Makine Mühendisleri Odası Yayını. Cilt 27, sayı 316, Ankara, s.21

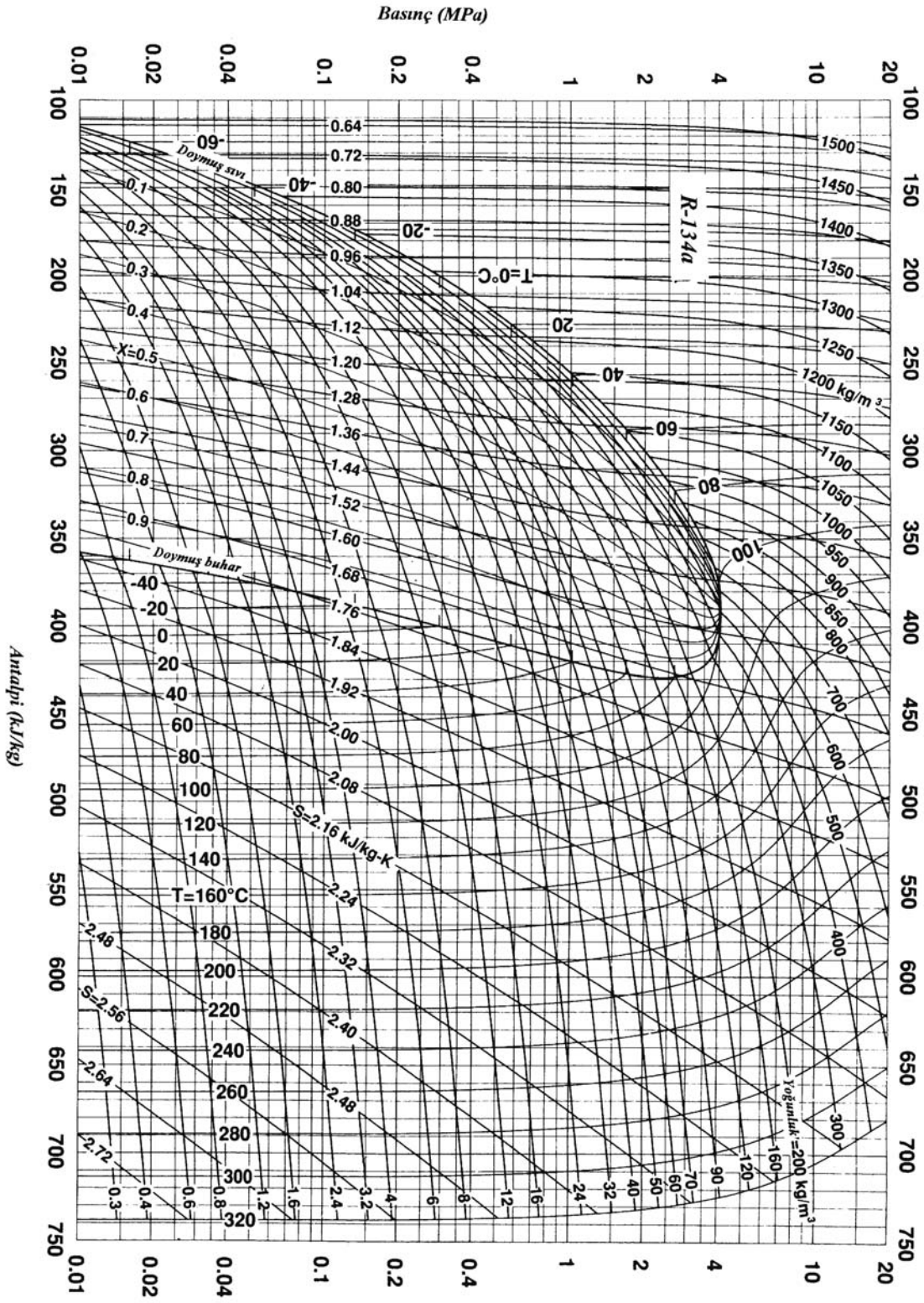
YAMANKARADENİZ,R.1987.Tekstil Sanayinde kurutma işlemlerinde ısı pompası kullanılarak enerji tasarrufu sağlanması.TEKSTİL VE TEKNİK,s.56-58

YAMANKARADENİZ,R, HORUZ,İ, COŞKUN, S. 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Vipaş. Bursa.s.80-205.

WALLIN,E,BERNTSSON,T.1994. Integration of Heat Pumps in Industrial Processes.Heat recovey Systems & CHP. Vol.14,No:3,pp.287-296

TMMOB MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI.2002. Kalorifer Tesisatı Hazırlama Esasları.MMO Yayını.s.49-50

Ek-1



ÖZGEÇMİŞ

1980 Yılında İstanbul' da doğdu.İlk,Orta ve Lise tahsilini Bursa da tamamladı.2004 yılında Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliğinden Lisans diplomasını aldı.Daha sonra Biytaş A.Ş firmasında mühendis olarak çalıştı. 2005 yılında Uludağ Üniversitesi T.B.M.Y.O' da Öğretim Görevlisi olarak göreve başladı.Halen Uludağ Üniversitesi T.B.M.Y.O' da Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.

TEŞEKKÜR

Uludağ Üniversitesi'ndeki eğitimim sürecince bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, tez çalışmamı yöneterek büyük katkısını gördüğüm Öğretim Üyesi Danışman Hocam Sayın Prof.Dr.Muhiddin CAN' a, her zaman değerli görüşlerini aldığım Hocalarım Yrd.Doç.Salih ÇOŞKUN, Yrd.Doç.Erhan POLAT, Yrd.Doç.Akın ATEMOĞLU' na ve her zaman yardımlarını aldığım Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünün Değerli Öğretim Üyelerine,tezimin tamamlanmasında emekleri geçen T.B.M.Y.O İklimlendirme Soğutma Bölümü çalışanlarına bilhassa İbrahim ERGÜN Hocama, benden desteğini hiçbir zaman esirgemeyen ve bu günlere gelmemi sağlayan Aileme başta Anneme, Kardeşim Bedrettin' e, beni her zaman destekleyen ve yanımda olan biricik Eşim Zeynep YAMANKARADENİZ' e ve her zaman desteğini gördüğüm dayım Bekir NURDOĞAN'a çok teşekkür ederim.Son olarak gerek manevi gerekse maddi olarak her zaman yanımda olan, bana güvenen önce Babam sonra Hocam Sayın Prof.Dr. Recep YAMANKARADENİZ' e teőekkürlerimi sunarım.