

**TİCARİ TİP SPLIT KLİMADA KONDENSER ATIK
ISININ FARKLI BİR YÖNTEMLE BOYLERDE
KULLANIMININ ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİSİ**

**2015
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

Bahtiyar ŞANSLI

**TİCARİ TİP SPLIT KLİMADA KONDENSER ATIK ISININ FARKLI BİR
YÖNTEMLE BOYLERDE KULLANIMININ ENERJİ VERİMLİLİĞİNE
ETKİSİ**

Bahtiyar ŞANSLI

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2015**

Bahtiyar ŞANSLI tarafından hazırlanan "TİCARİ TİP SPLIT KLİMADA KONDENSER ATIK ISININ FARKLI BİR YÖNTEMLE BOYLERDE KULLANIMININ ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİSİ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Enerji sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 17/06/2015

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

Başkan : Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Kurtuluş BORAN (GÜ)

Üye : Yrd. Doç. Dr. Alper ERGÜN (KBÜ)

İmzası



.../.../2015

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nevin AYTEMİZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Bahtiyar ŞANSLI

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TİCARİ TİP SPLIT KLİMADA KONDENSER ATIK ISININ FARKLI BİR YÖNTEMLE BOYLERDE KULLANIMININ ENERJİ VERİMLİLİĞİNE ETKİSİ

Bahtiyar ŞANSLI

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

Haziran 2015, 61 sayfa

Günümüzde konut, iş yeri ve bunlar gibi birçok alanda ısıtma- soğutmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun yanında zorunlu ihtiyaç olan kullanma sıcak suyuna da ciddi maliyetler ödenmesi yeni tasarruflara ihtiyaç duyurmaktadır. Bunların her birinin sağlanması büyük enerji sarfiyatlarına yol açtığı gibi ilk yatırım maliyetleri, işletme ve bakım masraflarını da arttırarak büyük ekonomik maliyetlere sebep olmaktadır. Bunlar göz önüne alındığında hem cihaz çeşitliliğini azaltmak (ilk yatırım maliyetleri) hem de diğer işletme ve bakım masraflarını düşürmek çerçevesinde tek bir cihaz kullanılmasıyla kullanma sıcak suyu ve ısıtma soğutma giderlerini minimize edilerek en yüksek verime ulaşılmaya çalışılmıştır.

Bu kapsamda hava kaynaklı ısı pompası kullanılarak, ısıtma-soğutma işlemini yaparken kullanma sıcak suyunu da hazırlama işleminin gerçekleştirilmesi sağlanmaya çalışılmıştır.

Yapılan hesaplamalar ve elde edilen sonuçlar neticesinde cihazın normal çalışma anındaki COP si ile cihazı tasarlayarak eklenen boylerli kısmın cihazın çalışma anındaki COP sini arttırdığı tespit edildi. Buda cihaza büyük bir verim artışı sağlarken elektrik tüketiminde düşüşe ve kapasite yükselmesini sağlayarak kullanım sıcak suyunu ek bir masraf yapmadan üretilmesini sağladı.

Performans verimi ve elektrik sarfiyatında büyük bir avantaj sağladı. Sistemin ilk yatırım maliyeti piyasadaki benzer mevcut sistemlerin çok yüksek olduğu oysa sistemde split klimaların evlerdeki mevcut split klimaların kullanılması fazladan bir maliyet getirmediği için mevcut cihazın boylerle birlikte en fazla 380 TL maliyet oluşturdu.

Piyasadaki birçok modelde sistem odasının bulunması şart iken bu cihazda böyle bir zorunluluk bulunmadığı, bu da piyasa da uygulanabilirliği arttırarak çok daha fazla kullanıcıya ulaşılmasını sağladığı anlaşıldı.

Piyasadaki mevcut modellerde bir kullanım kumandası ve bu kumanda üzerinde müşterinin kullanma sıcak suyunu ihtiyaç duyduğu zamanları programlayarak, bu zamanlarda cihazın boylere çalışması gerekmektedir. Bu sayede kullanıcıya bir kullanım zorluğu oluşturduğu fakat cihazda ise basit bir kumanda ile bir kez ayarlandıktan sonra bir daha ayarlanması gerekmeden kullanıcıya kullanım kolaylığı sağladığı anlaşıldı.

Piyasadaki modellerde kullanıcının kullanma sıcak suyunu programlama neticesinde cihazın boylere çalıştığı zamanlarda bina içerisindeki ısıtma veya soğutma fonksiyonunu gerçekleştiremediği buda binanın konfor ve rejiminde kayıplara neden olduğu ve bu esnada cihazın elektrik tüketimine devam ettiği görülmekte. Cihazda ise boyler ve ısıtma-soğutma fonksiyonlarının paralel olarak gerçekleştirdiği için bu tip problemlere yol açmadığı aksine boylerdeki suyu ısıtırken ortam ısıtma-

soğutmasına ara vermeden ve ekstra bir elektrik tüketmeden ortam konforuna devam ettiği hatta cihaz performansını yükselttiği saptandı.

Anahtar Sözcükler : Split klima, termoekonomik, dinamik, verim, boyler, ısıtma, soğutma, ekserji, güneş, ısı pompası ve termodinamik.

Bilim Kodu :

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

THE EFFECT OF USING CONDENSER'S WASTE HEAT IN COMMERCIAL SPLIT AIR CONDITIONERS THROUGH A DIFFERENT METHOD IN THE BOILER

Bahtiyar ŞANSLI

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Energy Systems Engineering

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK

June 2015, 61 pages

Today, residence and workplaces and such areas require heating and cooling. Besides all, paying significant amount of money to domestic hot water which is a must requires new savings. Provision of all of this paves the way for significant energy consumption, and results in important amount of economic costs by increasing the investment cost, operation and maintenance costs. When we consider this, in order to decrease device range (initial investment costs) and other operation and maintenance costs, we use a single device to reach maximum efficiency by minimizing the domestic hot water and heating and cooling expenses. In this sense, it is tried to be actualize the preparation of domestic hot water while conducting heating-cooling by using airborne heat pump.

As a result of the calculations and outcomes, boiler part that is designed and added enhances the COP during the operation of the device.

While this significantly increases efficiency for device, it provides to produce domestic hot water without any additional costs by ensuring the decline in electric consumption and increase in capacity.

It provides a significant advantage for performance efficiency and electric consumption. The initial investment costs of the system is very high in the similar systems but the use of current split air conditioner at home in the system does not bring any extra cost and it forms extra 380TL with current device with boiler.

While it is a condition that system room should be available for a few models in the market, this device does not have any conditions like that, thus it enhances the practicability in the market and reaches more users.

In the current models of the market, there is a remote control and user schedules the timing of the domestic hot water and device works with the boiler and this causes a difficulty of use but, after setting up one time with a simple remote controller in the device, it provides ease of use for the user without setting up again.

The models in the market are not able to realize heating or cooling function within the building when it operates with boiler as a result of the scheduling of the domestic hot water by the use and this paves the way for the loss of comfort and regime and at the same time, device continues to consume energy. There are no such problems in the device for it conducts boiler and heating-cooling function in parallel with each other and on the contrary it continues to comfort the environment without pausing environment heating-cooling and consuming any extra electricity while heating the water in the boiler and it also increases the performance of the device.

Key Word : Split air conditioner, thermo-economic, dynamic, efficiency, boiler, heating-cooling, exergy, sun, heat pump, thermodynamic.

Science Code :

TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın hocalarım Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK , Yrd. Doç. Dr Engin GEDİK ve Yrd. Doç. Dr Alper ERGÜL 'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vii
TEŞEKKÜR.....	x
İÇİNDEKİLER	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiv
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvi
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATÜR TARAMASI.....	3
BÖLÜM 3	9
ISI POMPALARI.....	9
3.1. ISI KAYNAĞINAGÖRE ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI....	9
3.1.1. Termodinamik Çevirim Tipine Göre Isı Pompaları	11
3.1.2. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları	12
3.1.3. Termoelektrik Isı Pompaları.....	15
3.1.4. Jet Buhar Püskürtmeli Isı Pompaları	16
3.1.5. Stirling Çevrimli Isı Pompaları	16
3.1.6. Isı Kaynağı Tipine Göre Isı Pompaları.....	16
3.1.7. Hava - Hava Isı Pompası	17
3.1.8. Su-Hava Isı Pompası	18
3.1.9. Su - Su Isı Pompası	19
3.1.10. Diğer Sistemler.....	19

	<u>Sayfa</u>
3.2. ISI DAĞITIMINA GÖRE ISI POMPALARI.....	19
3.3. İŞLETME TÜRÜNE GÖRE ISI POMPALARI	20
3.3.1. Monovalent (Tekli) İşletim Türü	20
3.3.2. Monoenerjik (Tek Enerjili) İşletim Türü.....	20
3.3.3. Bivalent (İkili) İşletim Türü	21
3.4. ISI POMPASI ELEMANLARI.....	21
3.4.1. Kompresörler	21
3.4.2. Buharlaştırıcılar	24
3.4.3. Yoğuşturucular	25
3.4.3. Genişleme Valfleri.....	25
BÖLÜM 4	28
CİHAZ ÜRETİMİNDE KULLANILAN MALZEMELER VE GÖREVLERİ	28
4.1. KULLANILAN MALZEMELER.....	28
4.1.1. Termostat	28
4.1.2. Vana.....	29
4.1.3. Rakor.....	29
4.1.4. Varil	30
4.1.5. İzolasyon Malzemesi	31
4.1.6. Bakır Boru	31
4.1.7. İç Ünite	32
4.1.8. Dış Ünite.....	32
4.2. CİHAZIN ÜRETİLMESİ.....	33
4.2.1. Boylerin Üretilmesi	33
4.2.3. Dış Ünitenin Üretilmesi.....	34
BÖLÜM 5	39
CİHAZIN TEST ÇALIŞTIRMASI VE VERİLERİN TOPLANMASI	39
BÖLÜM 6	43
CİHAZIN TASARRUF MİKTARI VE HESAPLAMASI	43
6.1. BOYLERSİZ BÖLÜM İÇİN ENERJİ HESAPLARI	43

	<u>Sayfa</u>
6.2. BOYLERLİ BÖLÜM İÇİN ENERJİ HESAPLARI	47
6.3. CİHAZIN MALİYETİNİN GERİ DÖNÜŞ SÜRESİ	55
6.4. CİHAZIN AVANTAJ VE DEZAVANTAJI	56
BÖLÜM 7	57
SONUÇ	57
KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ	61

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasına ait çevirim şeması.....	12
Şekil 3.2. İdeal ve gerçek buhar sıkıştırırmalı ısı pompasına ait diyagramlar.....	12
Şekil 3.3. Hava kaynaklı ısı pompası.	17
Şekil 3.4. Hava-Su kaynaklı ısı pompası.	18
Şekil 3.5. Su-Su kaynaklı ısı pompası.....	19
Şekil 4.1. Termostat.	28
Şekil 4.2. Vana.	29
Şekil 4.3. Rakor.....	29
Şekil 4.4. Varil (40 Lt).	30
Şekil 4.5. İzolasyon malzemesi.....	30
Şekil 4.6. Bakır boru.	31
Şekil 4.7. İç ünite.	31
Şekil 4.8. Dış ünite.....	32
Şekil 5.1. Dış ünite boyler gaz giriş-çıkış sıcaklıkları.	40
Şekil 4.2. İç ünite üfleme sıcaklığı.....	40
Şekil 4.3. Dış ünite çektiği amper.	40
Şekil 4.4. Boyler sıcaklığı.....	41
Şekil 4.5. Dış ünite kondenser sıcaklığı.....	41
Şekil 6.1. Boylersiz sistem ölçüm noktaları.....	43
Şekil 6.2. Boylerli sistem ölçüm noktaları.....	47
Şekil 6.3. Boylerli ve Boylersiz sistemin Q (Kw).	51
Şekil 6.4. Amper fark grafiği.	52
Şekil 6.5. Uygulanan sistemin ısıtma soğutmadaki elektrik tüketimi grafiği.	53
Şekil 6.6. Cihazın sıcak su üretimindeki elektrikselsel avantaj grafiği.....	54
Şekil 6.1. Parça fiyatının maliyet oranı.....	55
Şekil 7.1. COP fark grafiği.....	57

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1. Çeşitli ortam sıcaklıkları.	11
Çizelge 6.1. Referans değerleri.	43
Çizelge 6.2. Boylersiz sistem ölçüm noktaları ve verileri.	44
Çizelge 6.3. Cihazda alınan ve hesaplanan değerler.	46
Çizelge 6.4. Boylerli sistem ölçüm noktaları ve verileri.	48
Çizelge 6.5. Boylerli cihaza ait ölçülen ve bulunan değerler.	50
Çizelge 6.6. Parça ve işçilik fiyatları.	51
Çizelge 6.7. Parça ve işçilik fiyatları.	55

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

°C	: Santigrat Derece
A	: Amper
b	: Buharlaştırıcı
cm	: Santimetre
CO ₂	: Karbondioksit
gr	: Gram
h	: Saat
h	: Entalpi
kg	: Kilogram
<i>kw</i>	: Kilowatt
Lt	: Litre
m	: Kütle
mm	: Minimetre
P	: Basınç
Q	: Yük (Isı)
R22	: Freon gazı
s	: Entropi
S	: Saniye
T	: Sıcaklık
<i>TL</i>	: Türk Lirası
V	: Volt
W	: Watt
y	: Yoğuşturucu

KISALTMALAR

comp	: Compressors (Kompresör)
cond	: Condenser (Kondenser)
COP	: Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
DTS	: Darbe Tipli Soğutucu
evap	: Evaporatör
expa	: Expansion valf
ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Motorin ve doğal gaz gibi fosil yakıtların ömrü kısadır. Bu gerçeğin farkına varmak bizleri ısıtma sistemleri için yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına yöneltmektedir. Sınırlı yakıt kaynakları aynı zamanda, iklim değişikliklerinin önlenmesi de ısı pompası sistemlerinin ön plana çıkmasında önemli bir rol oynamaktadır. CO2 emisyonlarının düşürülmesi, iklim değişikliğinin önüne geçilebilmesi için mutlaka gerçekleştirilmelidir. Tüm bu hususlar yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımını ön plana çıkarmaktadır. Isı pompaları, ısıtma sistemleri ve kullanma suyu ısıtması için enerji tasarrufuna yönelik verimli çözümler sağlamaktadır.

Isı pompaları, müstakil evler, apartmanlar, oteller, iş merkezleri, okullar, hastaneler gibi yeni ve mevcut binaların ısıtılması için uygundur. Düşük enerji evleri için ısı pompası sistemleri talepleri karşılama açısından dolayı çok daha fazla tercih edilmektedirler. Diğer tüm ısıtma sistemleri gibi ısı pompaları da hemen, hemen tüm uygulama alanlarına sahiptir.

Günümüzde özellikle ev ve iş yerlerinde, oteller, hastaneler, okullar, fabrikalar gibi birçok geniş kullanım alanı bulunan hava kaynaklı ısı pompaları (split klimalar) söz konusu mekânların ısıtma soğutma ve havalandırma gibi ihtiyaçlarını karşılamaktadır. Fakat yaşamın olduğu her yerde kullanma suyuna ihtiyaç duyulduğu gibi Kullanma sıcak suyu içinde bu mekânlar da boyler, güneş enerjisi, termosifon, ani su ısıtıcıları ve kombiler kullanılmaktadır. Bunlar göz önüne alındığında kullanma sıcak suyu üretmek için kullanıcılara ekstra bir yatırım ve işletme maliyeti olduğu anlaşılmıştır. Kullanma sıcak suyu üretmek için genellikle elektrik kullanıldığı kullanılan elektriğin ise ısıya dönüştürülmesi sırasında yaklaşık olarak yüzde elli verimle ısı alındığı görülmüştür. Aradaki bu farkları yok etmek amacıyla

evlerde kullanılan split klimalar üzerine küçük bir modifikasyonla boyler montajı yapılarak Split klima cihazının tükettiği elektriğin düşürülmesi amaçlanmış ve ısıtma soğutma verimi değiştirilmeden hatta arttırılarak kullanma sıcak suyu üretimi amaçlandı. Burada tüm kullanım alanlarının yüzde doksanında split klima bulunduğu düşünülürse ilk yatırım maliyetinde sadece boyler masrafı ve ufak bir yatırım maliyetiyle kullanma sıcak suyu alt yapısı oluşturularak split klimanın elektrik tüketiminde elektrik tasarrufu hem de cihaz veriminde bir artış sağlanması kullanma sıcak suyu üretimi de amaçlandı.

Tüm bunları belirleyebilmek için sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılarak hava kaynaklı ısı pompası (split klima) sisteminin avantajı ile kayda değer bir enerji tasarrufu olup olmadığı ve sistemin verimliliğini arttırmış olacağı kontrol edilecektir. Sisteme monte edilen boylerin ne kadar etkili kullanıldığını ve ısı pompasına sağladığı avantajları araştırmak için termodinamik, maliyet analizi, amorti ve geri dönüş süresi analizleri yapılacaktır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

1824 yılında Nicolas Leonard Sâdi Carnot tarafından yapılan ısı pompaları temel prensipte soğutma çevirimi esasıyla aynı çalışmaktadır. İlerleyen süreç de bu çalışma 1852 de Lord Kelvin tarafından “Soğutma sistemleri kullanarak ısıtma yapılması” fikrine ve incelemelerine ışık tutmuştur (Al-Rabghı vd., 1993).

Isı pompaları Dünya Savaşı'na kadar üzerinde pek çok araştırma yapılmasına rağmen, bu çalışmalara savaşın ortaya çıkarttığı sıkıntılardan dolayı ara verilmişti. (Reay ve Macmichael, 1979).

Isı pompalarının ilki, 1930 da İskoç Haldane tarafından yapılmıştır. Haldaneyapmış olduğu bu ısı pompasını evinde kullanmaya başlamıştır. Haldane, bu sistemi hava kaynaklı ısı pompası olarak yapmıştır. (Seyrek, 2010).

Isı pompası endüstrisi 1950'lerde potansiyelini kaybetmiş, doğalgaz ve petrole dayanan enerjinin ucuzlamasından dolayı 1960'larda azalmıştır. Isı pompalarının tekrardan eski değerlerine ulaşması 1973'teki enerji krizinden sonra olmuş ve bu tarihten sonra birçok farklı çalışma yapılmıştır. (Wikipedia, 2013).

Endüstri çağının başlamasından önce Lord Kelvin, toprağı kaynak olarak kullanan ısı makinesini yapmak için çalışmıştır. Fakat gerçekleştirmeyi planladığı bu makineye hiçbir zaman gerçekleşmemiştir. 75 yıl sonra Haldane Kelvin in gerçekleştiremediğı bu çalışmayı, Schttland bölgesinde bulunan evini ısıtmak için aynı çalışma prensibine dayanan makineyi geliştirmiştir. (Ekinci, 2007).

1973 yılında yaşanan petrol kriziyle İsviçre’de hızla yayılmaya başlayan ısı pompası sistemi için Oklohoma State Üniversitesi de bundan birkaç yıl sonra araştırma programlarına başlatılmıştır (Hughesvd, 1985).

(Kavanaugh, 1992), Alabama’daki 150 m² ’lik bir yaşam alanı için kurulan ısı pompası soğutma ve ısıtma performanslarını değerlendirmiştir.

(Yavuztürk, 2001), Lincoln’da inşaatı yapılan bir ilkokulda ısı pompası sistemi kullanılmış bunun için sıcaklık modeli geliştirmiştir. Kullanılan sistemin enerji tüketimi, akışkan giriş sıcaklığına bağlı olarak hesaplanmıştır.

(Lam ve Chan, 2003), otel uygulamaları için su-su ve hava-su ısı pompalarının enerji performanslarında inceleme yapmışlardır. Hong Kong’da iki otel üzerinde araştırma yapmışlar. Genellikle ısı tesir katsayıları 1,5-2,4 arasında tespit etmişlerdir.

(Hepbaşı, 1985), “Isı Pompası Sistemleri ve Konut Isıtılması” başlıklı yüksek lisans tezinde, topraktaki ısı kaynağından yararlanarak konut ısıtılması üzerine çalışmıştır. Yerden ısıtma metodunu tek konut için kullanmıştır. Bu çalışmada hem düşey hem de yatay toprak ısı değiştiricisi tasarımı yapılmıştır.

(Yılmaz ve Aydın, 1985), hava-hava, hava-su, su-hava ve su-su ısı pompalarının teorik modellerini yapmıştır. Sistemin ana elemanları olan evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme valfi elemanlarını ayrı, ayrı değerlendirerek boyutları hesaplanmıştır.

(Çomaklı vd., 1991), R-12, R-22 ve R-12/R114 soğutucu akışkanlarının farklı oranlarında karıştırılmış elde edilen nonazeotropik karışımların, buhar sıkıştırılmalı ısı pompalarının performansları üzerindeki etkilerini incelemek üzere bir çalışma yapmıştır. Sonuç olarak soğutucu karışımların saf soğutucu akışkanlara göre daha yüksek oranda performans sağladıkları tespit edilmiştir.

(Ayhan vd., 1992), ısı pompasının güneş enerjisi destekli ekserji analizin de deney sistemi kurmuşlardır. Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında yapılan çalışmalardan toplanmıştır.

Bu bilgiler doğrultusunda ısı pompası sisteminin ekserji verimi hesaplanarak farklı sistemlerle karşılaştırmasını yapmıştır.

(Acar, 1998), bilgisayar yazılımı geliştirmiş; buhar sıkıştırırmalı çevirimler için ve soğuk oda ile çevre arasında çalışan bu çevirimin işletme karakteristiklerini incelemiştir.

Isı makinesinin tersi bir çevrime göre çalışan, ısı pompası, iş yapılması ile ısıyı soğuk kaynaktan sıcak kaynağa taşıyan bir makinedir. Isı pompası ve soğutma makineleri aynı termodinamik çevrime göre çalışırlar. Soğutma makinesiyle bir ortamın soğutulması, ısı pompasıyla bir mahallin ısıtılması amaçlanmaktadır. (Yaman karadeniz, 2008).

Isı geçişinin daima sıcaklığın azaldığı tarafa doğru olduğu bilinen bir gerçektir. Diğer bir deyişle, ısı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdaki düşük sıcaklıktaki ortama doğru olmaktadır. Bu doğal bir olgudur ve kendiliğinden gerçekleşir. Bunun tersi kendiliğinden gerçekleşmez. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdaki yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak soğutma makinelerinin yardımıyla gerçekleştirile bilmektedir.

Genel manada ısı pompaları, ortam sıcaklıklarını arttırmak için ek bir enerji kullanan ekipmanlar olarak da tanımlanabilmektedir. Isı pompalarının çalışma prensibi, ısı transfer eden akışkanın sıkıştırıp genleştirilmesi suretiyle açığa çıkan enerjinin, ortamın sıcaklığını arttırmakta kullanılmasına dayanmaktadır. (Viessmann 2009).

Bonet vd. (2005) yaptıkları çalışmada Stirling ve Ericsson motorlarının mikro-kojenerasyon uygulamalarında uygun olduklarını gürültüsüz çalıştıklarından dolayı ve bakımlarının daha ucuz olduğunu belirtmişlerdir. Özellikle Ericsson motorlarının ucuz ve enerjiktik olarak daha iyi olmaları sebebiyle tercih edilebileceklerini belirtmişlerdir. Çalışmalarda Ericsson motorunu doğal gaz yanmalı sistemle birlikte

kullanıldığı belirtilmiştir. Böyle bir tesisin kurulumu için enerji ekserji ve ergonomik analizi gerçekleştirilmektedir. Analizlerin enerjistik performansı ve ısı değiştirici boyutlarını dengelemekte yardımcı olduğu görülmüştür.

Yapılan analiz çalışmaları sonucunda elde edilen verilerin ve araştırmacıların belirttiği Ericsson motorlarının mikro-kojenerasyon uygulamaları için daha uygun olduğu ifadeleri doğrultusun da belirtilmiştir.

Başka bir çalışmada (Kılıç ve Kaynaklı, 2007), termodinamiğin birinci ve ikinci yasası alınarak değişken parametreler doğrultusunda tek fazlı su-lityum bromitabsorpsiyonlu soğutma sisteminin performans analizi yapılmıştır. Sistem performansının ekserji analizi metodunda bir matematik model ile her bir komponentin ekserji kayıpları ve toplam sistemin ekserji kayıpları doğrultusunda alınarak gerçekleştirilmiştir. Performans sirkülasyon çevrim oranı, performans katsayısı, ekserji verimliliği ve verim oranları ilişkisi parametreler aracıda akışkanın farklı koşullardaki termodinamik özelliklerine göre hesaplanmaktadır. Sistemin performans parametreleri gelişmiş bir model kullanılarak, ana sistem sıcaklıklarının etkisi, termal prosesteki tersinmezlikler ve her bir komponentin boyutsuz ekserji kayıpları detaylı olarak analiz edilmektedir. Elde edilen sonuçlar ısı pompasının artan generatör ve buharlaştırıcı sıcaklıkları ile performansının yükseldiğini göstermektedir. Kısılma vanası, pompa ve ısıl değiştiricileri de ekserji kayıpları diğer komponentlere oranla daha küçük olduğu belirlenmiştir. Çalışma şartlarına göre en yüksek ekserji yıkımı generatör de gerçekleştiği belirtilmiştir.

Ceylan vd. (2006), çalışmalarında kavak kerestesi ve kerestelerin 1.28 su kütlesi/ kuru kütleden 0.60 su kütlesi/ kuru kütleye nemden kurtulmasını incelemektedir. Kurutma çevrimi boyunca kerestelerdeki kütle kaybı incelenmektedir. 40°C de 0.8 m/ s hava hızında 1.28 su kütlesi/ kuru kütlesindeki kavak kerestelerinin 70 saatte 0.15 su kütlesi/ kuru kütlesi değerine ulaştığını belirtmişlerdir. Kurutma işlemi boyunca bütün veriler bilgisayarda depolanmıştır. Enerji analizi yapılarak Enerji kullanımının belirlenebilmesi yapılmıştır. Sistemdeki kayıpların belirlenmesi için de ekserji analizinden yararlanılmaktadır.

Bir diğer çalışmada (Yumrutaş vd., 2002), buhar sıkıştırmalı bir soğutma sistemi üzerinde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının basınç kayıpları, ekserji kayıpları, ikinci yasa verimi ve etkinlik katsayısı üzerindeki etkilerini ekserji analizine dayanan bilgisayar modeli ile göstermektedir.

Çalışmanın bitiminde evaporatör ve kondenserdeki ekserji kayıpları üzerinde iki parametrenin etkisinin büyük olduğunu fakat kompresör ve kısılma vanasındaki ekserji kayıpları üzerinde etkisinin az olduğunu tespit etmiştir. Evaporatör-çevre ve soğutulan ortam-kondenser arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça ikinci yasa veriminin artacağı ve toplam ekserji kaybının azalacağı belirtilmektedir.

Bilgen ve Takahashi (2002), çalışmalarında ısı pompası-iklimlendirme cihazının ekserji analizini gerçekleştirmektedirler. Çalışmada ısı transferi ve sürtünmelerden kaynaklanan tersinmezlik kuvvetleri dikkate alınmaktadır. Birinci yasaya dayanan performans katsayısı parametrelerine bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanmaktadır, optimum değerleri, ekserji analizine dayanan etkinlik katsayıları, türetilmiştir. Ekserji analizine dayanan simülasyon programı deneysel çalışmaları simüle etmek ve değerlendirmek için kullanılmıştır. 959 W nominal güce sahip ticari bir ısı pompası deneysel uygulamalar için kullanılmıştır. Yapılan uygulamada birinci yasaya dayanan COP değerinin 7.40 ile 3.85 arasında değiştiğini ve ekserji verimliliğinin 0.37 ile 0.25 arasında değiştiğini belirtmektedirler.

He vd. yapmış olduğu araştırmalarda çift girişli darbe tipli soğutucuları (DTS) ve delikli tip soğutucular termodinamiğin 1. ve 2. yasalarını kullanarak incelenmektedir. DTS ler de termodinamiğin, akışın ve ısı transferi işleminin dinamik basınç değerisi, kütleli debi ve geçici gaz sıcaklıklarını içeren dinamik karakteristikleri açıklanmaktadır. Ekserji kaybı DTS'nin komponentlerinin analizinde ilk olarak kullanıldığı belirtilmektedir. Ayrıca her bir ekipmanın performans katsayısı elde edilmektedir. DTS'lerin delikli tiplere göre % 9 daha verimli oldukları çalışmalarında ortaya koymaktadırlar. Çalışmalarında ayrıca DTS'lerin delikli tiplerinde ekserji verimliliklerinin daha yüksek oranlarda olduğunu belirtmektedir. Ayrıca çalışmalarında rejeneratördeki ve kanallardaki ekserji kayıplarının diğer komponentlerin kayıplarından yüksek olduğunu belirtmektedir.

Esen vd. (2007), toprak kaynaklı ısı pompalarında çukur derinliğinin enerji ve ekserji verimliliği üzerine olan etkisi üzerine incelemeler yapmıştır. Yatay toprak ısıl değiştirgeçleri 1 m ve 2 m şeklinde iki farklı derinliğe gömülerek uygulama yapmış.

Bu sistemler üzerine ekserji verimliliğinin sırasıyla %53.1 ve %56.3 şeklinde elde edilirken enerji verimlilikleri sırasıyla 2.5 ve 2.8 olarak elde edildikleri görölmüştür. Araştırmalar esnasında ısıtma sezonu süresince toprak sıcaklığındaki artış ile sistemin enerji ve ekserji verimliliğini de arttırdığı ifade edilmiştir. Ayrıca ortam sıcaklığındaki değişikliklerin sistemin ekserji verimliliğindeki etkileri üzerine inceleme yapmış ve çevre sıcaklığındaki artış ile ekserji verimliliğinde her iki durum için de düşürdüğünü ifade etmişlerdir.

Hepbaşlı ve Akdemir yaptıkları araştırmalarda toprak kaynaklı ısı pompalarının diğer konvansiyonel sistemlerle karşılaştırdıklarında sahip oldukları yüksek enerji verimliliği sayesinde ısıtma ve soğutma için önemli bir fonksiyon olduğunu belirtmişlerdir. Araştırmalarında 1,25 inç çapında ve 50 m boyundaki toprak ısıl değiştirgeç kullanılmış ve bu sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Sistemin soğutma ve ısıtma yükleri sırasıyla 3.8 kW ve 4.2 kW olarak verilmektedir. Çalışmalarda toprak kaynaklı ısı pompasının ekserji diyagramları sistem hakkında nicel bilgi edinilebilmesi açısından gösterildiği belirtilmektedir.

(Hepbaşlı vd., 2006) Hepbaşlı vd. Farklı bir çalışmada hava kaynaklı ısı pompalarında modelleme ve iyileştirme potansiyelinin belirlenebilmesi açısından ekserji analizi sunulmaktadır ve tanımlayıcı örnekler sunulmaktadır. Sistemdeki bileşenlerin tümünde ekserji kayıpları deneysel olarak toplanan parametreler üzerinden hesaplanmaktadır. Sistemdeki bileşenlerin ekserji verimlerinin performanslarındaki değerlendirmeleri ve iyileştirme potansiyellerini açıklığa kavuşturmak üzere ifade edilmektedir, Çalışmanın bitiminde sistemdeki en büyük tersinmelik sırasıyla kondenser, kompresör, evaporatör ve genleşme elemanlarında göröldüğü belirtilmektedir.

BÖLÜM 3

ISI POMPALARI

Isı pompası, ısı makinesinin tam tersi şekildeki bir çevrime göre çalışan, iş yapılması sayesinde ısıyı soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ileten makinelerdir. Isı pompası ve soğutma makineleri aynı termodinamik çevrime göre çalışmaktadırlar. Soğutma makinesi ile ortamların soğutulması, ısı pompasıyla ise ortamların ısıtılması sağlanmaktadır (Yamankaradeniz, 2008).

Isı geçişinin daima sıcaklığın azalan yönde olduğu bilinen bir gerçektir. Farklı bir deyişle, ısı hareketi yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama doğru olmaktadır. Bu doğal bir harekettir ve kendiliğinden oluşmaktadır. Bunun tersi bir durum kendiliğinden oluşmamaktadır. Düşük sıcaklıktaki bulunduğu ortamdan yüksek sıcaklığın bulunduğu ortama ısı geçiş hareketi sadece soğutma makineleri aracılığıyla mümkün olmaktadır.

Isı pompaları genel bir tanımla, ortamdaki sıcaklığı arttırmak için ilave enerji tüketen elemanlar olarak da ifade edilebilmektedir. Isı pompalarının çalışma şekli, ısı ileten akışkanları sıkıştırıp genişletmek yoluyla ortaya çıkan enerjiyi, ortam ısını arttırmak için kullanılması prensibine dayanmaktadır (Viessmann 2009).

3.1. ISI KAYNAĞINAGÖRE ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI

Isı pompaları 5 ana başlık altında sınıflandırılabilir,

- Kullanılan ısının kaynağına göre
- Termodinamik çevrim veya proses şekline göre
- Isı kaynağı tipine göre
- Isı dağıtım sistemine göre

- İşletme tipine göre (Dursun, 2006).

Isı kaynakları ısı pompasının enerji aldığı ortamlara denilmektedir. Bu kaynakları maddeler halinde aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz;

- Hava
- Su (deniz, göl, nehir, dere, yeraltı suyu-jeotermal enerji)
- Toprak
- Güneş Enerjisi
- Atık ısılar ve diğer ısı kaynakları (artık sıvılar ve gazlar)

Hava,ısı kaynakları arasında en kolay kullanılabilen ve elde edilebilen olduğu için en çok tercih edilen ısı kaynağıdır. Piyasada en çok görülen tipleri split klimalardır (Yamankaradeniz, 2008).

Suyun elde edildiği durumlarda ısı kaynağı olarak kullanılabilir. Suyun havaya nazaran bazı avantajları bulunmaktadır. Bu tarz ısı pompalarında ısı kaynağı için kuyu kazılmak suretiyle çekilen yeraltı suları kullanılmaktadır (Yamankaradeniz, 2008).

Toprak kaynaklı ısı pompalarında, toprak ısı kaynağı olarak kullanılır. Toprağa yatay veya dikey şekilde yerleştirilen ısı değiştiricileri yardımıyla toprak ısısından yararlanılmaktadır (Bardak, 2011).

Güneşteki bitmek tükenmek bilmeyen ısı enerjisiyle en önemli kaynaklardan biridir. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompalarında güneş enerjisinden doğrudan veya dolaylı bir şekilde faydalanılmaktadır. Isı pompalarında güneş kolektörü destekli uygulamalar Avrupa'da ve Kuzey Amerika'da çok kapsamlı kullanım alanı bulmaktadır (Yamankaradeniz, 2008).

Atık su/sıvı kaynaklı ısı pompalarında atık suları, kanalizasyon sularını arıtılmış veya arıtılmamış bir şekilde, endüstriyel proseslerde soğutma suyunu veya endüstriyel sıvı atıklarını ise ısı kaynağı şeklinde kullanılabilirler. Tekstil ve kimya endüstrisi

tarzında birçok endüstriyel alanda endüstriyel ısı pompaları kullanılmaktadır. (Bardak, 2011).

Çizelge 3.1. Çeşitli ortam sıcaklıkları.

ISI KAYNAĞI	SICAKLIK ARALIĞI
Dış hava	(-10) - (15)
Atık hava	15 -25
Yer altı suyu	4 -10
Göl	0 -10
Nehir	0 -10
Deniz	3- 8
Kayaçlar	0 - 5
Toprak	0 -10
Atık su veya	>10

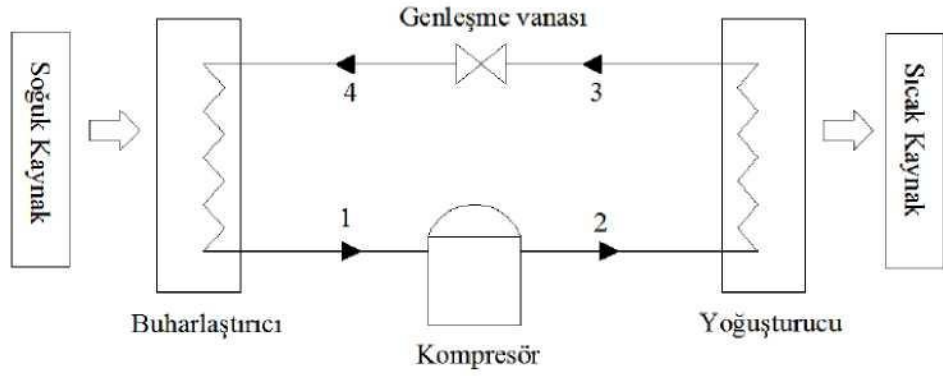
3.1.1. Termodinamik Çevirim Tipine Göre Isı Pompaları

Isıların, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından yüksek sıcaklıktaki kaynağa transfer edilmesi farklı şekillerde gerçekleştirilmektedir. Termodinamik çevirim ve proses tipine göre ısı pompaları şu şekilde gruplandırılmaktadır:

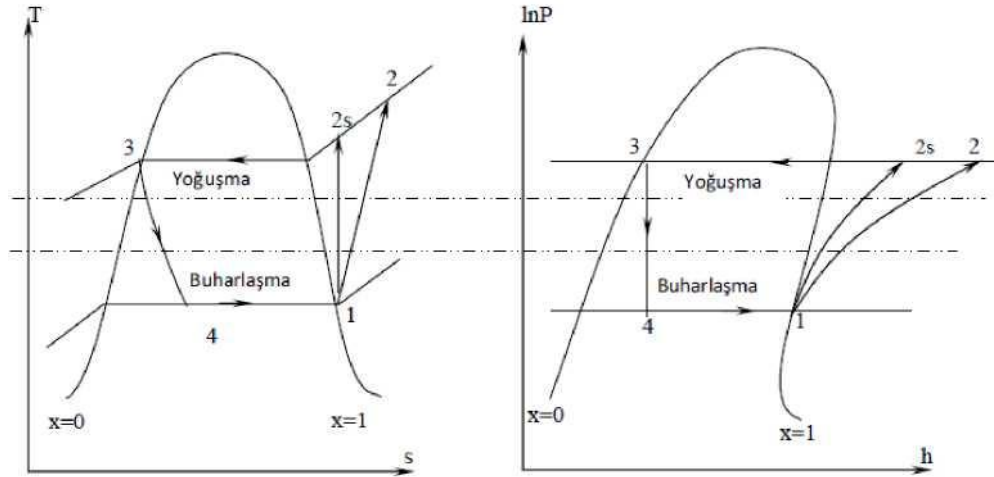
- Buhar sıkıştırımlı ısı pompaları
- Adsorbsiyonlu ısı pompaları
- Gaz çevrimli ısı pompaları
- Jet buhar püskürtmeli ısı pompaları
- Stirling çevrimli ısı pompaları
- Adsorbsiyonlu ısı pompaları
- Resorbsiyonlu ısı pompaları
- Rankine/buhar sıkıştırımlı ısı pompaları
- Termoelektrik ısı pompaları

3.1.2. Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompaları

Uygulamalarda genellikle buhar sıkıştırırmalı ısı pompaları kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan yoğuşturucu da yoğuşmak kaydıyla dışarı ısı atmaktadır. Yoğuşturucudan tümüyle yoğuşmuş şekilde ayrılan soğutucu akışkan çok düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden önce genişleme vanasından geçerken basıncı düşürülmüş olur. Basıncı düşen akışkan buharlaştırıcıya geçer ve buharlaştırıcıda gerekli soğutma yükünü ortamdan alarak buharlaşmaktadır ve yeniden kompresöre girerek çevrimini tamamlamaktadır (Koç, 2002).



Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasına ait çevrim şeması.



Şekil 3.2. İdeal ve gerçek buhar sıkıştırırmalı ısı pompasına ait T-S ve P-h diyagramları.

Şekil 3.2.' de gösterilen ideal buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının çevrim kademeleri şöyledir:

- 1-2s Kompresörde tersinir adyabatik (izentropik) sıkıştırma
- 2s-3 Yoğuşturucuda tersinir sabit basınçta ısının atılması
- 3-4 Genleşme vanasında sabit entalpide genleşme
- 4-1 Buharlaştırıcıda tersinir sabit basınçta ısı alınması

Gerçek çevrimin kademeleri ise:

- 1-2 Kompresörde adyabatik sıkıştırma
- Yoğuşturucu da tersinir sabit basınçta ısının atılması
- 3-4 Genleşme vanasında sabit entalpide genleşme
- 2-1 Buharlaştırıcıda tersinir sabit basınçta ısı alınması (1 - 2 hal değişimi).

Buharlaştırıcıdan çıkarak kompresöre geçen doymuş buhar izentropik şekilde yüksek basınç ve sıcaklık altında sıkıştırılarak kızgın buhar haline dönüştürülür.
(2 -3 hal değişimi).

Burandan yoğuşturucuya geçen kızgın buhar, ısını dış ortama vererek sabit basınçta yoğuşmaktadır.
(3 - 4 hal değişimi).

Doymuş sıvı halindeki yüksek basınçlı akışkan basıncı ve sıcaklığı genleşme vanasında buharlaştırıcı şartlarına getirilmiştir.
(4 - 1 hal değişimi).

Buharlaştırıcıya geçen akışkanın sıcaklık durumu ısı kaynağının sıcaklık durumundan düşük olduğundan dolayı, ısı kaynağından akışkana sabit basınçta ısı geçişi olmaktadır ve akışkan buharlaşmaktadır. Bu noktadan sonra çevrim yeniden başlamakta ve bu döngü içerisinde devam etmektedir.

Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevrim hesapları, ideal buhar sıkıştırırmalı ısı pompası çevrim hesaplarını soğutma çevrimi hesapları tarzında yapılmaktadır.

Isı pompası sisteminde, sistemi oluşturan elemanların tümü açık sistem olarak (SASA) şeklinde değerlendirilmektedir. İdeal ısı pompası çevriminde, S_1 kompresör girişindeki özgül entropi, S_2 ise kompresör çıkışındaki özgül entropi olmak üzere, termodinamiğin ikinci kanununa göre,

$$S_1 = S_2 \text{ yazılabilir.}$$

İdeal ısı pompası kompresör işi W_{fc} gerçek kompresör işi W_k olmak üzere, kompresör iç verimi;

$$\text{İdeal Kompresör işi } W_{kims} = (h_{2s} - h_1)$$

$$\text{Gerçek kompresör işi } W_{kr} = (h_2 - h_1) \text{ ile elde edilir.}$$

Gerçek ısı pompası çevriminde, kompresör çıkışında h özgül entalpisi ise;

$$h_2 = h_1 + h_f \pm 1 \text{ şeklinde ifade edilir.}$$

Burada; h_f kompresör girişindeki özgül entalpi, h tersinir adyabatik sıkıştırma sonucunda kompresör çıkışındaki özgül entalpidir. Gerçek ısı pompasında, yoğunlaştırucudan atılan ısı ise;

$$Q_y = m_s (h_2 - h_3) \text{ ile bulunur.}$$

Burada m_s (kg/s) sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisidir. Gerçek ısı pompasında, buharlaştırıcının çektiği ısı da;

$$Q_b = m_s (h_1 - h_4) \text{ ile hesaplanır.}$$

Kısılma vanası:

$$h_4 = h_3 \text{ şeklinde yazılabilir.}$$

Gerçek ısı pompasında, kompresöre verilen iş:

$$W_k = m s^{(h_2 - h_1)/n_{mk}} \text{ şeklinde bulunur.}$$

Burada $n_{mk} < 1$ mekanik verimdir.

Isıtma tesir katsayısı (ITK). Birim iş başına yapılan ısıtma miktarı şeklinde tanımlanmaktadır. Genel amaç, ortama ısı vermek ve ödediğimiz miktarlar da kompresöre verilen enerji olduğuna göre, ısı pompası için ısıtma tesir katsayısı (ITK).

İdeal ısı pompasında, Q_y yoğuşturucudan atılan ısı, W_{ki} kompresöre verilen iş olmak üzere ideal ısı pompası çevriminin ısıtma tesir katsayısıdır.

Absorbsiyonlu ısı pompasının da iki farklı maddeden oluşan akışkanlar kullanılmaktadır. Absorbsiyonlu ısı pompasında dört farklı eleman bulunmaktadır. Bunlar jeneratör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve absorberdir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşmakta ve ortamdan ısı emerek ortamın soğumasını sağlamaktadır. Absorbent akışkan ise jeneratör ve absorberden geçerek çevrimin bu kısmında soğutucu akışkan taşımaktadır (Genceli, 2002).

3.1.3. Termoelektrik Isı Pompaları

Temel prensip iki ayrı iletkenin birleşim yerlerinden, elektrik akımının hareket istikametine göre sıcak veya soğuk oluşmasına dayanan sistemlerdir. Hareketli parçanın dolayısı ile ses ve bakım problemlerinin olmaması, ayrıca bu sistem sıfır yerçekiminde veya yerçekiminin birkaç katında ya da farklı bir düzlemde zorlanmadan çalışabilmesinden dolayı, daha çok uzay programlarında tercih edilebilen sistemlerdir. (Bardak, 2011)

3.1.4. Jet Buhar Püskürtmeli Isı Pompaları

Bu tip sistemler ufak soğutma yüklerinde kullanılabilen alternatif sistemlerdir. Bu tip sistemlerde soğutucu akışkan sıvı fazında ve yüksek basınçta jeneratöre girer ve buradan ısı emerek buharlaşmakta. Jeneratöre dışarıdan verilen ısıyı güneş enerjisi veya jeotermal enerjiden sağlanabilmektedir. Soğutma devresinden çıkan soğutucu akışkan buharın vakumlanarak emilebilmesi için jeneratörden gelen buhar lülede genişlemektedir. Soğutma devresinden ve jeneratörden gelen buhar karışmaktadır. Bu karışım difüzörden geçerek basıncı arttırılmakta buradan yoğunlaştırıcıya geçmektedir. Bu kısımda yoğuşan karışımın bir miktarı genişleme valfinden geçerek buharlaştırıcıya diğer bir kısımda basıncı arttırılarak jeneratöre geçer. Buharlaştırıcıya gelen akışkan ortamdan ısı emerek buharlaşır ve tekrar difüzöre döner (Koç, 2002).

3.1.5. Stirling Çevrimli Isı Pompaları

Çevrime ihtiyacı olan ısı, yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan sağlanmaktadır. Isının bir miktarı işe dönüştürüle bilinirken bir miktarı da soğuk kaynaktaki sıcaklığından atılmaktadır. Soğutma çevrimi için Stirling makinelerde, sistem soğuk kaynaktan ısı emerken daha yüksek sıcaklıktaki sıcak kaynağına ısı vermektedir. Yani, soğutma çevriminde sisteme dışarıdan iş verilmektedir (Bardak, 2011).

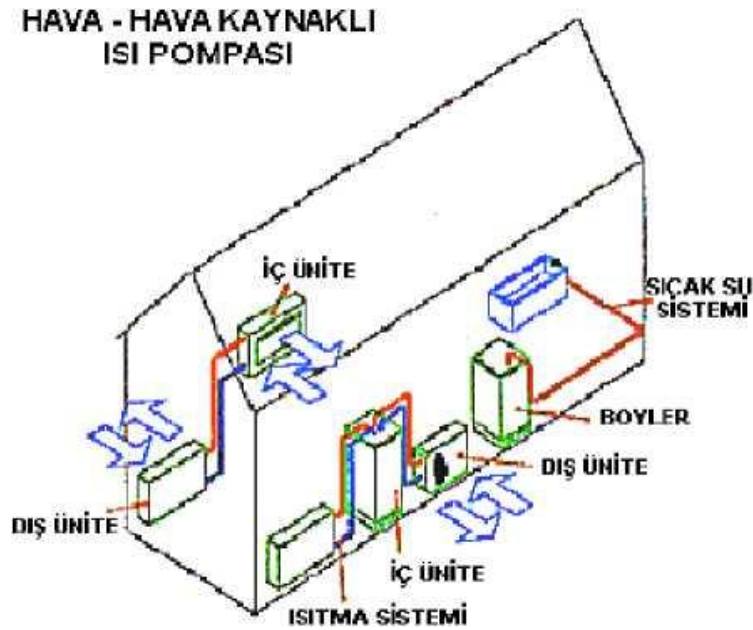
3.1.6. Isı Kaynağı Tipine Göre Isı Pompaları

Isı kaynağına göre ısı pompaları şu şekildedir; hava-hava, hava-su, su-hava, su-su olarak sınıflandırılmaktadır. Birinci ekipman daima buharlaştırıcı, ikinci ekipman ise kondenser kısmına aittir. Bu şekildeki sınıflandırmaya ek olarak ısı pompaları direkt veya dolaylı şekilde olabilmektedirler. Dolaylı sistemde, ısı dış havadan veya sudan emilerek bir aracı akışkana transfer edilmekte oradan buharlaştırıcıya gönderilmektedir. Direkt sistemlerde ısı, direkt şekilde ısı kaynağından soğutucu akışkana aktarılmakta ve soğutucu akışkandan da konfor şartlarına getirilecek ortama transfer edilmektedir (Akbiyık, 1999).

3.1.7. Hava - Hava Isı Pompası

Hava-hava ısı pompası, ısı kaynağı olarak dış havayı veya egzost havasını kullanır. Kondenserden ısının atılması için de dış hava kullanılır. Bu tarz bir ünitenin kapalı bir çevrim yapabilmesi için kolaylaştırıcı avantajdır. Ayrıca, kullanılmış suyu atma problemi, su temini, sulu sistemlerde oluşan tortular gibi sorunlar da oluşmamaktadır. Dış hava sıcaklığı, iklimlendirilecek mahal sıcaklığından bir miktar bile değişmesi yine de yüksek bir performans katsayıda çalışmasını mümkün olmaktadır. Hava içerisinde çalışan ısı değiştiricileri, su içerisinde çalışanlara nazaranla, havanın ısı transfer katsayısının düşük olması sebebiyle, daha yüksek olmaktadır. Bu sebeple bu tarz sistemlerde oldukça büyük yer kaplamaktadır (Yamankaradeniz, 2011).

Bu tarz cihazlar ılıman iklimler de çalışmaktadır. Çünkü dış ortam hava sıcaklığının düşük olması performans katsayısını da düşürmektedir. Bu şekilde gerekli zamanda alınabilmesi gereken ısı miktarı azalmaktadır. Hava sıcaklığının 0°C'nin altına düşmesi durumunda, dış hava serpantininde de buzlanma sorununu karşımıza çıkarmaktadır (Akbiyık, 1999).

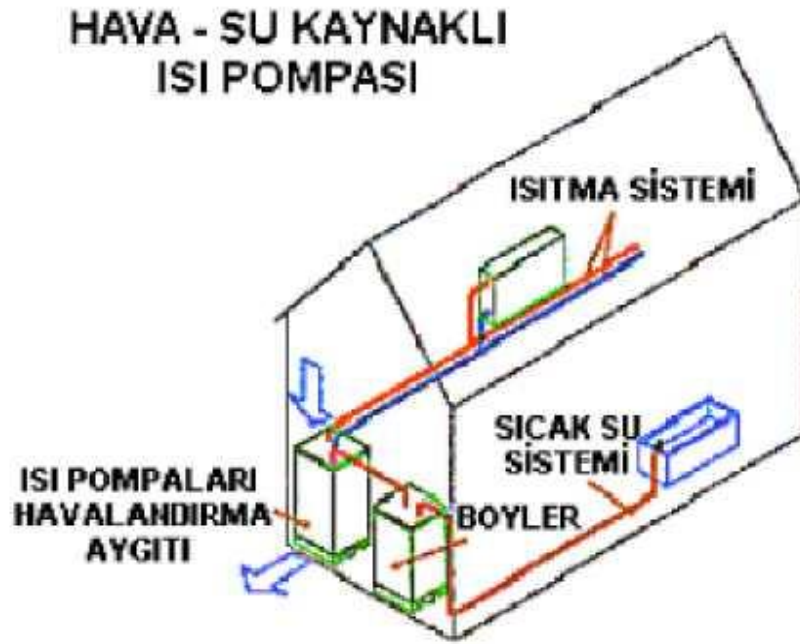


Şekil 3.3. Hava kaynaklı ısı pompası.

3.1.8. Su-Hava Isı Pompası

Su - hava ısı pompasında suyu ısı kaynağı olarak kullanırken havayı ortamın iklimlendirilmesinde ısıyı iletme amaçlı kullanılmaktadır. Isı kaynağı olarak suyun kullanılmasında sabit sıcaklığa sahip kuyu, göl, doğa veya diğer kaynaklardan elde edilebilmektedir (Akbiyık, 1999).

Bu tarzdaki cihazlarda dış hava sıcaklığına bağlı kalınmadığından dolayı sabit performans katsayısıyla çalışmaktadır. Bu sebepten sistemler fazla sıcaklık değişiklikleri olabilen iklimlerde kullanılmaları mümkündür. Bu tip cihazlarda dış havayı ısı kaynağı olarak kullanması avantaj sağlamaktadır. Bu tip sistemler de sadece bir adet hava ısı değiştiricisi kullanıldığından daha küçük boyutlarda olmaktadır. Dezavantajı ise yeterli besleme suyu ve atık su bulunabilmesi problemidir (Bardak, 2011).



Şekil 3.4. Hava-Su kaynaklı ısı pompası.

3.1.9. Su - Su Isı Pompası

Isı kaynağı olarak su kullanıldığından, su - hava sistemleri de birtakım avantajlara sahip olmaktadır. Su temininin yeterli ve cihaz performansını için uygun olunan yerlerde sıcak ve soğuk suyun bir arada, endüstriyel bir işlemde kullanılması gerektiği durumlarda ayrıca sıcak sulu ısıtmanın arzu edildiği hallerde kullanılmaktadır. Bu tip sistemler radyatörlü ısıtma sistemlerinde de uygulanabilmektedir (Akbiyık, 1999).



Şekil 3.5. Su-Su kaynaklı ısı pompası.

3.1.10. Diğer Sistemler

Çok büyük tesislerde, su kaynakları sınırlı olan yerlerde, hava ve suyun birlikte ısı kaynağı olarak kullanıldığı bazı durumlarda avantajlı olmaktadır. Bu sistemlerde dış hava sıcaklığı su sıcaklığından daha yüksek olması halinde performans katsayısını da daha yüksek verebilmektedir. Dış hava sıcaklığının düşük olduğu durumlarda hava - hava tipine göre çok daha yüksek verimde elde edilebilmektedir (Bardak, 2011).

3.2. ISI DAĞITIMINA GÖRE ISI POMPALARI

Isı dağıtım sistemlerine göre ısı pompaları hava ısıtmalı ve su ısıtmalı olarak iki gruba ayrılmaktadır. Hava ısıtmalı ısı pompaları direkt olarak mahal havasını

ısıtmaktadır. Split klimalar buna örnek olarak verile bilmektedir. Su ısıtmalı ısı pompaları ayrıca ısınma ve kullanma sıcak suyu elde edilebilmesi hususunda kullanılmaktadır. Bu tarz ısı pompaları ile üretilen sıcak su, radyatörlü sistemde veya döşemeden ısıtma gibi sistemlerde ve bunun gibi birçok benzer sistemlerde kullanılmaktadırlar. (Dursun, 2006).

3.3. İŞLETME TÜRÜNE GÖRE ISI POMPALARI

Isı pompaları işletme türlerine göre şu şekilde grublandırılırlar:

- Monovalent (tekli)
- Monoenerjik (tek enerjili)
- Bivalent (ikili)

3.3.1. Monovalent (Tekli) İşletim Türü

Monovalent işletme sistemlerinde, ısı pompaları ortamın ısıtma yükünü tek başına karşılayan ısı üreten cihaz olarak kullanılmaktadır. Kullanılacak olan ısıtma sisteminde ısı pompasının ulaşması beklenen en yüksek gidiş suyu sıcaklığına göre tasarlanması gerekmektedir. Monovalent sistemlerin basit kullanım alanları ve uygulamaları müstakil evler, apartmanlar ve ofisler şeklinde örneklendirilebilir.

3.3.2. Monoenerjik (Tek Enerjili) İşletim Türü

Isı pompaları ile birlikte tek tip enerji (elektrik)kullanarak çalışan cihazlarda sisteme yardımcı ısı üreticisinin bulunmasına monoenerjik (tek enerjili) işletim sistemi denilmektedir. Bu sistemlerde tesisat gidişine suyu ısıtmak için elektrikli ısıtma suyu eşanjörü ya da boylerde elektrikli ısıtıcı sistemi kullanılabilir. Enerji verimliliğinde ve yatırım da mono enerjik işletim tipi uygun bir kombinasyon olmaktadır. Yerden ısıtma sistemlerinin kullanıldığı, genellikle müstakil veya bir kaç ailenin yaşadığı benzer kullanım özelliklerinin olduğu uygulama sistemlerinde tercih edilebilmektedir.

3.3.3. Bivalent (İkili) İşletim Türü

Bivalent işletim ısı pompasında farklı bir enerji kaynağı kullanan (katı, sıvı veya gaz) farklı bir ısıtma sistemiyle beraber kullanılan işletim türündendir. Bivalent işletim paralel veya alternatifli olmak üzere iki farklı şekilde çalışabilmektedir.

Alternatifli işletim sisteminde, belirli değerin üzerindeki dış hava sıcaklığında ısı pompası tüm ısıtmayı karşılayabilmektedir. Sıcaklığın daha düşük olduğu durumlarda ısı pompası kapasitesi yetmemektedir. Bu tip durumlarda sistem ikincil ısı kaynağına dönerek sistemde ihtiyaç duyulan ısının tümünü bu kaynaktan sağlayarak, ısı pompasını devre dışı bırakmaktadır.

Paralel işletimde ise, belirli bir değerin üstündeki dış hava sıcaklıklarında ise ısı pompası yine tüm ısıtmayı karşılamaktadır. Daha düşük sıcaklıklarda sistem ikincil ısı kaynağını devreye alır böylece sistemde ihtiyaç duyulan ısı enerjisini ısı pompası ve ikincil ısı kaynağı birlikte karşılayacaktır (Viessmann, 2009).

3.4. ISI POMPASI ELEMANLARI

Isı pompaları dört ana elemandan oluşmaktadır. Bunlar,

- Kompresör
- Buharlaştırıcı
- Yoğuşturucu
- Genleşme valfleri

3.4.1. Kompresörler

Kompresör sistemde kullanılan soğutucu akışkan ve akışkan ile birlikte buharlaştırıcı içerisindeki ısı ve yüklü basarak hareketlendirir bu sayede hareket eden akışkan yerine arkadan gelen ısı yükü taşımayan yeni akışkana yer almakta böylece akışın devamlılığı sağlanabilmektedir. Ayrıca buhar fazındaki akışkanın basıncı kondensör üzerinde yoğuşma sıcaklığının karşısına çıkabilmektedir.

İdeal bir kompresörde şu genel kontrol karakteristikleri aranmaktadır

- Sürekli kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi
- İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğu kadar yavaş olması
- Verimlerin kısmi yüklerde de düşüğe geçmemesi
- Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliğini koruması
- Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam kapasite ve değişik şartlar altında belirli seviyelerin üstüne çıkmaması
- Ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması
- Daha az güç harcayarak birim soğutma yükünü sağlaması
- Maliyetin mümkün oldukça düşük olması

Kompresörler genellikle, rotorlu, pistonlu, turbo ve vidalı olmak üzere dört şekillerde imal edilmektedir (Niğdelioğlu, 2006).

Pistonlu Kompresörler; Isı pompası ve soğutma uygulamasında en çok kullanılan ve en geniş uygulama alanına sahip olanlardır. Pistonlu kompresörlerin bazı avantaj ve dezavantajlarını şu şekilde sıralayabiliriz.

Avantajları:

- Pistonlu kompresörler her tip motorla çalıştırılabilirler.
- Devir sayıları kayış - kasnak ve benzeri şekillerde değiştirilebilmektedirler.
- Motor üzerinde kısa devre şeklinde devrede kilitlemeler olmamaktadır.
- Hareket motoru arıza yaptığı zaman hemen yenisi takılarak çalışması aksatılmamaktadır.
- İmalat kaliteleri çok yüksektir

Dezavantajları:

- Hermetik kompresörlere göre fiyatları çok yüksektir.

- Soğutma devresinde, motorun ısı kayıpları geri pompaları için önemli bir fonksiyondur.
- Sıvı darbelerinde diğer kompresörlerden çok daha dayanıklıdırlar.
- Soğutucu akışkan kaçaqları oluşabilmekte ve bu çok önemli dezavantajdır.

Rotorlu (Rotatif Kompresörler) ; Pistonlu kompresörlerdeki gibi sıkıştırma makinesidir. Yalnız ileri ve geri hareketi yerine dönen bir pistonla sahiptir. En çok görülen imalat tipleri; dönel pistonlu, wurm pistonlu ve revolving pistonlu kompresörler şeklindedir. Sessiz çalışmaları ve daha az yer işgal etmelerine karşın, imalattaki çok ince işçilik ve yağlama güçlükleri yüksek basınçlardaki kaçaqlar dezavantajlarıdır.

Turbo Kompresörler ; Çalışma şekli olarak yüksek basınçlı radyal fanlarla aynı tarzda çalışmaktadır. Pistonlu ve rölatif kompresörlerden farklı olarak pozitif sıkıştırma yerine santrifüj kuvvetten yararlanılarak sıkıştırma yapmalarıdır.

Avantajları:

- Titreşim yoktur.
- Gaz akışı süreklidir.
- Devreye yağ kaçağı olmaz.
- %20 ile %99 arasında güç ayarı yapılabilmektedir.
- İmalat kaliteleri yüksektir.
- Komplike değildir.

Dezavantajları:

- Sıkıştırma oranları düşüktür.
- Çok yüksek güçlere dayanıklı değildir.
- Motor tarafından açığa çıkan ısının geri kazanılması mümkün olmamaktadır.

Hermetik (Vidalı) Kompresörler ; Küçük soğutma tesisleri gibi klima tesisleriyle soğutma vagon ve kasalarında kullanılmaktadır. Sistemlerde Freon soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır.

Hermetik kompresörleri, tam hermetik ve yarı hermetik kompresörler olmak üzere iki şekilde gruplandırabiliriz(Seyrek, 2010).

3.4.2. Buharlaştırıcılar

Soğutucu akışkanların buharlaşarak, soğutulmak istenen ortamların ısı çekilmesini sağlayarak soğutan elemandır. Soğutucu akışkanı beslemesi, çalışma koşullarına, soğutulmak istenen sıvının veya havanın sirkülasyon yöntemine, soğutucu akışkan kontrol türüne ve uygulamalarına göre en kolay uygulanabilir değişik konstrüksiyon ve boyutlarda buharlaştırıcı türleri bulunmaktadır.

Buharlaştırıcılar ısı iletkenlikleri yüksek olan demir, çelik, pirinç, bakır veya alüminyum türündeki malzemeler kullanılarak imal edilmektedir. Zamanla yüzeylerinde biriken kirlerin oluşturduğu ısı direncin büyük olması sebebiyle, malzemelerin ısı iletkenlik katsayıları düşebilmektedir. Dış yüzeylerinde havanın soğutulması durumunda biriken toz ve buzlar, su soğutulması hallerindeyse tortu; soğutucu akışkan akışının iç yüzeylerindeyse yağ filmi veya tortular biriktirmesi büyük ısı dirençler oluşturabilmektedir. Örneğin buharlaştırıcı yüzeylerinin üzerinde biriken 10 mm kalınlığındaki buz tabakaları, ısı geçişini temiz yüzeylere nazaran neredeyse yarı yarıya azaltabilmektedir. Sıvıların soğutulmasında kullanılan evaporatörler dört şekilde gruplandırılabilir (Niğdelioğlu, 2006).

- Borulu evaporatörler
- Boru demetli evaporatörler
- Levhalı evaporatörler
- İç içe borulu evaporatörler

3.4.3. Yoğuşturucular

Yoğuşturucular, kompresörden çıkmakta olan kızgın soğutucu akışkan buharının soğutulmasıyla yoğuşturan elemandır. Bu kısımda soğutucu akışkan olarak atmosferik hava veya su kullanıldığından, yoğuşturucuyu hava soğutmalı ve su soğutmalı olmak üzere iki tipte incelenebilmektedir.

Hava soğutmalı yoğuşturucularda, genelde kanatlı borulu üretilmektedir. Borular içerisinde soğutucu akışkan, dışında ise hava geçmektedir. Bu tarz yoğuşturucular genelde küçük soğutma sistemlerinde ve yeterli soğutma sularının bulunmadığı hallerde tercih edilmektedir. Hava tarafında ısı taşınım katsayısı düşük olduğunda, büyük soğutma sistemlerinde çok geniş yüzeyler gerekmektedir. Bakımları ve kullanımları basit olmakla birlikte, hava sıcaklığının gün ve mevsimlere göre değişme göstermesi otomatik kontrolü güçleştirmektedir (Sulatsky, 1991).

Ev tipleri tazında küçük buzdolapları, hava hareketini doğal sirkülasyon ile sağlamaktadır. Bu sirkülasyonun rahat olması için yoğuşturucuyla duvar arasında 10-30 cm civarında açıklık bırakılmak zorundadır. Soğutma miktarı arttıkça dolaşımın yapılabilmesi için daha çok zorlanarak yapılması gerekmektedir. Kompresör motorunun miline vantilatör takılarak hava akışı sağlanmaktadır. Bununda yeterli olmaması halinde volan üzerinde ekstra üfleme kanatları takılmak suretiyle 1500 W civarında soğutma yüklerine çıkarılabilir (Bardak, 2011).

Su soğutmalı yoğuşturucu da ise, soğutma suyu varsa ve elektrik pahalıysa, yoğuşturucunun su ile soğutulması mümkün olmaktadır. Soğutma sularının dışarı atılması ekonomik olmazken, suyun atılacağı kanalizasyon bulunamaya da bilmektedir. Bu tip durumlarda, soğutma suyu soğutma kulelerinde soğutulmak kaydı ile tekrar kullanılmaktadır. (Kavanaugh, 1992).

3.4.3. Genişleme Valfleri

Genişleme valfleri basınç düşürücü olarak da bilinmektedir. Birçok genişleme valfi tipleri varsada, pratikte, otomatik ve termostatik olmak üzere iki türde çoğunlukla

görülmektedir. Ev tipi buzdolabı ve derin dondurucular gibi küçük soğutma yüklerinde genişleme valfleri yerlerine genellikle kılcal (kapiler) boru kullanılmaktadır. Boruların iç çapları, soğutma yüküne göre 0,8-1,3 mm aralıklarında değişmektedir, boyutları buharlaştırıcı basıncına uygun olarak ayarlanmaktadır (Bardak, 2011).

Isı pompasında, alçak basınçtan yüksek basınca geçiş kompresörde gerçekleşirken, yüksek basınçtan alçak basınca düşüşte genişleme valfinde gerçekleşir.

Genleşme valfinde basıncı düşürmenin yanı sıra, evaporatöre aktarılması gerekli soğutucu miktarının ayarlanmasını da yapması gerekirken, dozlama ünitesi olarak da bilinir.

En çok tanınan genişleme valf tipleri şunlardır:

- El ile çalışan genişleme valfi
- Alçak basınçlı şamandıralı valf
- Yüksek basınçlı şamandıralı valf
- Otomatik genişleme valfi
- Termostatik genişleme valfi

El ile çalışan genişleme valfi; Pratikte genel olarak sabit yükteki büyük sistemlerin tercih edilmektedir. Fakat yük değişiklikleri hallerinde valfin konumunu hareket ettirerek düzenleyen bir operatör gerekmektedir.

Alçak basınçlı şamandıralı valf: Valfin alçak basınç kısmına bir şamandıra takılmak suretiyle ve evaporatörde soğutucu akışkan miktarını ayarlamak için kullanılarak kontrol sağlanır böylece basitliğin sağlanması sebebiyle pratikte hata yapmamaktadır. Her çeşit soğutucu akışkan ile kullanılmaktadır.

Yüksek basınçlı şamandıralı valf: Bu valfler şamandıralı sistemin yüksek basınç kısmına monte edilmektedir ve yüksek basınçlı sıvıyla ayarlanmaktadır. Bu valf tipleri soğutucu akışkan miktarlarının çok önem taşıdığı sistemlerde kullanılmaktadır.

Otomatik genleşme valfi: Evaporatör kısmındaki basıncı kullanarak evaporatör içindeki sabit basınç sağlanmaktadır. Evaporatör kısmındaki basınç yükseldiğinde valf kapanmakta, azalırsa açılmaktadır. Bu valf tipleri ani yük değişimleri olan sistemlerde daha uygun olmaktadır.

Termostatik genleşme valfi: En çok tercih edilen genleşme valfidir. Buharlaşma işleminin başlangıç noktası ile bitiş noktaları aralığını ayarlayabilen sıcaklık farkını kontrol eden elemandır (Seyrek, 2010).

BÖLÜM 4

CİHAZ ÜRETİMİNDE KULLANILAN MALZEMELER VE GÖREVLERİ

Cihaz üretiminde çeşitli firmalardan satın alınan bir çok malzeme kullanılmıştır. Tezde asıl hedef cihazın verimi artırmak olduğu için ve başarılı bir deney ortamı elde etmek için çabalanmıştır.

4.1. KULLANILAN MALZEMELER



Şekil 4.1. Termostat.

4.1.1. Termostat

Cihaz üzerinde sıcaklık ölçülerek cihazın belli basınçlar arasında çalışmasını ve cihazın güvenliğini sağlamak amacıyla kullanılmıştır. Dış ünite üzerinde kondenser dönüş borusu üzerindeki ısıyı ölçerek dış ünite fan kontrolünü sağlar. Bu şekilde cihazın kondenzasyon basıncını dengede tutar yaklaşık 4.5 bar soğutmada. Dış ünite fanını yaklaşık olarak 55 °C de çalıştırır 35°C kapatarak dış ünite kondenzasyon basıncını dengede tutmaya çalışmaktadır.



Şekil 4.2. Vana.

4.1.2. Vana

Gaz akışını kapatıp açmak amacıyla kullanılır. Cihazın boyler bağlantılarına yapmak ve boyleri devre dışı bırakmak amacıyla gaz yollarının açılıp kapanmasını sağlar. Bu işlem elektronik bir kontrol sistemiyle elektronik üç yollu vana kullanılarak da yapılabilir.



Şekil 4.3. Rakor.

4.1.3. Rakor

İki farklı gaz borusunun birbirine bağlanması amacıyla kullanılır. Boylerin cihazın dış ünitesi üzerine söküp- takılabilen bir bağlantı yapılabilmesi amacıyla kullanılmıştır.



Şekil 4.4. Varil (40 Lt).

4.1.4. Varil

İçerisinde sıvı saklamak amacıyla kullanılan kaptır. Sistemde kullanma sıcak suyunu sağlayabilmek amacıyla boyler amaçlı kullanılmıştır.



Şekil 4.5. İzolasyon malzemesi.

4.1.5. İzolasyon Malzemesi

Bir tarafi yapışkanlıdır, ısı kaybını önlemek amacıyla kullanılır. Boyler amacıyla kullanılacak olan varilin üzerine ısı kaybını önlemek amacıyla kullanılmıştır.



Şekil 4.6. Bakır boru.

4.1.6. Bakır Boru

Akışkan iletimini sağlamak amacıyla kullanılır. Boyler üretiminde kullanılarak dış ünite üretilen kızgın gazın boylere transferini sağlamak amacıyla kullanılır.



Şekil 4.7. İç ünite.

4.1.7. İç Ünite

Split klimalarda ısıtma soğutma işlevinin mekan içerisine aktarılması amacıyla kullanılmaktadır.



Şekil 4.8. Dış ünite.

4.1.8. Dış Ünite

Akışkanların genişleme farkından yararlanılarak ısıtma soğutma işlevinin ortaya çıkartır. Sistemdeki kızgın gazın boyler üzerinden geçirerek boylerdeki kullanma suyunun ısıtılmasını sağlar.

4.2. CİHAZIN ÜRETİLMESİ

Cihazda diğer klimalardan farklı olarak iki kısım değiştirilmiş veya eklenmiştir. Bunlardan boylar çeşitli malzemelerde üretilmiştir. Dış ünite ise üzerinde çeşitli değişiklikler yapılmıştır.

4.2.1. Boylerin Üretilmesi



Şekil 4.9. Isı yalıtımı yapılmış varil.

40 Lt varil üzerine bir tarafı yapışkanlı olan 1 cm kalınlığındaki izolasyon yapışkanlı kısmı kullanılarak varil üzerine yapıştırma usulüyle varil izolasyonu yapılmıştır.



Şekil 4.10. Boylerin oluşturulması.

Yaklaşık 18 metre uzunluğundaki 3/8 “ çaptaki bakır boru kıvrılarak 40 Lt varilin içerisine konulmuş bakır boru uçları varil üzerine açılan 2 delik içerisinden geçirilerek uçlarına havşa açılıp uçlarına takılan 2 rakor ile cihaza bağlantısı yapılmıştır.

4.2.3. Dış Ünitenin Üretilmesi



Şekil 4.11. Dış ünite.

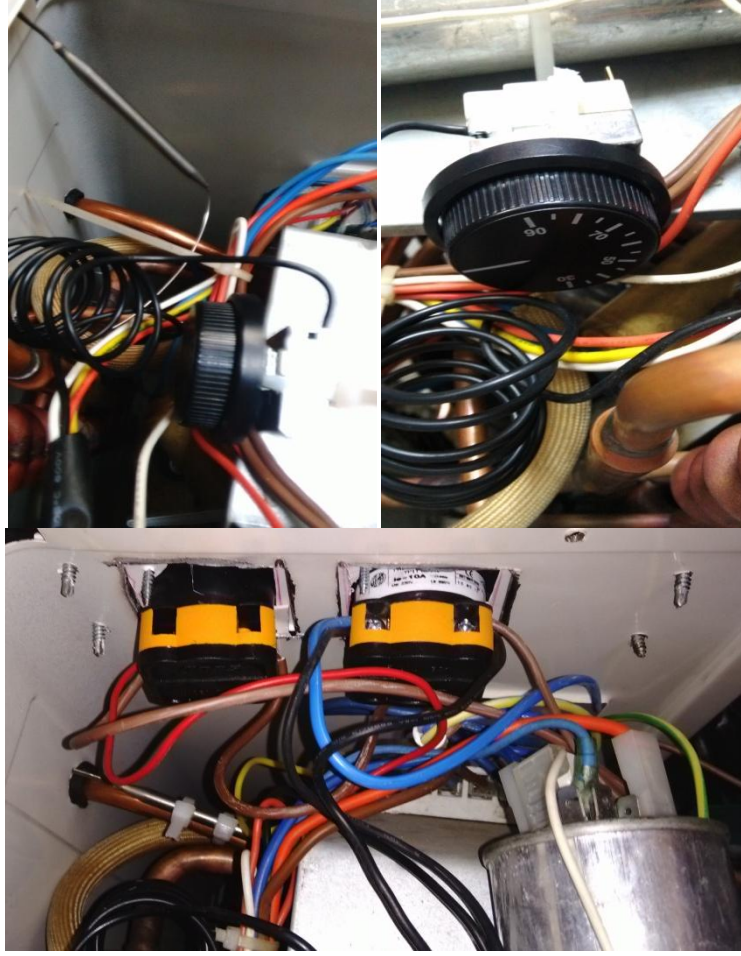
Dış üniteadaki mevcut R22 gaz ozon tabakasına zarar vermemesi amacıyla gaz toplama aparatıyla likit tanklarına toplandıktan sonra dış ünite kapaklarını sökülmüştür.

Dış ünite kompresör üzerindeki basma borusu oksijen kaynağı yardımıyla yerinden çıkartılıp 2 adet dirsek ile bakır borular oksijen kaynağı yardımıyla dış ünite arka kapak üzerine açılan 2 delik içerisinden dışarı çıkartılmıştır.



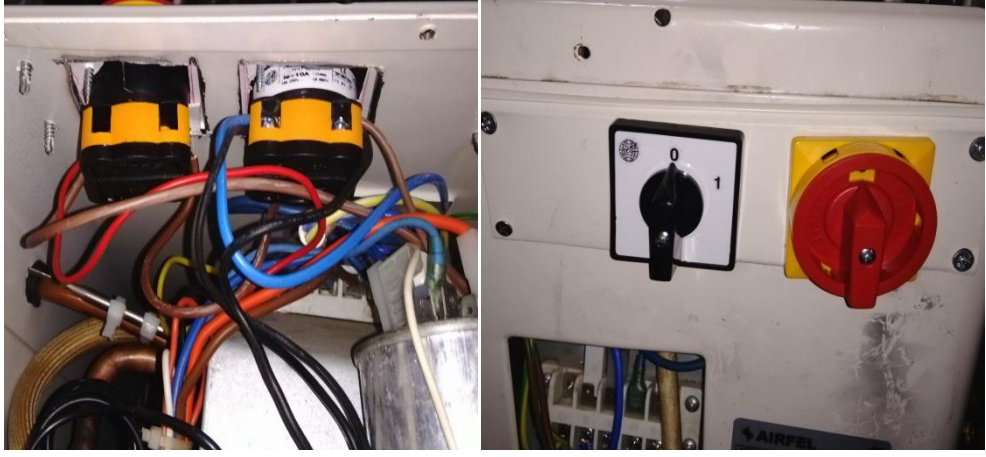
Şekil 4.12. Dış ünite vana ve boyler bağlantıları.

Oksijen kaynağı yardımıyla dış ünitenin dışına çıkartılan borular üzerine bakır T yardımıyla vanaların bağlanılacak olduğu alt yapı bağlantıları oluşturulmuştur. Bu bağlantıların uçlarına havşa açılarak rekor yardımıyla vana bağlantıları yapılmış daha önceden hazırlanmış olan boyler vana uçlarına bağlanmıştır.



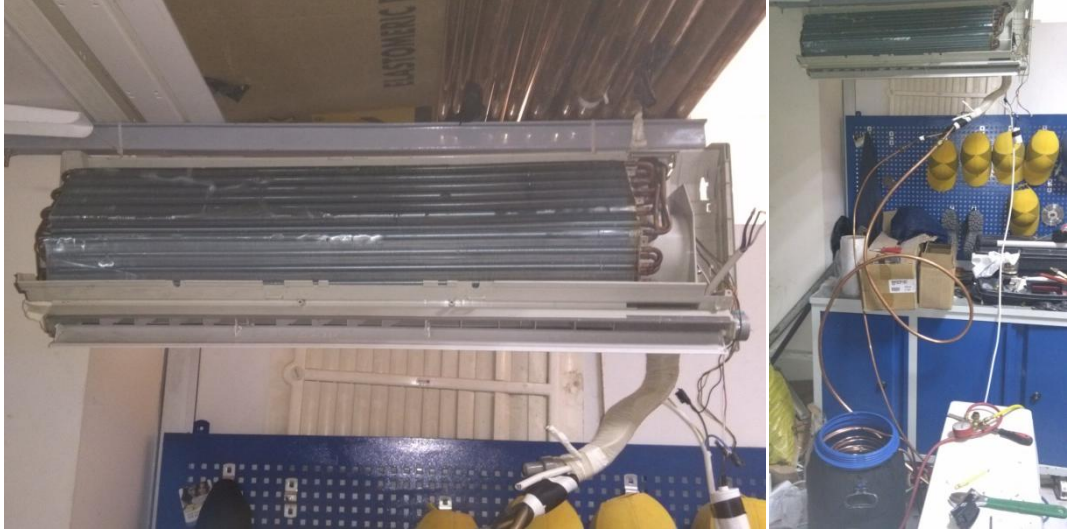
Şekil 4.13. Dış ünite termostat bağlantısı.

Cihaz üzerinde sıcaklık ölçülerek cihazın belli basınçlar arasında çalışmasını ve cihazın güvenliğini sağlamak amacıyla kullanılmıştır. Dış ünite üzerinde kondenser dönüş borusu üzerindeki ısıyı ölçerek dış ünite fan kontrolünü sağlar. Bu şekilde cihazın kondenzasyon basıncını dengede tutar yaklaşık 4.5 bar soğutmada. Dış ünite fanını yaklaşık olarak 55 °C de çalıştırır 35°C kapatarak dış ünite kondenzasyon basıncını dengede tutmaya çalışmaktadır.



Şekil 4.14. Elektrik bağlantıları.

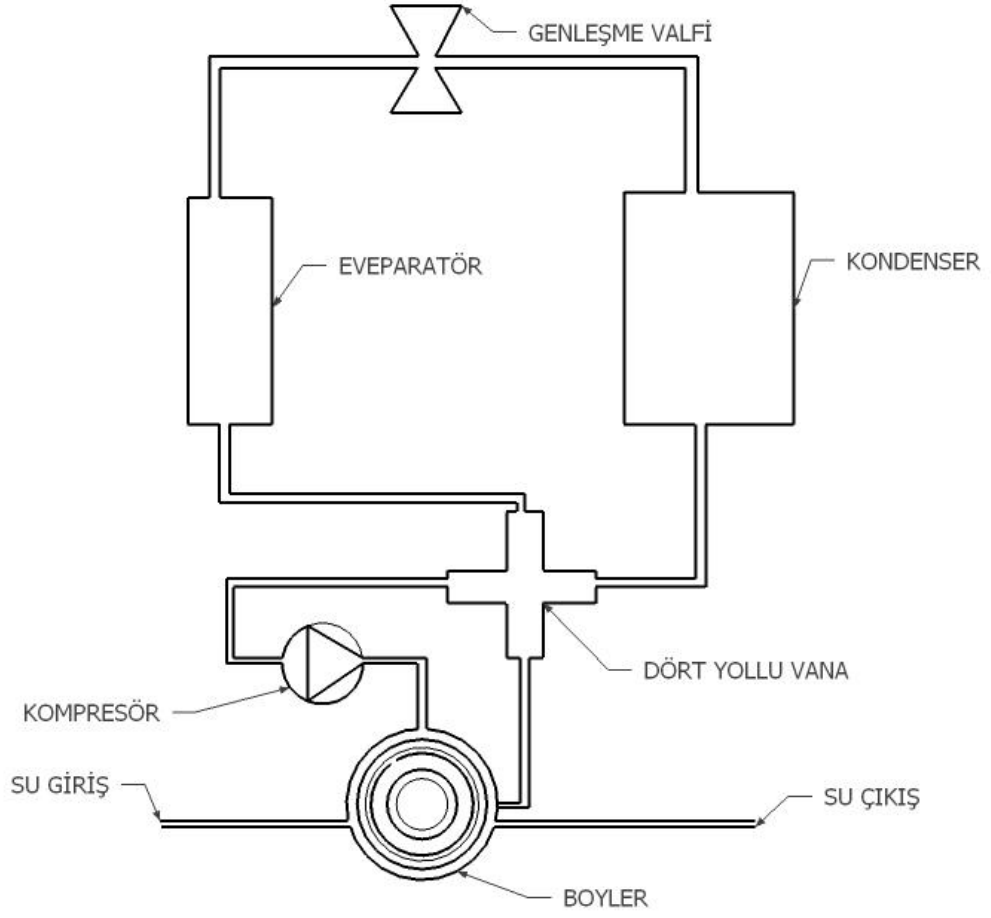
Cihaz üzerinde sıcak soğuk seçimini sağlayabilmek amacıyla bir şalter konularak manüel olarak sıcak soğuk seçimi sağlanmıştır. Cihazın acil durumlarda kapatılabilmesi amacıyla bir acil durum şalteri besleme bağlantıları üzerine konulmuştur.



Şekil 4.15. Bağlantıların tamamlanması.

Cihazın iç ve dış ünite arasındaki bakır boru ve kablolama bağlantıları yapıldıktan sonra cihazın vakum ve manifold yardımıyla cihazın vakumlama işlemi yapılarak kaçak kontrolü yapılmıştır. Cihaza hassas terazi yardımıyla cihaz üzerindeki fabrikasyon gaz miktarı ve boyler için kullanılan bakır boru metresi başına 0,15 gr R22 gazı ilavesi yapılmıştır. Bu şekilde cihazın gazı tamamlandıktan sonra ve

cihazın elektrik bağlantıları kontrol edildikten sonra test çalıştırılmasına başlanılmıştır.



Şekil 4.16. Cihazın teknik çizimi.

BÖLÜM 5

CİHAZIN TEST ÇALIŞTIRMASI VE VERİLERİN TOPLANMASI

Cihaz şebeke elektriğine bağlandıktan sonra cihaz üzerindeki acil durum şalterinden cihaz çalıştırılmıştır. Cihazın soğutma modunda çalıştırılabilmesi için dış ünite üzerindeki by-pass vanası açık boyler gidiş dönüş vanaları kapalı konumdadır. Kompresör sistemdeki R22 gazını basınçlandırarak genleşme valfi aracılığıyla kondenser üzerinde sıkıştırarak ısınan gazın ısı dış havaya fan yardımıyla üzerindeki ısı transfer edilmeye çalışılır. Genleşme valfinden sıvı likit olarak çıkan R22 gazı evaporatör üzerinde tekrar genleşmeye başlayarak iç ortamdaki ısıyı emerek ortamı soğutur. Boylerli konumda by-pass vanası kapalı boyler gidiş dönüş vanaları ise açık olmak zorundadır. Boylerli konumda kompresörle dış kondenserde sıkıştırarak ısınan gaz dış havaya transfer edilecek olan ısı kondenser öncesinde boylere yönlendirerek dış ortama transfer edilmek yerine boylerdeki suya transfer edilir. Hem elektrik tasarrufu dolayısıyla cihazda verim artışına ve COP değerini yükseltir. Cihazın öncelikle normal soğutma modunda çalıştırıldıktan sonra dış ünite üzerindeki termostat ayarı manometredeki basınç göstergesi takip edilerek termostat ayarı yapılmıştır. Cihazın belirlenen noktalardan lazer termometre yardımıyla sıcaklık değerleri ve pens ampermetre yardımıyla dış ünite besleme kabloları üzerinden çektiği amper değerleri alınmıştır. Alınan tüm değerler aşağıdaki tabloda mevcuttur. Cihaz ilk olarak soğutma modunda ikinci olarak ısıtma modunda çalıştırılmıştır.



Şekil 5.1. Dış ünite boiler gaz giriş-çıkış sıcaklıkları.



Şekil 4.2. İç ünite üfleme sıcaklığı.



Şekil 4.3. Dış ünite çektiği amper.



Şekil 4.4. Boyler sıcaklığı.



Şekil 4.5. Dış ünite kondenser sıcaklığı.

Çizelge 5.1. Cihaz boylerli çalışma verileri.

TARİH	CİHAZ BOYLERLİ ÇALIŞMA VERİLERİ										
	Çektiği Amper	Boiler Gaz Giriş Sıcaklığı	Boiler Gaz Giriş Basıncı	Boiler Gaz Çıkış Sıcaklığı	Boiler Gaz Çıkış Basıncı	Boiler Sıcaklığı	Kondenser Sıcaklığı	Kondenser Giriş Sıcaklığı	Kondenser Giriş Basıncı	Kondenser Çıkış Sıcaklığı	Kondenser Çıkış Basıncı
SOĞUTMA MODUNDA											
26.08.2014	7,9	90	22	43	21	48	40	43	21	35	19
27.08.2014	8	95	23	44	22	49	42	44	22	36	19
ISITMA MODUNDA											
28.10.2014	5	21	16	18	14	18	13	26	4	12	3,5
29.10.2014	6	43	17	24,7	15	30	9	27	5	8	4
30.10.2014	6,5	47	17	25,6	15	36	8	30	5	7	4,2
01.11.2014	7,2	53	18	30	16	40	8	34	6	7	4,4

TARİH	CİHAZ BOYLERLİ ÇALIŞMA VERİLERİ												
	Dış Ortam Sıcaklığı	Dış Ünite Üfleme Sıcaklığı	İç Ortam Sıcaklığı	İç Ünite Üfleme Sıcaklığı	Eveparatör Giriş Sıcaklığı	Eveparatör Giriş Basıncı	Eveparatör Çıkış Sıcaklığı	Eveparatör Çıkış Basıncı	Eveparatör Sıcaklığı	Kompresör Giriş Sıcaklığı	Kompresör Giriş Basıncı	Kompresör Çıkış Sıcaklığı	Kompresör Çıkış Basıncı
SOĞUTMA MODUNDA													
26.08.2014	35	38	30	12	4	6	8	4	6	12	4,50	90	22
27.08.2014	34	38	29	12	4	6	8	4	6,3	12	4,20	95	23
ISITMA MODUNDA													
28.10.2014	15	12	16	22	18	8	16	14	22	4	3,30	35	17
29.10.2014	16	11	17	24	20	8	17	15	24	6	3,50	50	18
30.10.2014	15	12	19	28	21	8	19	15	29	6	3,60	55	18
01.11.2014	14	12	20	32	24	8	24	16	33	7	3,80	60	19

Çizelge 5.2. Cihaz boylersiz çalışma verileri

TARİH	CİHAZ BOYLETSİZ ÇALIŞMA VERİLERİ									
	Çektiği Amper	Kondenser Sıcaklığı	Kondenser Giriş Sıcaklığı	Kondenser Giriş Basıncı	Kondenser Çıkış Sıcaklığı	Kondenser Çıkış Basıncı	Dış Ortam Sıcaklığı	Dış Ünite Üfleme Sıcaklığı	İç Ortam Sıcaklığı	
SOĞUTMA MODUNDA										
26.08.2014	9,8	48	95	22	43	21	35	45	29	
27.08.2014	10,2	46,6					33	34,4	28,8	
ISITMA MODUNDA										
28.10.2014	8	20,5					15	20	17	
29.10.2014	10	15,5					15,4	14,5	19	
30.10.2014	11	15					15,4	14,3	22	
01.11.2014	10	15					15,5	14,3	21	

TARİH	CİHAZ BOYLETSİZ ÇALIŞMA VERİLERİ									
	Eveparatör Giriş Sıcaklığı	Eveparatör Giriş Basıncı	Eveparatör Çıkış Sıcaklığı	Eveparatör Çıkış Basıncı	İç Ünite Üfleme Sıcaklığı	Eveparatör Sıcaklığı	Kompresör Giriş Sıcaklığı	Kompresör Giriş Basıncı	Kompresör Çıkış Sıcaklığı	Kompresör Çıkış Basıncı
SOĞUTMA MODUNDA										
26.08.2014	6	4,50	12	4,50	12	8	14	4,80	98	22
27.08.2014					14,5	9,1				
ISITMA MODUNDA										
28.10.2014					45	59				
29.10.2014					55	68				
30.10.2014					40	72				
01.11.2014					42	70				

BÖLÜM 6

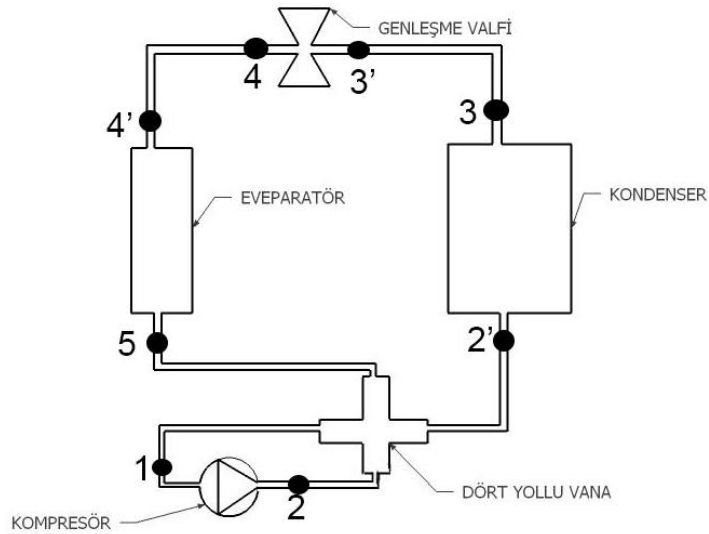
CİHAZIN TASARRUF MİKTARI VE HESAPLAMASI

Cihazda Kullanılan soğutucu akışkan tipi R22 dir. Soğutucu akışkanın debisi R22 olarak gösterilmiştir. Soğutucu akışkan devresi için h ve s değerleri buldukları sıcaklık ve basınca göre R22 akışkan diyagramına göre alınmıştır. Soğutucu akışkan devresi için h_0 ve s_0 değerleri $25\text{ }^\circ\text{C}$ 1 bar basınç çevre şartındaki akışkana göre R22 tablosundan alınmıştır. Soğutucu akışkan için bu değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 6.1. Referans değerleri.

Referans değerler T_0 ve Özellikleri	
T_0	298,15 K
h_0	429,532 kJ/kg
s_0	1,984 kJ/kgK

6.1. BOYLERSİZ BÖLÜM İÇİN ENERJİ HESAPLARI



Şekil 6.1. Boylersiz sistem ölçüm noktaları.

Çizelge 6.2. Boylersiz sistem ölçüm noktaları ve verileri.

Nokta	Ekipman	T (°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Kompresör Giriş	14	4,8	0,05151	415,777	1,792
2	Kompresör Çıkış	98	22	0,05151	459,992	1,798
2'	Kondenser Giriş	95	22	0,05151	457,26	1,791
3	Kondenser Çıkış	43	21	0,05151	253,682	1,178
3'	Expansion Valf Giriş	43	21	0,05151	253,682	1,178
4	Expansion Valf Çıkış	6	4,5	0,05151	253,682	0,803
4'	Evaporatör Giriş	6	4,5	0,05151	253,682	0,803
5	Evaporatör Çıkış	12	4,5	0,05151	381,618	1,532

6 °C ve 4,5 bar için ;

$$h_{4 \text{ sıvı}} = 207,092 \quad s_{4 \text{ sıvı}} = 1,025$$

$$h_{4 \text{ buhar}} = 410,662 \quad s_{4 \text{ buhar}} = 0,054$$

$$h_4 = h_{4 \text{ sıvı}} + x (h_{4 \text{ buhar}} - h_{4 \text{ sıvı}})$$

$$253,682 = 207,092 + x (410,662 - 207,092)$$

$$x = 0,228 \quad \%22,8$$

$$s_4 = s_{4 \text{ sıvı}} + x (s_{4 \text{ buhar}} - s_{4 \text{ sıvı}})$$

$$s_4 = 1,025 + 0,228(0,054 - 1,025)$$

$$s_4 = 0,803$$

Cihazın Üretici firma katalogundan soğutma yükü 6.59 kw olarak alınmıştır.

$$Q_E = \dot{m}_{R22} (h_5 - h_{4'})$$

$$6,59 = \dot{m}_{R22} (381,618 - 253,682)$$

$$\dot{m}_{R22} = 0,05151 (\text{Evaporatör})$$

Noktaların enerjisini bulmak için aşağıdaki mevcut formülden yararlanılarak Q hesaplanarak tabloya yazılmıştır.

$$Q_1 = \dot{m}_{R22} \times h_1$$
$$Q_1 = 0,05151 \times 415,777 = 21,4167$$

$$Q_2 = \dot{m}_{R22} \times h_2$$
$$Q_2 = 0,05151 \times 459,992 = 23,6942$$

$$Q_{2'} = \dot{m}_{R22} \times h_{2'}$$
$$Q_{2'} = 0,05151 \times 457,26 = 23,5535$$

$$Q_3 = \dot{m}_{R22} \times h_3$$
$$Q_3 = 0,05151 \times 253,682 = 13,0672$$

$$Q_{3'} = \dot{m}_{R22} \times h_{3'}$$
$$Q_{3'} = 0,05151 \times 253,682 = 13,0672$$

$$Q_4 = \dot{m}_{R22} \times h_4$$
$$Q_4 = 0,05151 \times 253,682 = 13,0672$$

$$Q_{4'} = \dot{m}_{R22} \times h_{4'}$$
$$Q_{4'} = 0,05151 \times 253,682 = 13,0672$$

$$Q_5 = \dot{m}_{R22} \times h_5$$
$$Q_5 = 0,05151 \times 381,618 = 19,6572$$

Çizelge 6.3. Cihazda alınan ve hesaplanan değerler.

Nokta	Ekipman	T (°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Q (Kw)
1	Kompresör Giriş	14	4,8	0,05151	415,777	1,792	21,4167
2	Kompresör Çıkış	98	22	0,05151	459,992	1,798	23,6942
2'	Kondenser Giriş	95	22	0,05151	457,26	1,791	23,5535
3	Kondenser Çıkış	43	21	0,05151	253,682	1,178	13,0672
3'	Expansion Valf Giriş	43	21	0,05151	253,682	1,178	13,0672
4	Expansion Valf Çıkış	6	4,5	0,05151	253,682	0,803	13,0672
4'	Evaporatör Giriş	6	4,5	0,05151	253,682	0,803	13,0672
5	Evaporatör Çıkış	12	4,5	0,05151	381,618	1,532	19,6572

Cihazın COP'nın hesaplanabilmesi için kompresör yükünün Evaporatör yüküne oranı ile hesaplanır.

$$W_{comp} = \dot{m}_{R22} (h_2 - h_1)$$

$$W_{comp} = 0,05151 (459,992 - 415,777)$$

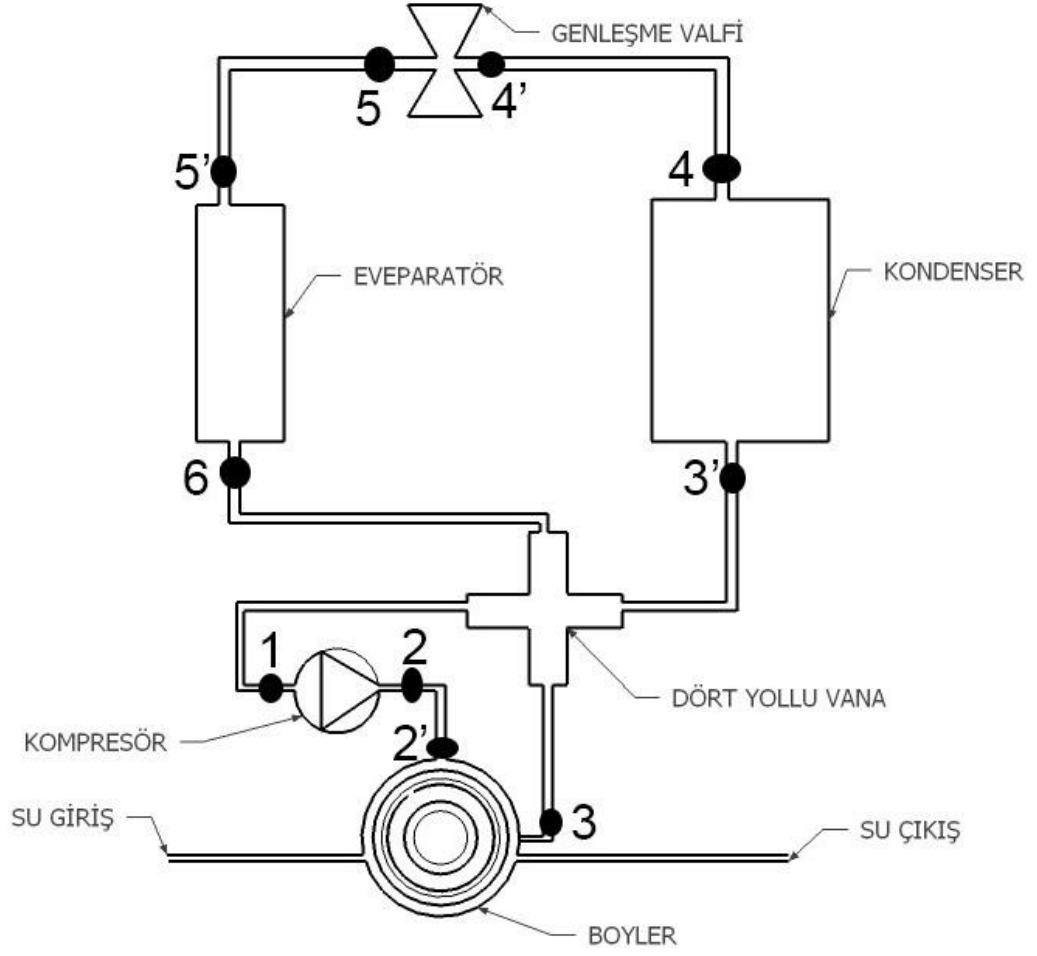
$$W_{comp} = 2,277 \text{ KW}$$

$$COP_{Boylersiz} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{W_{Comp}}$$

$$COP_{Boylersiz} = \frac{6,59}{2,277}$$

$$COP_{Boylersiz} = 2,8941$$

6.2. BOYLERLİ BÖLÜM İÇİN ENERJİ HESAPLARI



Şekil 6.2. Boylerli sistem ölçüm noktaları.

Çizelge 6.4. Boylerli sistem ölçüm noktaları ve verileri.

Nokta	Ekipman	T (°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	Kompresör Giriş	12	4,5	0,03878	414,913	1,794
2	Kompresör Çıkış	90	22	0,03878	452,289	1,778
2'	Boylar Giriş	90	22	0,03878	452,289	1,778
3	Boylar Çıkış	43	21	0,03878	405,618	1,643
3'	Kondenser Giriş	43	21	0,03878	405,618	1,643
4	Kondenser Çıkış	35	19	0,03878	243,101	1,145
4'	Expansion Valf Giriş	35	19	0,03878	243,101	1,145
5	Expansion Valf Çıkış	4	6	0,03878	243,101	1,153
5'	Evaporatör Giriş	4	6	0,03878	243,101	1,153
6	Evaporatör Çıkış	8	4	0,03878	413,048	1,798

4°C ve 6 bar için ;

$$h_{5\text{ sıvı}} = 204,715 \quad s_{5\text{ sıvı}} = 1,016$$

$$h_{5\text{ gaz}} = 406,049 \quad s_{5\text{ gaz}} = 1,738$$

$$h_5 = h_{5\text{ sıvı}} + x (h_{5\text{ buhar}} - h_{5\text{ sıvı}})$$

$$243,101 = 204,715 + x (406,049 - 204,715)$$

$$x = 0,19 \quad \%19$$

$$s_5 = s_{5\text{ sıvı}} + x (s_{5\text{ buhar}} - s_{5\text{ sıvı}})$$

$$s_5 = 1,016 + 0,19(1,738 - 1,016)$$

$$s_5 = 1,153$$

$$Q_E = \dot{m}_{R22} (h_6 - h_5)$$

$$6,59 = \dot{m}_{R22} (413,048 - 243,101)$$

$$\dot{m}_{R22} = 0,03878 \quad (\text{Evaporatör})$$

Cihazın Üretici firma kataloğundan soğutma yükü 6.59 kw olarak alınmıştır.

$$Q_E = \dot{m}_{R22} (h_5 - h_4)$$

$$6,59 = \dot{m}_{R22} (381,618 - 253,682)$$

$$\dot{m}_{R22} = 0,05151 \quad (\text{Evaporatör})$$

Noktaların enerjisini bulmak için aşağıdaki mevcut formülden yararlanılarak Q hesaplanarak tabloya yazılmıştır.

$$Q_1 = \dot{m}_{R22} \times h_1$$

$$Q_1 = 0,03878 \times 414,913 = 16,089$$

$$Q_2 = \dot{m}_{R22} \times h_2$$

$$Q_2 = 0,03878 \times 452,289 = 17,5383$$

$$Q_{2'} = \dot{m}_{R22} \times h_{2'}$$

$$Q_{2'} = 0,03878 \times 452,289 = 17,5383$$

$$Q_3 = \dot{m}_{R22} \times h_3$$

$$Q_3 = 0,03878 \times 405,618 = 15,7286$$

$$Q_{3'} = \dot{m}_{R22} \times h_{3'}$$

$$Q_{3'} = 0,03878 \times 405,618 = 15,7286$$

$$Q_4 = \dot{m}_{R22} \times h_4$$

$$Q_4 = 0,03878 \times 243,101 = 9,4266$$

$$Q_{4'} = \dot{m}_{R22} \times h_{4'}$$

$$Q_{4'} = 0,03878 \times 243,101 = 9,4266$$

$$Q_5 = \dot{m}_{R22} \times h_5$$

$$Q_5 = 0,03878 \times 243,101 = 9,4266$$

$$Q_{5'} = \dot{m}_{R22} \times h_{5'}$$

$$Q_{5'} = 0,03878 \times 243,101 = 9,4266$$

$$Q_6 = \dot{m}_{R22} \times h_6$$

$$Q_6 = 0,03878 \times 413,048 = 16,0167$$

Çizelge 6.5. Boylerli cihaza ait ölçülen ve bulunan değerler.

Nokta	Ekipman	T (°C)	P (bar)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Q (Kw)
1	Kompresör Giriş	12	4,5	0,03878	414,913	1,794	16,089
2	Kompresör Çıkış	90	22	0,03878	452,289	1,778	17,5383
2'	Boyer Giriş	90	22	0,03878	452,289	1,778	17,5383
3	Boyer Çıkış	43	21	0,03878	405,618	1,643	15,7286
3'	Kondenser Giriş	43	21	0,03878	405,618	1,643	15,7286
4	Kondenser Çıkış	35	19	0,03878	243,101	1,145	9,42668
4'	Expansion Valf Giriş	35	19	0,03878	243,101	1,145	9,42668
5	Expansion Valf Çıkış	4	6	0,03878	243,101	1,153	9,42668
5'	Evaporatör Giriş	4	6	0,03878	243,101	1,153	9,42668
6	Evaporatör Çıkış	8	4	0,03878	413,048	1,798	16,0167

Cihazın COP nin hesaplanabilmesi için kompresör yükünün Evaporatör yüküne oranı ile hesaplanır.

$$W_{comp} = \dot{m}_{R22} (h_2 - h_1)$$

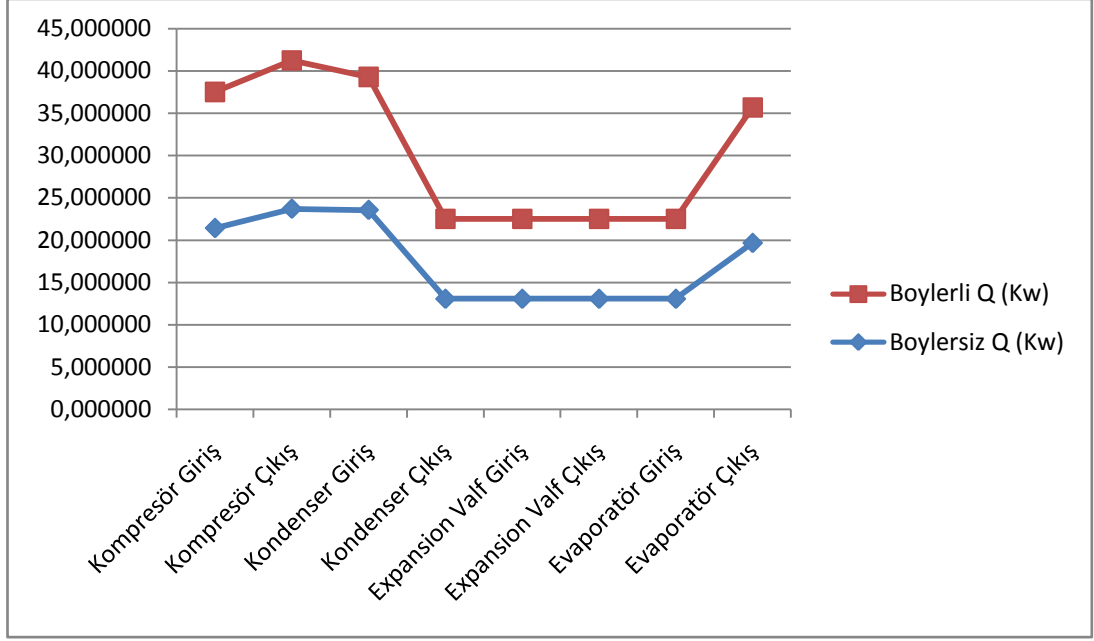
$$W_{comp} = 0,03878 (452,289 - 414,913)$$

$$W_{comp} = 1,449 \text{ KW}$$

$$COP_{Boyerli} = \frac{\dot{Q}_{Evap}}{W_{Comp}}$$

$$COP_{Boyerli} = \frac{6,59}{1,449}$$

$$COP_{Boyerli} = 4,5479$$



Şekil 6.3. Boylerli ve Boylersiz sistemin Q (Kw).

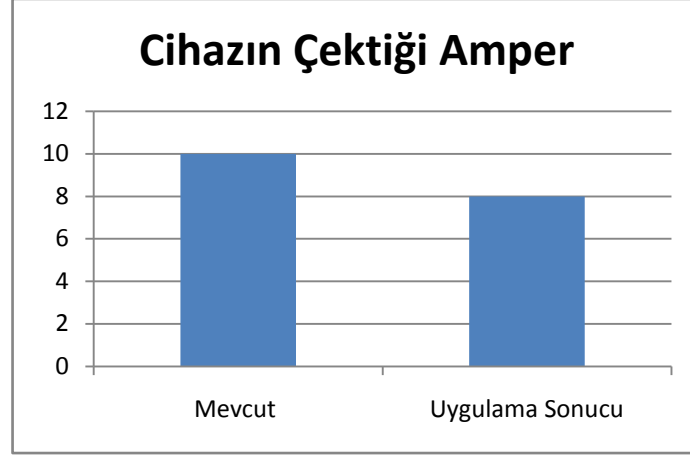
Çizelge 6.6. Parça ve işçilik fiyatları.

PARÇA VE İŞÇİLİK FİYATLARI	
Parça Adı	Parça Fiyatı
Boyer	150
3 yollu vana	30
Bakır boru ve rekor bağlantıları	100
İşçilik	100
Toplam Maliyet	380

Cihaz normal çalışmada ortalama 10 A güç çekerken boylerli çalışmada ise 8 A güç çekmektedir. Yani cihaz 2 A daha az güç tüketmektedir. Buradan yola çıkarak

Saatlik tasarruf miktarı = Boylerli tüketilen güç – Boylersiz tüketilen güç

Saatlik tasarruf miktarı = 10 – 8 = 2 A



Şekil 6.4. Amper fark grafiği.

Elde edilen tasarrufun amper cinsinden Watt 'a dönüştürülmesi;

$$\text{Watt} = \text{Amper} \times \text{Volt}$$

$$W = 2 \times 220 = 440 \text{ w} \quad 0.44\text{kw}$$

Günlük ortalama 10 saat kullanılan bir cihaz saatte 0.44 kw tasarruf sağlamış olur.

$$\text{Bir günlük kazanılan tasarruf miktarı} = 0.44 \times 10 \text{ saat} = 4.4 \text{ kw/gün}$$

$$\text{Bir aylık kazanılan tasarruf miktarı} = 4.4 \times 30 \text{ gün} = 132 \text{ kw/ay}$$

$$\text{Bir yıllık kazanılan tasarruf miktarı} = 132 \times 12 \text{ ay} = 1584 \text{ kw/yıl}$$

Yukarıdaki tasarruf miktarları günlük, aylık ve yıllık olarak hesaplanmıştır.

Günümüzde 1 kw/h elektrik bedeli 0.40 TL (vergiler dahil) dir. Kazanılan tasarruf miktarlarının TL cinsinden hesaplanması;

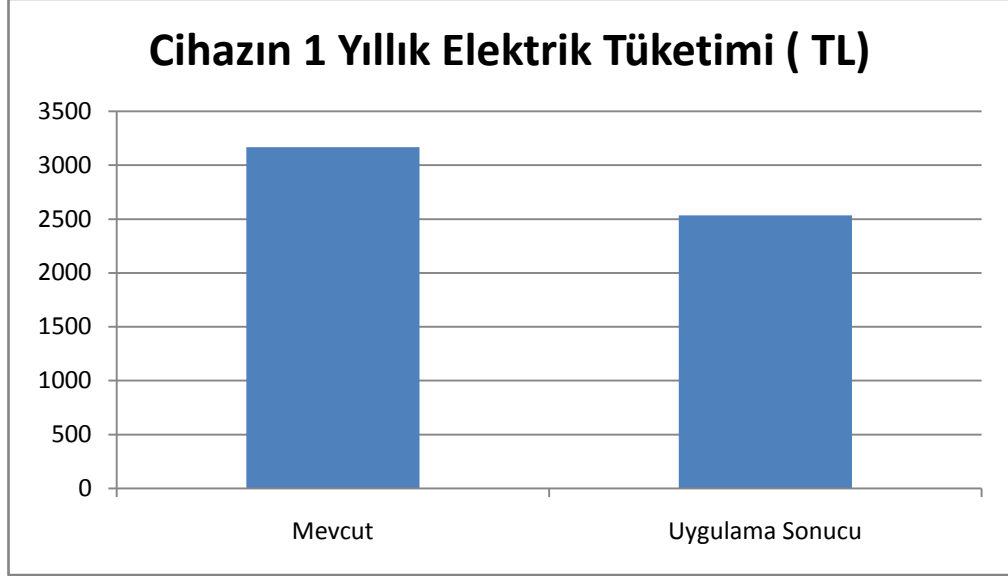
$$\text{Bir saatlik kazanılan tasarruf miktarı} = 0.44 \times 0.40 = 0.176 \text{ TL/h}$$

$$\text{Bir günlük kazanılan tasarruf miktarı} = 0.176 \times 10 = 1.76 \text{ TL/gün}$$

$$\text{Bir aylık kazanılan tasarruf miktarı} = 1.76 \times 30 = 52.8 \text{ TL/ay}$$

$$\text{Bir yıllık kazanılan tasarruf miktarı} = 52.8 \times 12 = 633.6 \text{ TL /yıl}$$

Klima cihazının bir yıllık elektrik tüketimindeki tasarruf miktarı 633.6 TL/yıl dır.



Şekil 6.5. Uygulanan sistemin ısıtma soğutmadaki elektrik tüketimi grafiği.

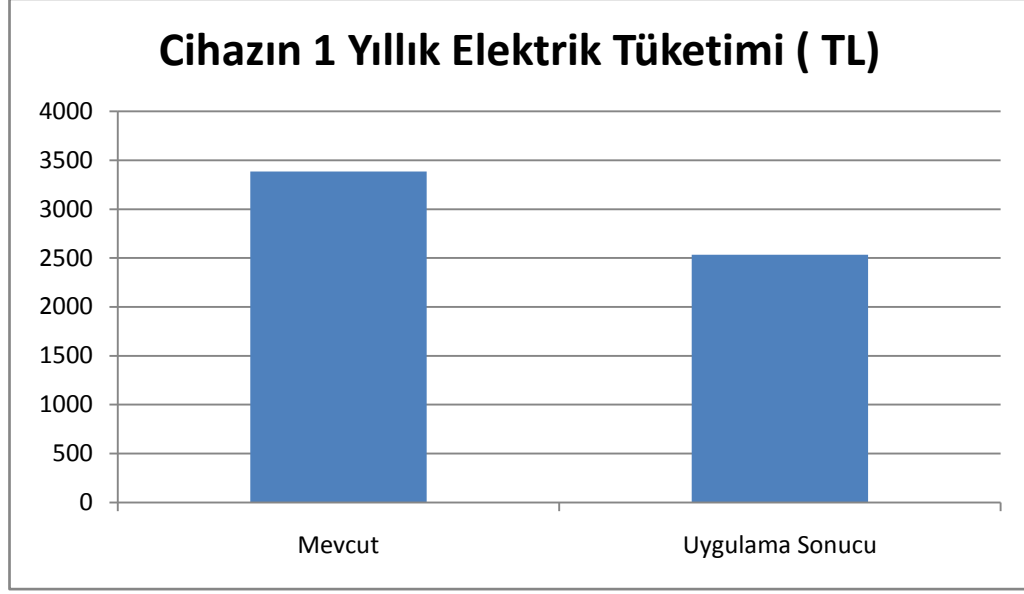
50 lt bir boyler stabil çalışma anında günde ortalama 1,5 kw/gün elektrik tükettiği katalog verilerinden alınmıştır. Bu bilgiye göre bir boylerin yıllık ortalama elektrik tüketimi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

Boyerin ortalama yıllık elektrik tüketimidir (Kw) = 1.5 x 360 = 540 kw/yıl

Boyerin ortalama yıllık elektrik tüketimidir (TL)= 540 x 0.40 = 216 TL/yıl

Boyerli Cihazın bir yıllık ortalama tasarruf miktarı, boylerli çalışma anında cihazın soğutmadaki elektrik tasarrufu ile bir boylerin yıllık ortalama elektrik tüketiminin toplamı elde edilir.

$633.6 + 216 = 849.6$ TL/yıl



Şekil 6.6. Cihazın sıcak su üretimindeki elektriksel avantaj grafiği.

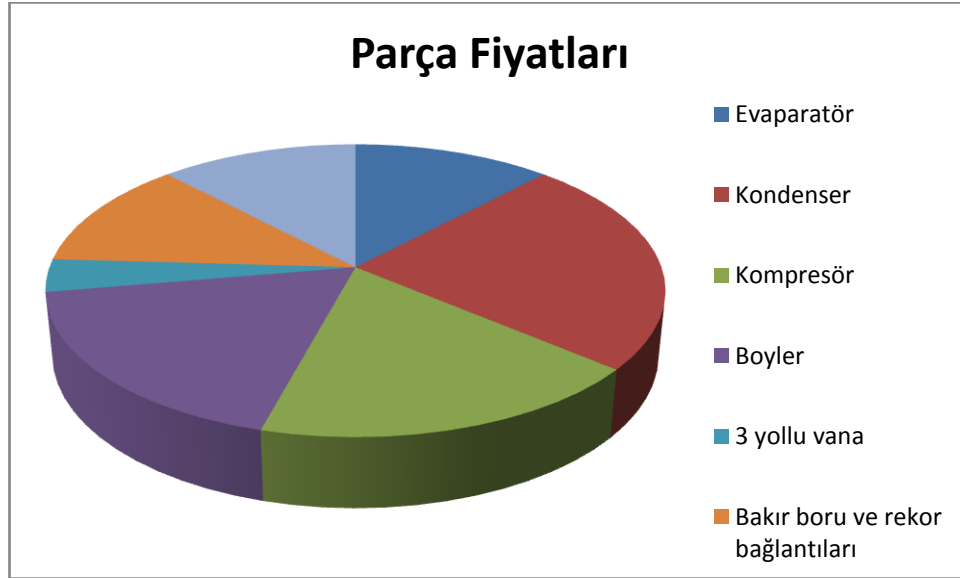
Cihazdan elde edilen günlük tasarruf miktarı, cihazın bir yıllık toplam tasarruf miktarını 360 güne bölünerek elde edilir.

$$849.6 / 360 = 2.36 \text{ TL/gün}$$

6.3. CİHAZIN MALİYETİNİN GERİ DÖNÜŞ SÜRESİ

Çizelge 6.7. Parça ve işçilik fiyatları.

PARÇA VE İŞÇİLİK FİYATLARI	
Parça Adı	Parça Fiyatı
Boylar	150
3 yollu vana	30
Bakır boru ve rekor bağlantıları	100
İşçilik	100
Toplam Maliyet	380



Şekil 6.7. Parça fiyatının maliyet oranı.

Cihazın ilk yatırım maliyeti 380 TL olduğuna göre, bu miktarın günlük tasarruf miktarına bölünmesi ile cihazın kendini geri ödeme süresi (amorti süresi) gün olarak elde edilmiş olur.

$$380/2.36 = 161 \text{ gün}$$

Cihaz bu aşamadan sonra kendini amorti etmiş olarak tüm çalışmalarında cebinize günlük 2.36 TL kar sağladığı, yıllık ise yaklaşık 850 TL bize kar sağladığı görülmektedir.

Yukarıdaki hesaplamalar ve elde edilen sonuçlar neticesinde cihazın normal çalışma anındaki COP si 2,89 olarak bulunmuş, cihazı tasarlayarak eklenmiş olunan boylerli kısım ile cihazın çalışma anındaki COP si ise 4,54 olarak bulunmuş. Yaklaşık olarak eklemiş olduğumuz boylerli kısmın cihaz COP sini 1,6 kat arttırdığı görülmüştür. Buda cihaza büyük bir verim artışı, elektrik tüketiminde düşüş, kapasite yükselmesi ve kullanım sıcak suyu gibi birçok yönden cihaza avantaj sağlamıştır.

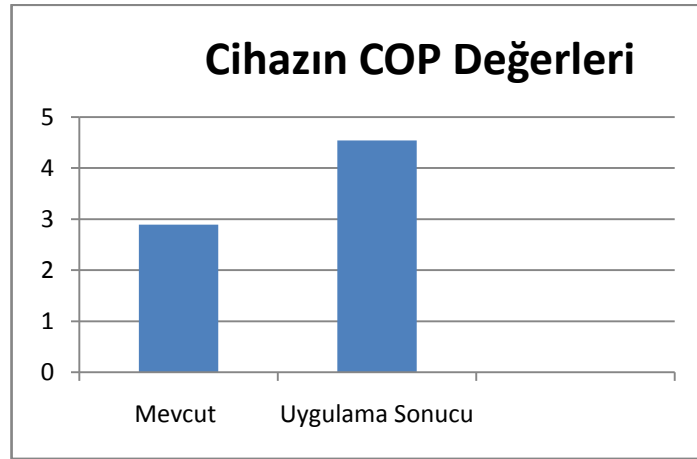
6.4. CİHAZIN AVANTAJ VE DEZAVANTAJI

- Performans verimi ve elektrik sarfiyatında % 20 avantaj elde edildi.
- Sistemin ilk yatırım maliyeti piyasadaki benzer mevcut sistemlerde 13000 TL ve üzeri olduğu oysa sistemde ise split klimanın evlerde mevcut olması bize fazladan bir maliyet getirmediği için mevcut cihazın boylerle birlikte en fazla 380 TL maliyet oluşturmaktadır.
- Piyasadaki modellerde bir sistem odasının bulunması şart iken bu cihazda böyle bir zorunluluk bulunmamaktadır.
- Piyasadaki mevcut modellerde bir kullanım kumandası ve bu kumanda üzerinde müşterinin kullanma sıcak suyunu ihtiyaç duyduğu zamanları programlayarak bu zamanlarda cihazın boylere çalışması gerektiği bu da kullanıcıya bir kullanım zorluğu oluşturduğu fakat cihazda ise basit bir kumanda ile bir kez ayarlandıktan sonra bir daha ayarlanması gerekmemektedir.
- Piyasadaki modellerde kullanıcının kullanma sıcak suyunu programlama neticesinde cihazın boylere çalıştığı zamanlarda bina içerisindeki ısıtma veya soğutma fonksiyonunu gerçekleştirmediği buda binanın konfor ve rejiminde kayıplara neden olduğu cihazda ise boyler ve ısıtma soğutma fonksiyonlarının paralel olarak gerçekleştirdiği için bu tip problemlere yol açmadığı ortaya çıktı.

BÖLÜM 7

SONUÇ

Yukarıdaki hesaplamalar ve elde edilen sonuçlar neticesinde cihazın normal çalışma anındaki COP si 2,89 olarak bulundu, cihaza tasarlayarak eklenmiş olunan boylerli kısım ile cihazın çalışma anındaki COP si ise 4,54 olarak bulundu yaklaşık olarak eklenmiş olunan boylerli kısmın cihazın COP sini 1,6 kat arttırdığı tespit edildi. Buda cihaza büyük bir verim artışı sağlarken elektrik tüketiminde düşüşe ve kapasite yükselmesini sağlayarak kullanım sıcak suyunu ek bir masraf yapmadan üretmesini sağladı.



Şekil 7.1. COP fark grafiği.

Performans verimi ve elektrik sarfiyatında % 20 avantaj sağlandı. Sistemin ilk yatırım maliyeti piyasadaki benzer mevcut sistemlerde 13000 TL ve üzeri olduğu oysa sistemde ise split klimanın evlerdeki mevcut split klima cihazların kullanılması bize fazladan bir maliyet getirmediği için mevcut cihazın boylerle birlikte en fazla 380 TL maliyet oluşturdu.

Piyasadaki birçok modelde bir sistem odasının bulunması şart iken bu cihazda böyle bir zorunluluk bulunmamaktadır. Bu da piyasada uygulanabilirliği artırarak çok daha fazla kullanıcıya ulaşılmasını sağlar.

Piyasadaki mevcut modellerde bir kullanım kumandası ve bu kumanda üzerinde müşterinin kullanma sıcak suyuna ihtiyaç duyduğu zamanları programlayarak bu zamanlarda cihazın boylere çalışması gerekmektedir. Bu sayede kullanıcıya bir kullanım zorluğu oluşturduğu fakat cihazda ise basit bir kumanda ile bir kez ayarlandıktan sonra bir daha ayarlanması gerekmeden kullanıcıya kullanım kolaylığı sağlamaktadır.

Piyasadaki modellerde kullanıcının kullanma sıcak suyunu programlama neticesinde cihazın boylere çalıştığı zamanlarda bina içerisindeki ısıtma veya soğutma fonksiyonunu gerçekleştiremediği buda binanın konfor ve rejiminde kayıplara neden olduğu ve bu esnada cihazın elektrik tüketimine devam ettiği görülmekte. Cihazda ise boyler ve ısıtma-soğutma fonksiyonlarının paralel olarak gerçekleştirdiği için bu tip problemlere yol açmadığı aksine boylerdeki suyu ısıtırken ortam ısıtma-soğutmasına ara vermeden ve ekstra bir elektrik tüketmeden ortam konforuna devam ettiği hatta cihaz performansını yükselttiği saptandı.

KAYNAKLAR

Acar, Y., "Simulation of vapour compression refrigeration cycle for a house hold refrigerator", M. Sc. Thesis, *METU Graduate School of Natural and Applied Sciences*, Ankara, 140 (1998).

Ayhan, T., Çomaklı, Ö. ve Kaygusuz, K., "Experimental investigation of the exergetic efficiency of solar assisted ve energy storage heat pump systems", *Energy Conves. Mgmt.*, 165-173 (1992).

Boran, K., "Isı pompasının sudan-havaya, havadan-havaya, sudan-suya deneysel olarak incelenmesi ve optimizasyonu", Doktora Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri, 141 (1993).

Bulut, H., Büyükalaca, I., ve Yılmaz, T., "Akdeniz bölgesi için ısıtma ve soğutma derece- saat değerlerinin analizi", II. Ulusal İklimlendirme Kongresi Bildiriler Kitabı, *Çukurova Üniversitesi Yayınları*, Antalya, 111-122 (2007).

Büyükalaca, O. H.,ve Yılmaz, T., "Türkiye'nin bazı illeri için derece-gün değerleri", *12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Cilt 1, Sakarya, 107-112 (2000).

Coşman, S., "Fore kazıklara entegre edilen ısı pompası uygulaması ve ekonomik analizi", Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2013).

Dursun, B., "Soğuk iklim koşullarında ısı pompalarının kullanımı", Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, 199 (2006).

Ekinci, D., "Erzurum'da mahal ısıtma amaçlı kullanılan toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin deneysel incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum (2007).

Hepbaşlı, A., "Isı pompası sistemleri ve konut ısıtılması", Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (1985).

Hughes, P. J., Looms, L., O'neil, R. A. ve Rizzuto, J., " Results of the residential earth- coupled heat pump demonsration in Upstate New York", *ASHRAE Transactions*, 2b (91): 1307-1325 (1985).

Koç, M. Ü., "Yenilenebilir enerji kaynaklarının Türkiye'de yaz ve kış klimasında uygulama alanlarının belirlenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 148 (2002).

Niğdelioğlu, O., “Toprak kaynaklı ısı pompası dizaynı ve tekno-ekonomik performans analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kütahya, 119 (2006).

Ozgener, O. and Hepbasli, A., “A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11: 482-496 (2007).

Öztürk, M., “Farklı çevre koşullarının hava kaynaklı ısı pompasının performansına etkisinin deneysel olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir (2009).

Reay, D. ve Macmichal A., “Heat Pumps Designs ve Applications”, *Pergamon Press*, London, 303 (1979).

Seyrek, A., “Mahal ısıtmasından toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin kullanılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kütahya (2010).

Yamankaradeniz, N., “Tekstil sanayinde atık ısıdan enerji tasarrufunda klasik sistemlerle ısı pompası sistemlerinin karşılaştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, 77 (2007).

Yamankaradeniz, B., “Isı pompası kullanılarak kurutma işlemlerinde enerji tasarrufunun incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kütahya (2011).

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S. ve Yamankaradeniz, N., “Soğutma tekniği ve Uygulamaları”, *Vipaş*, Bursa, 608 (2008).

Yavuzturk, C., “Field validation of a short time step model for vertical groundloop heat exchangers”, *ASHRAE Transactions*, 107 (1): 617-25 (2001).

ÖZGEÇMİŞ

Bahtiyar ŞANSLI, 30 Kasım 1984 tarihinde Bulgaristanın Eski zara şehir’de dünyaya gelmiştir. İlköğretimini İzmir Ergenekon ilköğretim okulunda, lise öğrenimini Seyit Şanlı Endüstri Meslek Lisesinde tamamlamıştır. Üniversite öğrenimini ise Zonguldak Karaelmas üniversitesi bugünkü Karabük Üniversitesi, Eğitim Bilimleri Fakültesi, Makine Bölümü Tesisat Öğretmenliğinden 2007 senesinde tamamlamıştır.

2004 senesinde kuruculuğunu da üstlendiği Ege İklimlendirme Sistemlerinde 2012 yılına kadar Merkezi sistem klima, ısı pompaları ve komplike test laboratuvarları kurulumu üzerine servis müdürü olarak çalışmıştır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Kuzykent Mah. Hızır Sok.
Elit Sitesi No: 7 Daire :26
Merkez / KASTAMONU

Tel : (507) 641 2915

E-posta : bahtiyarsansli@hotmail.com