

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

**AİLE TİPİ BİR GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ
ISI POMPALI SU ISITICISI
SİSTEMİNİN TASARIMI VE OLUŞTURULMASI**

A.Tevfik YAŞAR

Güneş Enerjisi Anabilim Dalı

Bilim Kodu: 625.05.04

Sunuş Tarihi : 12.12.2007

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

Bornova-İZMİR

A.Tevfik YAŞAR YÜKSEK LİSANS tezi olarak sunulan “**Aile Tipi Bir Güneş Enerjisi Destekli Isı Pompalı Su Isıtıcısı Sisteminin Tasarımı ve Oluşturulması**” başlıklı bu çalışma, E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi'nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 12/12/2007 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri**İmza****Jüri Başkanı** : Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

.....

Raportör Üye : Yrd. Doç. Dr. M. Turhan ÇOBAN

.....

Üye : Yrd. Doç. Dr. Koray ÜLGEN

.....

ÖZET**AİLE TİPİ BİR GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ
ISI POMPALI SU ISITICISI SİSTEMİNİN
TASARIMI VE OLUŞTURULMASI**

YAŞAR, A.Tevfik

Yüksek Lisans Tezi, Güneş Enerjisi Enstitüsü

Tez Yöneticisi: Prof.Dr. Ali GÜNGÖR

Aralık 2007, 106 sayfa

Bu tezde, düşük enerji tüketimi ile sıcak su üretimi yapabilen güneş enerjisi destekli ısı pompalı su ısıtıcısı sisteminin tasarımı ve oluşturulması üzerine çalışılmıştır. Tasarım için buhar sıkıştırımlı çevrim prensipleri incelenerek, güneş destekli ısı pompalarının teorik analizi yapılmıştır. Sistem tasarımında güneş kolektörü/buharlaştırıcı ve diğer ısı pompası parçaları ayrık (split) olarak tasarlanmıştır. Böylece, farklı koşullar altında ilk örnek incelenerek, sistemin uygunluğu ve verimliliği araştırılmıştır. Elde edilen veriler, tasarlanan sistemin amaçlanan hedef için uygun ve oldukça verimli olduğunu göstermektedir.

Anahtar Sözcükler: Güneş Enerjisi, Işınım, Isı pompası, Sıcak Su Üretimi.

ABSTRACT

**DESIGN AND CONSTRUCTION
OF A DOMESTIC TYPE SOLAR ASSISTED-HEAT PUMP
WATER HEATER SYSTEM**

YAŞAR, A.Tevfik

M.Sc. in Solar Energy Instituti

Supervisor: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

December 2007, 106 pages

This search was about designing and creating of a domestic type solar assisted-heat pump system aimed to prepare warm water with low energy consumption. Therefore, solar assisted heat pump systems were theoretically analyzed by researching the existing gas compressed heat pumps. Solar collector/evaporator, and the other parts of heat pump system were separately (split) designed. So, the adequacy and efficiency of this system was researched by examining the prototype under different conditions. The obtained data show that the designed system was a proper and energy productive one for aimed usage.

Keywords: Solar Energy, radiation, heat pump, warm water preparing.

TEŞEKKÜR

Tez alıőmamın her aşamasında yapıcı değerlendirmeleriyle yanımda olan, katkılarıyla beni yönlendiren değerli hocam Prof. Dr. Ali GÜNGÖR'e, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü çalıőanlarına, eğitimim süresince beni hep onura edip destekleyen komutanım Hv.Tuęę. Ahmet BARLAS'a, proje oluőum esnasında teknik destek sağlayan Yusuf TÜRKOğLU'na, çalıőmalarım süresince yardımlarını esirgemeyen meslektaőlarım Bülent ORHAN, Ahmet CANLI'ya ve yüksek lisans öğrenim süresince büyük bir sabır ve özveri ile yanımda olan eőim Bengü'ye ve kızım Eylül'e teőekkürü bir borç bilirim.

x

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ABSTRACT.....	VII
TEŞEKKÜR	IX
İÇİNDEKİLER.....	XI
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	XIV
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	XVII
SİMGELER DİZİNİ.....	XIX
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	5
2.1 Direk Genleşmeli Isı Pompalı Su Isıtıcısı Tasarımı	11
3. ISI POMPASI TEMEL BİLGİLERİ	17
3.1 Isı Pompalarının Temel Prensibi	17
3.2 Isı Pompasının Çalışma Prensibi	17

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
3.2.1 Carnot Çevrimi.....	18
3.2.2 Teorik Çevrim.....	20
3.2.3 Gerçek Çevrim	23
3.2.4 Teorik çevrimden sapmalar.....	24
3.2.4.1 Aşırı Kızdırma.....	24
3.2.4.2 Aşırı Soğutma.....	26
3.2.5 Kompresörlü Isı Pompasının Termodinamik Analizi.....	26
3.2.5.1 Basınç oranı	26
3.2.5.2 Doldurma Derecesi.....	27
3.2.5.3 Volumetrik Verim.....	28
3.2.5.4 Buharlaşma Isı Akışı (Q_0).....	29
3.2.5.5 Soğutucu akışkanın kütleli debisi.....	29
3.2.5.6 Hacimsel Soğutma Gücü (q_{ov})	30
3.2.5.7 Yoğuşturucu – Isı Akışı (Q)	31
3.2.5.8 Kompresör Kayıpları.....	32
3.2.6 Isı Pompalarında Kullanılan Etkinlik ve Verim Tanımları.....	33
3.2.6.1 Kompresörün Toplam Verimi.....	36

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
3.2.6.2 Enerji Verimlilik Oranı (EVO veya EER)	36
3.2.6.3 Isıtma Mevsimsel Performans Faktörü (IMPF veya HSPF; SPFH)	37
3.2.6.4 Entegre Edilmiş Kısmi Yük Değeri (EKYD veya IPLV).....	39
3.2.6.5 kW/ton (KWT)	39
3.2.6.6 Mevsimsel Performans Faktörü (MPF veya SPF)	40
3.2.6.7 Enerji Faktörü (EF)	41
3.2.6.8 Ekzerjitik Faydalanma Oranı.....	42
3.2.7 Isı Pompasında Isı Kaynakları.....	42
3.2.7.1 Güneş Enerjisi.....	43
3.2.7.1.1 Güneş Açılımları ve Güneş Işınımı Hesapları.....	46
3.2.7.2 Diğer Isı Kaynakları.....	53
4. TASARLANANIP OLUŞTURULAN ISI POMPASI SİSTEMİ.....	56
4.1. Deney Sistemi İç Ünite Çevrim Parçaları.....	57
4.2. Deney Sisteminin Dış Ünite Çevrim Parçaları.....	60
5. DENEY SONUÇLARI.....	62

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
5.1 Parçalı Bulutlu Havada Elde Edilen Veriler.....	64
5.2 Açık, Güneşli Havada Elde Edilen Veriler.....	67
5.3 Sağanak Yağmurlu Havada Elde Edilen Veriler.....	71
5.4 Gece Şartlarında Elde Edilen Veriler	74
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	78
YARARLANILAN KAYNAKLAR.....	82
ÖZGEÇMİŞ.....	84

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 DX-SAHP Su ısıtıcısı şematik gösterimi, ideal ısı pompası çevrimi..	9
2.2 DX-SAHP tasarımı şematik gösterimi	12
2.3 DX - SAHP prototipi.....	13
2.4 Integral tip DX- SAHP için tasarım şematik diyagramı	14
3.1 Carnot çevrimi.....	19
3.2 Teorik Çevrim.....	21
3.3 Gerçek çevrim.....	25
3.4 Aşırı kızdırma.....	25
3.5 Basınç ve doldurma oranları	28
3.6. Güneş Açılırları.....	47
3.7 Deklinasyon Açısının Aylara Göre Değişimi	48
4.1 Isı pompası iç ünite temel şeması.....	56

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.2 Isı pompası dış ünite temel şeması e iş yönleri.....	57
4.3 Su Deposu 80 lt	58
4.4 Kompresör, Sıvı deposu, Filtre kurutucu ve Gözetleme camı.....	59
4.5 Sistemde kullanılan yoğuşturucu.....	59
4.6 İç ünite genel görünüşü.....	60
4.7 Kollektör/buharlaştırıcı paneli (1 m ²).....	61
4.8 Kollektör-buharlaştırıcı paneli bina montajı.....	62
5.1 Parçalı bulutlu hava için sıcaklık değişimleri.....	64
5.2 Parçalı bulutlu hava için COP _{IP} değişimi.....	65
5.3 Parçalı bulutlu hava için enerji değişimi.....	65
5.4 Parçalı bulutlu hava için güç değişimi	66
5.5 Parçalı bulutlu hava için ışıınım değeri değişimi	66

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.6 Açık güneşli hava için sıcaklık değişimleri.....	68
5.7 Açık, güneşli hava için COIP değişimi	68
5.8 Açık, güneşli hava için enerji değişimi.....	69
5.9 Açık güneşli hava için güç değişimi.....	69
5.10 Açık güneşli hava için ışıınım değişimi.....	70
5.11 Sağanak yağmurlu hava için sıcaklık değişimleri.....	72
5.12 Sağanak yağmurlu hava için COP _{IP} değişimleri.....	72
5.13 Sağanak yağmurlu hava için enerji değişimleri.....	73
5.14 Sağanak yağmurlu hava için güç değişimleri.....	73
5.15 Gece şartları için sıcaklık değişimleri.....	75
5.16 Gece şartları için COP _{IP} değişimleri.....	75
5.17 Gece şartları için enerji değişimleri.....	76
5.18 Gece şartları için güç değişimleri.....	76

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Türkiye'nin Ortalama Aylık Güneş Enerji Potansiyeli.....	45
3.2 Türkiye'nin Bölgelere Göre Yıllık Ortalama Güneş Enerjisi Potansiyeli.....	45
3.3 Açık Gün Modeli İçin A,B,C Değerleri.....	52
3.4 Zemin Durumuna Göre Işınım Yansıtma Katsayısı.....	53
5.1 Parçalı bulutlu hava için ölçüm değerleri.....	67
5.2 Açık güneşli hava için ölçüm değerleri	71
5.3 Sağanak yağmurlu hava için ölçüm değerleri.....	74

SİMGELER VE KISALTMALAR

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
P	Basınç (kPa)
T	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$ veya K)
s	Özgül entropi (kJ/kg.K)
Q	Toplam ısı geçişi (kJ)
\dot{Q}	Birim zamanda ısı geçişi (kW)
W	Toplam iş (kJ)
\dot{W}	Güç (kW)
m	Kütle (kg)
\dot{m}	Kütlesel debi (kg/s)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
v	Özgül Hacim (m^3/kg)

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
S	Kompresör strok uzunluğu (m)
N	Kompresör motor hızı (rev/s)
η_v	Hacimsel verim
i	Silindir sayısı
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
C_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg.K)
COP_{IP}	Isı pompası etkinlik katsayısı
q	Akıtma debisi (m^3/s)
V	Hacim (m^3)
t	Zaman (saniye)

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

<u>Alt Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
<i>y</i>	Yoğuşturucu
<i>b</i>	Buharlaştırıcı
<i>ç</i>	Çevrim akışkanı
<i>k</i>	Kompresör
<i>i</i>	Giriş
<i>o</i>	Çıkış
<i>ıs</i>	Isıtma

1.GİRİŞ

Enerji kaynaklarının tükenmesi, fosil yakıtlarının çevreyi kirletmesi ve elektrik fiyatlarındaki artış nedeniyle araştırmalar dünyanın çevre yapısına zararı olmayan yeni enerji kaynaklarının kullanılması üzerine yoğunlaşmıştır. Güneş, diğer alternatif enerji kaynağı seçeneklerinden bir adım öne çıkmaktadır. Çünkü güneş yapısı itibariyle sınırsız ve kullanımı ile çevreye zarar vermeyen bir enerji kaynağıdır.

Günümüz modern yaşamının önemli ihtiyaçlarından olan sıcak su tüketiminin doğal sonucu olarak sıcak su üretmek için kullanılan enerjinin maliyeti evsel ve ticari uygulamalarda azımsanmayan bir yer tutar. Son yıllarda sıcak su üretmek için güneş enerjisi kullanmak evsel ve ticari uygulamalarda oldukça yaygınlaşmış ve ülkemizin çoğu bölgesinde kullanımının oldukça uygun olduğu gerek yapılan araştırmalar, gerekse ticari uygulamaların sonucu ortaya konulmuştur.

Güneş enerjisini direk olarak suya verilmesiyle sıcak su elde etme metodu olan geleneksel güneş enerjili su ısıtıcılarının kullanımı, bazı bölgeler için çok uygun olmasına rağmen çeşitli sorunları da beraberinde getirir. Bu sorunlar, yüksek sıcak su yükü olan yerlerde ortaya çıkmaktadır. İhtiyaç duyulan ısı yükünün güneş enerjisi ışıınımları tarafından karşılanamaması ya da bu yükün karşılanması için gerekli ışıınım miktarını toplayacak güneş kolektörü yüzey alanının bina çatılarında veya çevresinde mevcut olmaması, günün her saatinde aynı oranda ve sıcaklıkta sıcak su ihtiyacının karşılanamaması, her bölge için kullanımının uygun olmaması olarak özetlenebilir.

Bununla birlikte, güneş enerjisi kullanılarak direk olarak su ısıtılması yerine, ısı pompaları kullanılarak verimli sistemler elde

edilmesi fikri bazı araştırmacılar tarafından araştırılmış ve geliştirilmiştir. Isı pompalarının su ısıtmak amacı ile güneş enerjisiyle birlikte kullanıldığı sistemlere güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcıları (Solar assisted heat pump water heater (SAHP)) adı verilmiştir.

Güneş enerjisi destekli ısı pompalı su ısıtıcıları, kullanıcının sıcak su ihtiyacını geleneksel su ısıtıcıları gibi güneş enerjisini direk olarak kollektörden karşılamayıp kollektörde/evaporatörde absorbe ederek ısı pompasının ısı kaynağı olarak kullanır ve sistemin ısıtma performansını yükseltir.

Güneş kollektörünün kullanılması ile ısı pompasının kullanması gereken güç hava kaynaklı ısı pompası sistemlerine göre azalır. Diğer bir açıdan bakıldığında, güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcıları hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcılarının performansını arttırmak amacı ile geliştirilmiş tasarımlar olduğu düşünülebilir. Hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcıları buharlaştırıcı ile ortam havasından ısı çeker ve bunu suya aktarır. Ancak, ortam havasının çok düşük olduğu durumlarda ısı pompası verimliliği azalır. Bu yüzden, ısı kaynağı olarak havayı kullanan buharlaştırıcı yerine güneş ışınımını kullanan bir buharlaştırıcı kullanımı sistem performansını arttırmak için akılcı bir yol olacaktır.

Güneş enerjisi destekli ısı pompaları iki ayrı tasarımda karşımıza çıkmaktadır. Bu tasarımlardan, geleneksel güneş enerji destekli ısı pompalarında genellikle hava veya suyun çevrim akışkanı olarak kullanıldığı kapalı çevrimli güneş kollektörü vardır ve ısı pompası ve güneş kollektörü birbirinden ayrılmıştır. Güneş kollektöründe ısıtılan hava veya su ısı pompasının ısı kaynağı olarak kullanılır. Böylece, ısı kaynağının sıcaklığı arttırılmış olur.

Bununla birlikte, direk-genleşmeli ısı pompalarında (Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump Water Heater (DX-SAHP)), kollektör ve buharlaştırıcı bir üniteye birleştirilmiştir ve yoğuşturucudan gelen çevrim akışkanı buharlaştırıcı olarak kullanılan kollektörde güneş enerjisi ile buharlaşmaktadır. İçinden çevrim akışkanı geçen bu tip güneş kollektörlerine buharlaştırıcı-kollektör paneli adı verilir.

DX-SAHP'ler geleneksel SAHP'lere göre birçok avantaj içerir. Bu avantajlar üst düzey termodinamik performans, düşük sistem maliyeti ve daha uzun kollektör ömrü olarak özetlenebilir. Bu yüzden, araştırmalarda ve çalışmalarda DX-SAHP tasarımları daha çok öne çıkmaktadır.

Direk genleşmeli güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcılarında soğutucu akışkanın güneş ışınımı ile buharlaşması nedeniyle ortam sıcaklığından daha yüksek sıcaklıkta çalışmasından dolayı ısı pompası verimliliği daha yüksek olur. Güneş enerjisi açısından düşünülürse, oldukça düşük sıcaklıklarda buharlaşan soğutucu akışkan kollektörde dolaştığından tipik güneş enerjili sistemlere göre daha yüksek kollektör verimliliği ortaya çıkmaktadır. Bu nedenlerden dolayı, güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcılarının geleneksel hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcıları ve geleneksel güneş enerjili sistemlere göre daha yüksek performansta olacaktır (Kuang, 2003).

Yapılan bu çalışmada, direk genleşmeli güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcısı termodinamik analizi ve tasarımı yapılarak bir ısı pompalı su ısıtıcısı ilk örnek yapılmıştır.

Tezin ikinci bölümünde, yapılan ilk örnek tasarımına ışık tutan önceki çalışmalar anlatılmıştır.

Üçüncü bölümde, ısı pompası çalışma prensipleri güneş enerjisi temelleri ve güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcısı termodinamik analizi anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde, tasarlanıp oluşturulan aile tipi bir güneş enerjisi destekli ısı pompalı su ısıtıcısı sisteminin tanıtımı yapılmış,

Beşinci bölümde sistem üzerinde uygulanan deneyler ve deney sonuçları verilmiştir.

Son bölümde elde edilen veriler yorumlanmış, gelecek çalışmalar için yapılabilecek geliştirmeler önerilmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Güneş destekli ısı pompalarının tasarımlarının gelişmesinde, hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcı tasarımları öncü rol oynamıştır. Hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcıları tasarımı 1950'li yıllarda ortaya konulmuş ancak toplum tarafından yüksek ilk maliyetlerinden dolayı yeterli ilgi görmediğinden geri planda kalmıştır. Ancak, 1980'li yıllarda enerji maliyetlerinin artması neticesinde genel politikaların enerji tasarrufu yapılması için elektrik tüketen sistemlerin daha az elektrik enerjisi tüketmesi yönünde gelişmesinden dolayı tekrar üzerinde durulmuş, çeşitli araştırmalar yapılmış ve ticari üretimleri yapılabildiği tesislerde, binalarda ve evlerde kullanımlarına başlanmıştır.

Ancak, hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcılarının mevcut performanslarının daha da artırılması için çeşitli araştırmalar yapılmış ve güneş enerjisinin ısı pompası ile birlikte kullanılması durumunda verimliliğin artacağı sonucuna ulaşılmıştır. Bu konuda çalışmalar, havayı ısı kaynağı olarak kullanan ısı pompası buharlaştırıcıları yerine güneşi direk olarak ısı kaynağı olarak kullanan kollektör/buharlaştırıcı panelleri tasarımlarının geliştirilmesi yönünde yoğunlaşmıştır.

DX-SAHP'ler, Rankine soğutma çevrimi ve buharlaştırıcı olarak kullanılan güneş kollektöründen oluşmuştur. Buharlaştırıcı olarak kullanılan güneş kollektörleri, buharlaştırıcı/kollektör paneli olarak adlandırılabilir.

Çevrim akışkanı buharlaştırıcı içinde güneş enerjisini direk olarak absorbe ederek buharlaşır. Ancak, çevre havası kollektör sıcaklığından daha düşük ise, tasarım ve çalışma koşullarına bağlı olarak, ısı kollektör yüzeyinden çevre havasına geçebilir. Fakat uygun Rankine soğutma

çevrimi ve kollektör tasarımı ile belirli çalışma şartlarında kollektör yüzeyinden ortama ısı kaybından çok ısı ortamdaki kollektöre çekilebilir. Bu durumda çevrim akışkanının absorbe ettiği ısı enerjisi, güneş ışınımlarından olmakla beraber ortam havasından da alarak buharlaşır ve böylece ısı pompası için ortam havası da güneş ışınımları yanında ısı kaynağı olarak kullanılmış olur.

Direk genleşmeli ısı pompalı su ısıtıcı kavramı ilk olarak Sporn ve Ambrose tarafından 1955 yılında ortaya konulmuştur. Direk genleşmeli güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcıları birçok araştırmacı tarafından günümüze kadar incelenmiştir. Soğutucu akışkan kullanan kollektörler Chaturvedi et al. (1982), Aziz et al. (1999), ve değişik buharlaşma sıcaklıklarında ısı pompalarının performansı Morrison. (1994), Chaturvedi et al. (1998), Ito et al. (1999), Hawlader et al. (2001), Chyng et al. (2003), Kuang et al. (2003), teorik ve deneysel olarak değişik araştırmacılar tarafından incelenmiştir.

DX-SAHP'lerin geleneksel SAHP'lerin kullanılmasına göre çeşitli avantajları vardır. Bunlardan birisi kollektör içinde R-134a veya hidroflorokarbon çevrim akışkanının dolaşmasından dolayı korosif problemlerin oldukça azalmasıdır. Bu durum, içinden su geçen ve ömrü çoğunlukla 10 sene ile sınırlı olan güneş kollektörlerine göre çevrim akışkanı kullanan güneş kollektörlerinin ömrünü oldukça arttıracaktır (Kuang, 2005).

DX-SAHP'lerin bir başka önemli avantajı da, çok soğuk havalarda geleneksel güneş kollektörlerinde yaşanan donma problemlerinin çevrim akışkanının donma noktasının çok düşük olmasından dolayı ortadan kalkmasıdır. Diğer bir deyişle, su kullanan kollektörlerin donma problemlerini önlemek için etilen glikol-su karışımı gibi antifriz özellikli

kollektör akışkanı kullanan ek bir su döngüsü eklenmesi gerekmektedir. Böyle bir ek döngü kullanılmadığı takdirde güneş enerjili sistem donma durumuna karşı oldukça hassas olacaktır. Sistem için bir tehdit olan donma problemi, DX-SAHP sistemlerinin kullanılması ile ortadan kalkacağından geleneksel SAHP'lerde gerekli olan bu ek döngünün neden olacağı bir miktar verimlilik kaybının ortadan kalkmasıyla sistemin performansı artacaktır (Chata, 2005).

Teorik ve deneysel olarak yüksek ısı pompası ısıtma tesir katsayısına (COP_{IP}) sahip DX-SAHP'ler yapılabilir. DX-SAHP'ler geleneksel iklimlendirme sistemlerine göre daha kötü şartlarda çalışabilir. Ancak, DX-SAHP performansı güneş ışınım yoğunluğu ve ortam koşullarına (Sıcaklık, rüzgar hızı ve yönü, yağmur, nem vb.) göre değişir. Bu durum ısı pompası çevrimi yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınç değerlerinin zaman içinde farklı aralıklarda değişmesine neden olur. Çevrim verimliliği zamana göre çeşitli değişkenlere bağlı olarak farklılaştığından, DX-SAHP tasarımı oldukça karmaşıktır ve bunun için kurulum yapılacak bölgeye göre dikkatli tasarım yapılması gerekmektedir (Huang, 2001).

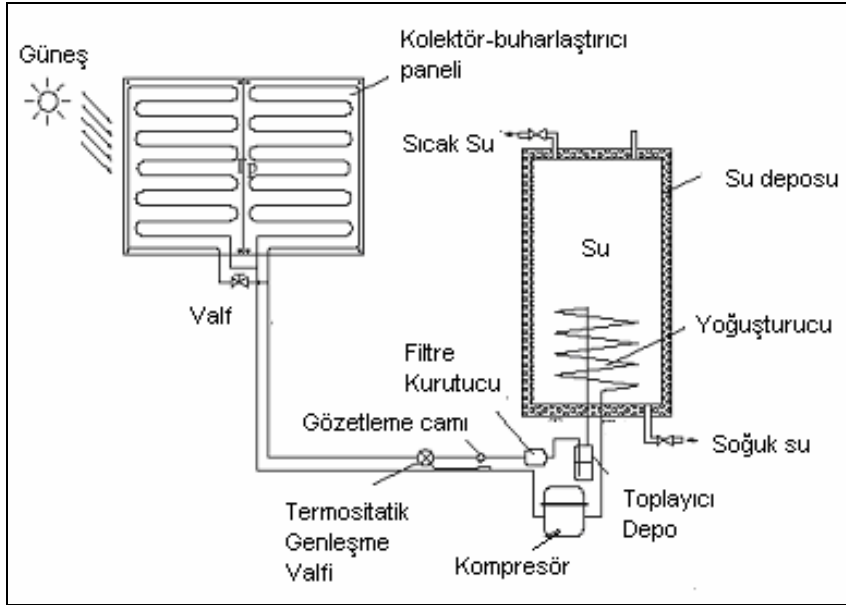
SAHP'nin anlık çalışma durumları için teorik analizler gerçekleştirmiş ve SAHP'nin buharlaşma sıcaklığının (T_{buh}), güneş ışınımı (I) ve ortam sıcaklığına (T_{ort}) bağlı olduğunu göstermiştir. Buharlaşma sıcaklığı tasarım ve çalışma şartlarına bağlı olarak ortam sıcaklığından fazla veya az olabilir. Buharlaşma sıcaklığı ortam sıcaklığından düşük olduğu durumlarda ortam havasından kollektöre ısı transferi olurken buharlaşma sıcaklığının ortam sıcaklığından yüksek olduğu durumlarda kollektörden havaya ısı transferi olur. Chaturvedi et al. (1980),

Huang ve Chyng, ilk defa ısı pompası, güneş kollektörü ve su depo tankını daha kolay monte edilebilmesi için bir üniteye birleştirerek integral tipi güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcısını (ISAHP) tasarımı yapmıştır. Depolama tankı ve Rankine çevrim ünitesi daha küçük boyutta su ısıtıcısı elde edebilmek için birleştirilmiştir. Yapılan testlerde 3,83 değerinde COP elde edilmiştir. Uygun bir Rankine soğutma çevrimi ve güneş kollektörü tasarımı ile ISAHP aynı anda hem ortam havasından ısı almakta hem de güneş ışınlarından ısı absorbe edebilmektedir. (Huang and Chyng, 2001).

Chaturvedi et al. (1998), teorik ve deneysel olarak yalıtımsız kollektör ve değişken frekanslı kompresör kullanarak oluşturulan DX-SAHP sistemi uygun değer performansının kollektör sıcaklığının ortam sıcaklığının 5-10°C üzerindeki aralıkta tutulduğunda sağlandığını göstermiştir. Ito et al (1999) yalıtımsız kollektör kullanarak buharlaşma sıcaklığının ortam sıcaklığından fazla olduğu şartlarda çalışan DX-SAHP tasarımı yapmıştır.

Ancak, buharlaşma sıcaklığının ortam sıcaklığından yüksek olduğu durumlarda DX-SAHP tasarımları için sistem uyum problemleri ortaya çıkmıştır. Mühendislik yaklaşımı açısından, sistem uyumu kavramı DX-SAHP tasarımının verimliliğini ve güvenilirliğini içermektedir. DX-SAHP için, güvenilirlik problemi temel olarak kompresörün çalışma sıcaklığına bağlıdır. Yüksek buharlaşma sıcaklığı, izin verilen sıcaklık limitlerini aşabilecek yüksek kompresör boşaltma sıcaklığına sebep olur. Bu yüzden, buharlaşma sıcaklığının ortam sıcaklığından düşük olması kompresör basma hattında düşük sıcaklığa sahip olunması ve ortamdaki kollektöre ısı transferi gibi avantajları ortaya çıkarır (Huang, 2001).

Şekil 2.1’de DX-SAHP su ısıtma sisteminin basit şematik gösterimi verilmiştir. Sistem, buharlaştırıcı olarak kullanılan güneş kolektörü, sıcak su tankı içerisine batırılmış kondenser, termostatik genişleme valfi ve hermetik kompresörden oluşmuştur.



Şekil 2.1 DX-SAHP su ısıtıcısı şematik gösterimi ve ısı pompası çevrimi (Huang, 2003)

Çevrimin başlangıç noktası olarak kondenser alınır, yüksek sıcaklık ve basınçtaki çevrim akışkanı yoğuşturucudan geçerken ısını suya atar ve gaz fazından sıvı fazına dönüşür yüksek basınçlı sıvı olarak genişleme valfinde basıncı düşürülerek kolektör-buharlaştırıcı paneline girer. Kolektör-buharlaştırıcı panelinde kaynatarak sıvı fazından gaz fazına dönüşürken bulunduğu ortamdan güneş enerjisini absorbe eder. Ortam havası çevrim akışkanını sıcaklığına bağlı olarak ek ısı kaynağı veya ısı kuyusu olarak davranır. Kolektör/evaporatörde buharlaşan düşük basınçtaki çevrim akışkanı kompresörden geçip yüksek basınçta ve

sıcaklık olarak yoğuşturucuya gelerek burada çevrim tamamlanmış olur. Bunların yanında, çevrimin çalışmasını kontrol etmek ve çevrimin kararlı bir şekilde çalışmasını sağlamak için toplayıcı depo, fitre kurutucu, gözetleme camı gibi ısı pompası yardımcı elemanları ısı pompası sistemi için kullanılmaktadır.

Çok-fonksiyonlu aile tipi DX-SAHP sisteminin Çin'de Shangai Jiao Tong Üniversitesi tarafından tasarımı yapılmış ve üretilmiştir. 2004 yılının ilk yarısında sistem üzerinde farklı çalışma modlarında sistem bileşen uyumlarını analiz etmek ve sistemin uzun dönemdeki termal performansını ortaya koymak için çeşitli deneyler yapılmıştır. Su tankı içerisindeki su sıcaklık değişimi ve hava sıcaklık değişimlerinin ısıtma/soğutma kapasiteleri ve sistemin elektrik gücü tüketimindeki etkiler araştırılmıştır. Birçok deneysel veri ve sistemin çalışması ve bileşenlerin uyumu için pratik yollar elde edilmiş ve ortaya konulmuştur (Kuang, 2003).

1980 yıllarından itibaren DX-SAHP'ler ile ilgili çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bununla birlikte, bu çalışmaların çoğunda çevrim akışkanı olarak R-12 (CCl_2F_2) kullanılmıştır. Montreal protokolü ile birlikte R-12 soğutucu akışkanının yasaklanma süreci ile birlikte bu çalışmalar sonucu elde edilen verilerin kullanılabilirliği azalmış ve ortaya çıkan yeni çevrim akışkanları için çalışma yapılması ihtiyacı ortaya çıkmıştır.

Bu konuda, Hawlader et al (2001). R-134a ($\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$) çevrim akışkanı kullanarak Singapur ortam koşulları için DX-SAHP için deneysel ve teorik çalışmalar yapmıştır. Kollektör-buharlaştırıcı paneli yükü ile kompresör kapasitesi arasındaki uyumu sağlayabilmek için değişken hızlı kompresör kullanılmıştır. Yaptığı çalışmalar sonucunda

sistem performansının kollektör alanından, kompresör hızından ve güneş ışınımından etkilendiğini ortaya koymuştur.

Bununla birlikte Chata et al (2005), R-134a, R404a, R410a ve R407c kullanarak DX-SAHP'ler ile değişik çevrim akışkanları kullanarak termodinamik analizler yapmıştır. R-12 yerine diğer çevrim akışkanlarının kullanılması ile ortaya çıkabilecek performans azalmalarını araştırmıştır. Sonuçlar, en yüksek ısı pompası etkinlik katsayısının R-12 gazı kullanılarak elde edildiğini bunu sırasıyla R-22 ve R-134a gazlarının izlediğini ortaya koymuştur.

R-12 gazı yerine R-134a soğutucu akışkanı kullanıldığında 0-20°C kollektör sıcaklığı arasında performans katsayısı düşüşü %2-4 arasında gerçekleşmiştir. Karışım çevrim akışkanlarında R-410A, R-407C veya R-404A göre daha verimli olduğu görülmüş ancak R-134a gazı kadar verimlilik değeri ortaya koyamamıştır. R-410A gazı R-134a gazına göre %15-20 daha az COP_{IP} değeri ortaya koymuştur.

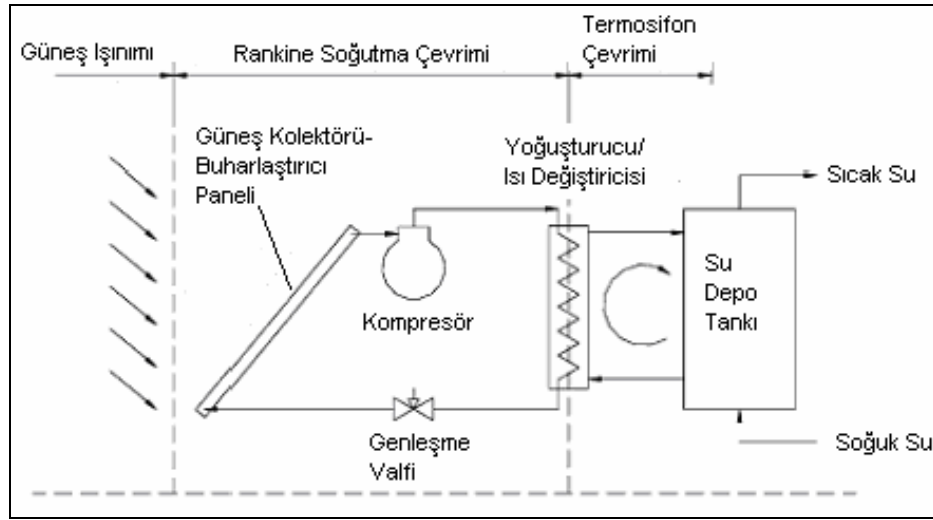
Yapılan araştırmalar sonucunda, DX-SHAP sistemlerinin farklı iklim koşullarında performans katsayısının 2 ila 9 ve kollektör verimliliğinin %40 ila %98 (hatta %100 üzerinde) arasında değiştiği değişik çalışmalar ile gösterilmiştir.

2.1 Direk Genleşmeli Isı Pompalı Su Isıtıcısı Tasarımı

Temel tasarım olarak direk genleşmeli ısı pompalı su ısıtıcısı kollektör/buharlaştırıcı ünitesi ve ısı değiştirici/yoğuşturucu üniteleri, kompresör ve genleşme valfinden oluşan Rankine soğutma çevrimi

ünitesinden ve depo içindeki suyun ısıtılması amacı ile termosifon çevriminden oluşur (Huang, 2003).

DX-SAHP tasarımın şematik gösterimi Şekil 2.2’de verilmiştir. DX-SAHP suyu ısıtmak için ihtiyaç duyduğu enerjiyi güneş ışınımı ve buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak ortam havasından alır.



Şekil 2.2 DX-SAHP tasarımın şematik gösterimi (Huang, 2003)

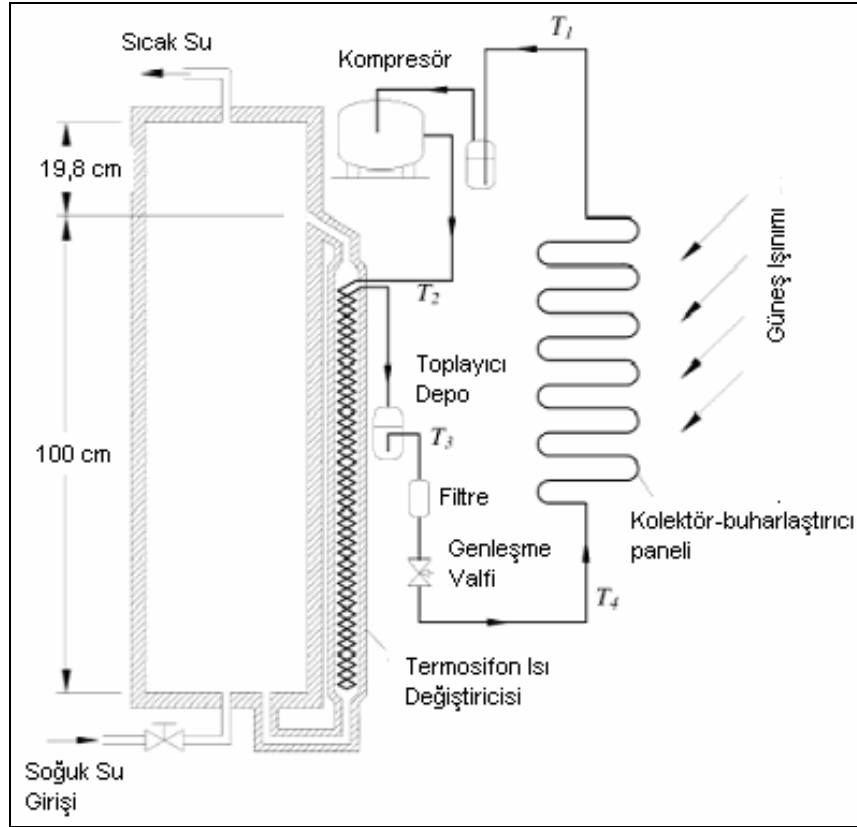
DX-SAHP tasarımlarında diğer bir yaklaşım olarak su depo tankındaki suyun, yoğuşturucudaki ısıyı alması için su depolama tankı ve yoğuşturucu-ısı değiştiricisi ünitesi arasında gerekli olan su çevriminin kullanılmaması için yoğuşturucu su tankı içerisine batırılarak, yoğuşturucu ve su depo tankı tek bir ünite olarak tasarlanabilir. Bu yaklaşım ile suyun yoğuşturucuya taşınması için gerekli olan su pompası kullanımına gerek kalmaz. Böylece daha yüksek güvenilirlikte, daha düşük maliyette ve daha yüksek verimlilikte tasarımlar yapılabilir.

Yoğuşturucu ve su deposunun tek bir ünite toplandığı bir ilk örnek tasarımı Şekil 2.3’de sunulmuştur.



Şekil 2.3DX - SAHP ilk örnek (Huang, 2003)

İlk örnek üzerindeki üst (50x74 cm), ön (50x120 cm) ve iki yanda (50x60 cm) üzerinde cam tabaka olmayan güneş kolektörü dört ayrı parçaya bölünmüştür. Sistem 1.44 m² toplam kolektör alanına sahiptir. Su depolama hacmi kapasitesi 105 litredir. İlk örnek R134a soğutucu akışkan ile çalışan ev tipi buzdolaplarında çoğunlukla kullanılan kompresör ile çalışmaktadır. Sistemin şematik diyagramı şekil 2.4’de verilmiştir.



Şekil 2.4 Integral tip DX- SAHP için tasarım şematik diyagramı (Huang, 2001)

I-DX-SHAP ilk örnek 1 Ocak 2001 tarihinde çalıştırılmaya başlanmış ve 13000 saatten uzun bir süre çalıştıktan sonra 2002 Haziran ayının son günlerine kadar herhangi bir mekanik arıza olmadan sürekli olarak çalışmıştır. Araştırma süreleri de katılırsa 5 yıl içinde toplam çalışma zamanı 20000 saatten fazla olmuştur.

İlk örneğin mekanik arıza göstermeden uzun süre çalışabilmesi sistemdeki hareketli parçanın sadece kompresörden ibaret olması nedeniyle mümkün olabilmektedir. Bu durum, bütün bileşenlerin uygun

şekilde tasarlanması durumunda sistemin oldukça güvenilir olacağını göstermektedir.

57°C sıcaklıktaki sıcak suyun litre başına elektrik tüketimi (E_m) çoğu zaman 0,001 ve 0,003 kWh/l olarak gerçekleşmiştir. Ortalama olarak bu değer 0,019 kWh/l olarak ortaya çıkmıştır. Elektrik tüketimi havanın bulutlu veya yağmurlu olduğu günlerde daha fazla olmuş ve yüksek güneş ışınımının olduğu günlerde neredeyse sabit değerde gerçekleşmiştir (Huang,2003).

Elektrik tüketimi günlük sıcak su kullanım yükünün azaldığı durumlar için de yükselmiştir. Düşük günlük sıcak su yükü depo içindeki ilk su sıcaklığını yükselmesine neden olacak ve sistem COP_{IP} değeri düşecektir. Bununla birlikte, normal su yükünden daha büyük tasarımlar enerji verimliliğini önemli ölçüde düşürecektir. Bu sonuç, I-DX-SAHP tasarımlarının günlük su tüketim yüküne bağlı olarak uygun şekilde yapılması gerekliliğini göstermektedir.

Hemen hemen sabit sıcak su yükü için (71-93 l/gün, ortalama 84 l/gün) E_m artan ortam sıcaklığına göre lineer olarak düşmüştür. Bu durum ortam sıcaklığına duyarlı olarak enerji tüketiminin değiştiğini göstermiştir. Elektrik tüketimi düşük ortam sıcaklıklarında yani soğuk olan günlerde yükselmiştir (Huang, 2003).

Yapılan çalışmalar, ISAHP'lerin çok düşük elektrik enerjisi tükettiğini ve uzun süreli kötü dış ortam koşullarında dahi güvenilir bir şekilde çalıştığını göstermiştir. Güneş enerjili sistemler ve ısı pompaları fosil yakıtlarının (kömür, petrol vb.) kullanımının azaltılması yolunda önemli kullanım alanları olacaktır. Güneş enerji ve ısı pompalarının bir

arada tek bir sistemde birleştirilerek kullanılması su ısıtmak için harcanacak enerjiyi oldukça düşürecektir.

DX-SAHP performansı önemli oranda kolektör/buharlaştırıcı panellerinden dolayı gelen güneş ışınımından etkilenir. Çevrim akışkanının güneş kolektörü içinde dolaşımından dolayı kolektör yüzeyi sıcaklığı düşer. Bu durum kolektör ve ortam sıcaklığı arasından sıcaklık farkının azalmasını sağlar ve güneş kolektörü performansını artırır. Isı pompası performansı da aynı durumda artar. Çünkü verilen yoğuşma sıcaklığı için buharlaşma sıcaklığını arttığı durumlarda ısı pompası daha verimli çalışır (Chata, 2005).

DX-SAHP tasarımlarında kritik konulardan biri kompresörün ısı çekme kapasitesi ile kolektörün ısı enerjisi toplama kapasitesinin uyumlu olabilmesi için kolektör boyutlandırmasının bunu sağlayacak şekilde yapılmasıdır. Isı pompası ile kolektörü/buharlaştırıcının uygun şekilde tasarlanabilmesi için temel amaç kolektör/buharlaştırıcı panelindeki buharlaşma sıcaklığının tasarım koşullarında ortam sıcaklığından 5-10°C' düşük olmasını sağlanmasıdır. Tasarım koşulları dışındaki gerçek koşullarda kolektör/buharlaştırıcı panelindeki sıcaklık geniş aralıkta değişmektedir, fakat sıcaklık değişikliği kompresör kapasite düzenleyicisi kullanılarak belirli aralıklarda kalması sağlanabilir (Chata, 2005).

3. ISI POMPASI TEMEL BİLGİLERİ

Güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcıları, temel olarak ısı pompası çalışma prensiplerine göre çalışmaktadır. Isı pompaları, sistem üzerine bir miktar iş yapılarak, bir kaynaktan ısı çekilip bunun başka bir kaynağa aktarılması esasına göre çalışır. Isı pompaları kullanılan çevrime göre temel olarak buhar sıkıştırırmalı ve absorpsiyonlu çevrim olarak sınıflandırılabilir. Buhar sıkıştırırmalı çevrimler basit tasarımlarından dolayı ısı pompası sistemlerinde daha sık kullanılan çevrimlerdir.

3.1 Isı Pompalarının Temel Prensibi

Isı pompalarının temel prensibi olarak termodinamiğin ikinci kanunu kullanılır. Isı pompası, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından toplanan ısıyı yüksek sıcaklığa transfer edebilmek için yardımcı bir enerji kaynağına ihtiyaç duyar. Bu durumda ısı pompalarının çalışması, zorlanmış bir ısı transferi şeklinde yorumlanabilir.

Günümüzde soğutma makineleri herkesçe bilinmektedir. Soğutma makineleri ile ısı pompaları arasında temel prensip açısından fark yoktur. Fark hedefdeki amaçtır. Soğutma makinelerinde amaç “soğutmak”, ısı pompalarındaki amaç ise “ısıtmaktır”.

3.2 Isı Pompasının Çalışma Prensibi

Isı pompasının elemanları; buharlaştırıcı (evaporatör), kompresör, yoğuşturucu (kondenser) ve kısma vanasıdır. Burada soğutucu akışkan olarak adlandırılan çevrim akışkanı buharlaştırılır, sıkıştırılır,

yoğuşturulur ve genişletirilir. Buharlaştırılan akışkan kompresöre gider ve burada sıkıştırılır yani buharın basıncı ve sıcaklığı yükselir. Yoğuşturucuda çevrim akışkanı ısıtma suyuna ısı vererek soğur ve aynı basınçta sıvı hale geçer.

3.2.1 Carnot Çevrimi

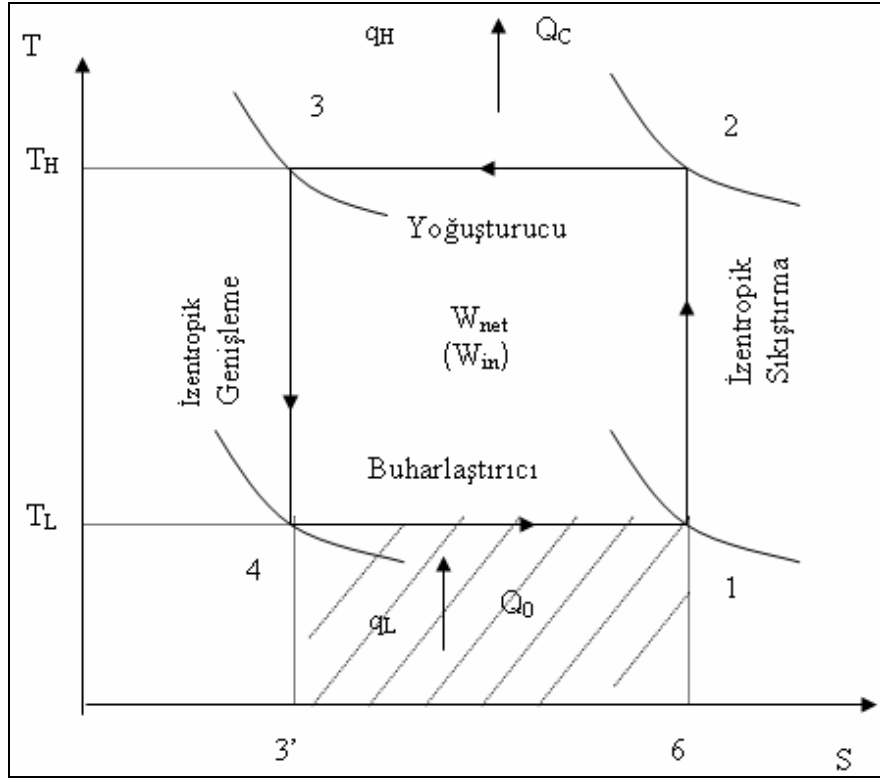
Ters Carnot çevrimi ile ideal ısı pompası çevrimi gerçekleştirmek ve iki sıcaklık arasında yüksek verim almak mümkündür. Düşük sıcaklıktaki kaynaktan Q_o miktarında ısı alınır ve çevrim akışkanı aracılığı ile yüksek sıcaklıktaki ısı enerji deposuna (ısıtılacak ortama) Q_c ısı transfer edilir. Şekil 3.1'deki Carnot çevrimi T-S diyagramı iki eş sıcaklık ve iki eş entropi değişiminden oluşan bir çevrimde;

- ⇒ 1-2 arasında tersinir adyabatik (izentropik) sıkıştırma
- ⇒ 2-3 arasında sabit sıcaklık ve basınç şartlarında çevreye ısı verme (T_H, p)
- ⇒ 3-4 arasında tersinir adyabatik genişleme
- ⇒ 4-1 arasında sabit sıcaklık ve basınç değerinde (T_L, P_0) çevreden ısı alma yapılmaktadır.

T-S diyagramında soğutulacak ortamdaki alınan ısı 3'-4-1-6, sisteme verilen iş ise 1234 alanına eşittir (Çengel 1996).

$$\beta_{soq} = \frac{143'6alanı}{1.2.3.4} = \frac{T_L(S_1 - S_4)}{(T_H - T_L)(S_1 - S_4)} \quad (3.1)$$

$$\beta_{soq} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (3.2)$$



Şekil 3.1 Carnot çevrimi

Şekil 3.1'den çevrimin soğutma etki katsayısı

$$\beta_{\epsilon c} = \frac{Q_o}{W} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{T_L (S_1 - S_{siv1})}{(T_H - T_L)(S_1 - S_{siv1})} \quad (3.3)$$

Ayrıca Carnot makinesi için ısıtma etki katsayısını yazacak olursak aşağıdaki Eşitlik (3.4) elde edilir.

$$\beta_c = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (3.4)$$

Gerçekte (3.2) bağıntısına çarpan olarak ekzerjiden faydalanma oranı (ζ) gelmektedir. Isı pompası ekzerjistik verimi (ζ) faydalı ısı akısında alınan ekzerji akısının ısı pompası tahrik gücüne oranıdır. O halde gerçekte ısıtma etki katsayısı;

$$\beta_{\text{ısıt}} = \varepsilon = \frac{T_H}{T_H - T_L} \zeta \quad \text{olmaktadır.} \quad (3.5)$$

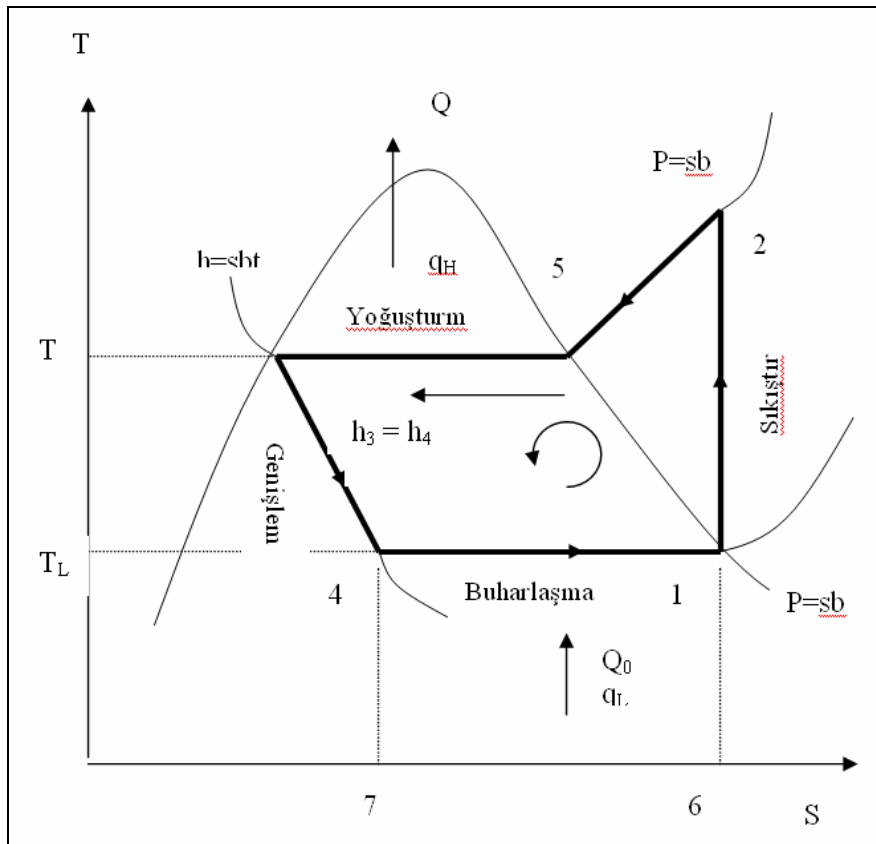
$$\beta_{\text{ısıt}} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (3.6)$$

3.2.2 Teorik Çevrim

Tersinir işlemlerden meydana gelen bir önceki şekildeki çevrimde, soğutma etkinliği diğer soğutma çevrimlerine göre en büyüktür. Fakat pratikte bu çevrim gerçekleşemez. Ters Rankine çevrimi soğutma amaçlı kullanılabilir. Bundan dolayı 3-4 arasında gerçekleşen genişleme işi 1-2 sıkıştırma işinin yanında çok küçük kaldığından sisteme katkısı azdır. Bu nedenle genişleme, bir iş yaparak değil soğutucu akışkanın genişleme vanasından geçirilerek genişletilmesi şeklinde olur.

Pratikte oldukça yaygın olarak kullanılan bu çevrim Şekil 3.2'de görülmektedir. Soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanını sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş

sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulacak ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı olarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimini tamamlar (Çengel 1996).



Şekil 3.2 Teorik Çevrim

Bu çevrim teorik Carnot çevriminden oldukça farklıdır. Her iki çevrimde de saf madde kullanıldığı halde Carnot çevriminde faz değişmemiştir. Teorik ısı pompası çevriminde faz değişmesi olmuştur.

Bu çevrimin hal değişimi şöyledir;

- ⇒ 1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
(S-sabit, tersinir adyabatik)
- ⇒ 2-5 Sabit basınçta yoğuşarak doymuş buhar haline geçme
- ⇒ 5-3 Sabit basınçta ve sabit sıcaklıkta yoğuşturma
- ⇒ 3-4 İzentropik genişleme (h sabit)
- ⇒ 4-1 Sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşma

Bu işlem boyunca buharlaştırıcı ortamdan alınan ısı miktarı,

$$q_L = Q_0 = h_1 - h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.7)$$

Yoğuşturucudan ortama verilen ısı miktarı,

$$q_H = q = h_2 - h_3 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.8)$$

Gerekli iş ise;

$$W_{in} = W = h_2 - h_1 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.9)$$

Bu değerler hem ısıtma, hem de soğutma da çevrimin etki katsayılarının hesaplanmasında yararlanılır. Isıtma etki katsayısı;

$$\beta_{\text{ısıt}} = \varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{q_H}{W_{\text{in}}} \quad (3.10)$$

Benzer olarak ısıtma etki katsayısını Carnot çevrimine gore yazacak olursak,

$$\beta_{\text{ısıtC}} = \varepsilon_c = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (3.11)$$

daha önce bulduğumuz denklemleri elde ederiz. Ancak burada;

T_H = Yoğuşma sıcaklığı (Yuksek sıcaklıktaki ısı enerjisi deposu sıcaklığı)

T_L = Buharlaşma sıcaklığını (Alçak sıcaklıklardaki ısı enerjisi depo sıcaklığı) ifade eder.

3.2.3 Gerçek evrim

Sistemdeki kayıplar (ventillerde, kompresörün emme basma borularındaki basınç kayıpları, akışkan sürtünmesi, mekanik sürtünme, sıkıştırımadaki kayıplar vb.) evrimin ideal akışını değiştirmekte ve böylece süreç etkinliği azalmaktadır.

Adyabatik noktasında gözlenebilen hiçbir ısı değişimi meydana gelmez. Bu durum, yoğuşma sıcaklığı kompresörün çevre sıcaklığının üstünde fazla ve buharlaştırıcı sıcaklığı bu sıcaklığın altında olduğu zaman geçerlidir. Emilen çevrim akışkanı buharın 5 noktasından 1 noktasına Şekil 3.3’de kızdırılması buharlaştırıcıda yapılır. Kompresörün hiçbir sıvı çevrim akışkanını emmemesi için bu işlem gereklidir.

3.2.4 Teorik çevrimden sapmalar

3.2.4.1 Aşırı Kızdırma

Tüm işletme durumlarında kompresörün çalışmasını ıslak buhar bölgesinde yapmaktan kaçınmak için aşırı kızdırma yapılır. Şekil 3.4’de aşırı kızdırma ve soğutmalı ısı pompasının T-S diyagramı görölmektedir.

İdeal çevrimin aksine soğutucu akışkanın sıcaklığı 1 noktasından 2 noktasına, yani sıkıştırma süresince yoğuşma sıcaklığının oldukça üzerine çıkmaktadır. Çünkü sıkıştırma basıncında soğutucu akışkan doymuş buhar halinde bulunmalıdır. Zira kompresör silindirine sıvı soğutucu akışkanın girmesi, kompresöre zarar veren sıvı darbelerin doğmasına neden olur. Her aşırı kızdırma etki katsayısını düşürür, bu yüzden mümkün olduğunca düşük tutulmalıdır (Çengel 1996).

Kızdırma ısısı;

$$h_k = h_{1a} - h_1 \text{ olarak belirlenir.} \quad (3.12)$$

3.2.4.2 Aşırı Soğutma

Akışkanın genişleme vanasında kısılmasının neden olduğu kaybın tümü genişleme kaybı olarak adlandırılır. Bu kayıp, sıvı soğutucu akışkan ısıtıcısı T_s sıcaklığında bir aracı akışkana verilebilirse ki $T_s < T$ olmak zorundadır.

Bu durumda sıvı soğutucu akışkan 4 noktasındaki T sıcaklığından 5 noktasındaki sıcaklığa kadar soğutulabilir. Şimdi sabit entalpiye ki değişim 5 noktası ile 7 noktası arasındadır. Fazladan tahrik işi sarf etmeksizin çekilen Q_0 ısısı artar.

Kazanılan bu yeni ısıya yani;

$$h_s = h_4 - h_5 \quad (3.13)$$

değerine “ aşırı soğutma ısısı” denir. Her aşırı soğutma kompresör tahrik değerini değiştirmeden, faydalı ısıtma gücünü artırır. Etki katsayısı daha iyi olur.

3.2.5 Kompresörlü Isı Pompasının Termodinamik Analizi

3.2.5.1 Basınç oranı

Basınç oranı, yoğuşma basıncının buharlaşma basıncına oranıdır.

$$\pi = \frac{P}{P_0} \quad (3.14)$$

Basınç oranı ısı pompasının buharlaşma ile yoğuşma sıcaklıklarına ve kullanılan çevrim akışkanına bağlıdır.

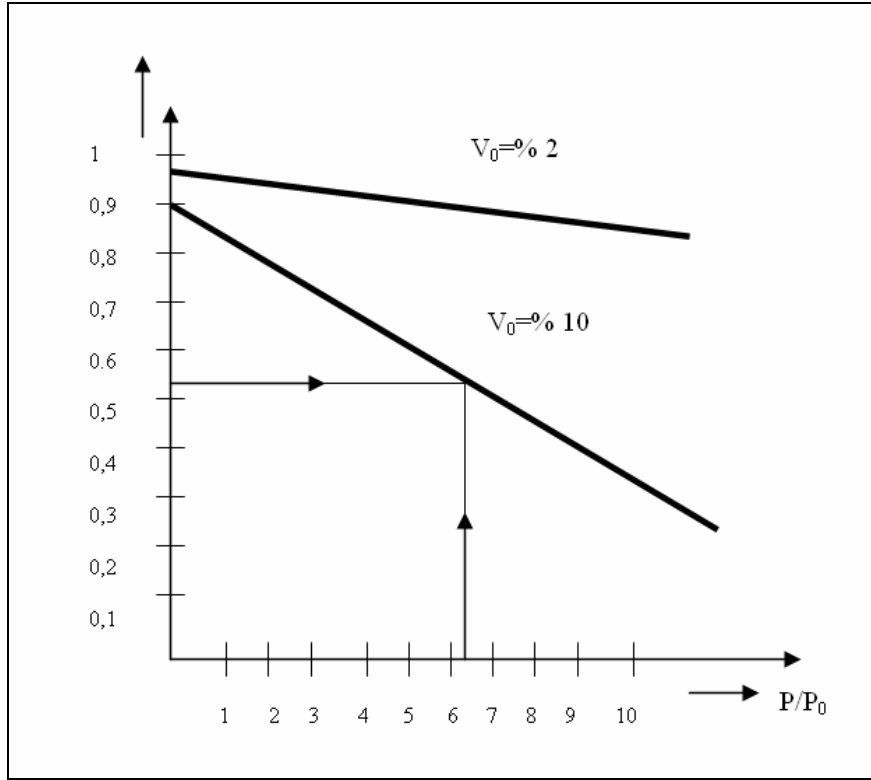
3.2.5.2 Doldurma Derecesi

Doldurma derecesi kompresörün verdiği gerçek buhar debisinin V_g (m^3/s), geometrik strok hacmi debisine V_H (m^3/s) oranıdır.

$$\lambda = \frac{V_g}{V_H} V_H \quad m^3/s \quad (3.15)$$

Kompresörün p basma basıncının, p_0 emme basıncına oranı ne kadar büyükse, bu doldurma derecesi o kadar küçük, yani kötü olmaktadır.

Şekil 3.5’de doldurma derecesinin basınç oranı (π) ve V_0 ölü hacmine olan bağıllığı görülmektedir. Buradan artan V_0 zararlı hacminin, doldurma derecesini önemli ölçüde azalttığı ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3.5 Basınç ve doldurma oranları

3.2.5.3 Volumetrik Verim

Doldurma derecesinin yanında çoğu zaman kompresörün indikatör diyagramında bulunan ve sadece subap kayıplarını ve ölü hacmin içerisinde kalan soğutucu akışkan buharının genişleme kaybını içeren volumetrik (hacimsel) verim de kullanılır. Kompresör küçüldükçe, ölü hacmin strok hacmine oranı büyür ve volümetrik verim kötüleşir.

3.2.5.4 Buharlaşma Isı Akışı (Q_0)

Q_0 buharlaşma ısı akışı ısı pompasının buharlaştırıcı aracılığı veya ısı kaynağından çekilen ısı akışıdır. Buna soğutma gücünde denir. Q_0 ile gösterilir.

$$Q_0 = m_K (h_1 - h_4) \quad \text{kW} \quad (3.16)$$

olarak belirlenir.

3.2.5.5 Soğutucu akışkanın kütleel debisi

Soğutucu Akışkanın m_K kütle debisi, V_H geometrik strok hacmi debisi, λ doldurma derecesi ve kompresör tarafından emilen soğutucu buharın V_1 özgül hacmi ile elde edilir.

$$m_K = V_H \cdot \lambda \cdot \frac{1}{V_1} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.17)$$

$$\lambda = \frac{V_g}{V_H} \quad (3.18)$$

$$\lambda m_K = V_g \cdot \lambda_1 \quad V_g = \lambda \cdot V_H \quad (3.19)$$

$$Q_0 = V_H \cdot \lambda \cdot \frac{h_1 - h_3}{V_1} \quad (\text{kW}) \quad (3.20)$$

$$q_{ov} = \frac{h_1 - h_3}{V_1} = \text{hacimsel soğutma gücü} \quad (3.21)$$

$V_H = \text{Geometrik strok hacmi (m}^3/\text{s)}$

$V_1 =$ Emilen soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığındaki özgül hacmi (m^3/s)

$h_3 =$ genişleme vanasından önceki sıvı akışkanın entalpisi (kJ/kg)

$h_1 =$ buharlaştırıcıdan sonraki soğutucu akışkan buharının entalpisi (kJ/kg)

3.2.5.6 Hacimsel Soğutma Gücü (q_{ov})

Hacimsel soğutma gücü (q_{ov}) kw olarak buharlaştırıcı ısı akısının (soğutma gücünün) m^3/s olarak emilen soğutucu akışkan buharının debisine oranıdır.

$$q_{ov} = \left(\frac{kW}{m^3/s} = \frac{kJ}{m^3} \right) \quad \left(\frac{kJ}{s} \cdot \frac{s}{m^3} \right) \quad (3.22)$$

bu durumda

$$q_{ov} = \frac{h_1 - h_3}{V_1} \left(\frac{\frac{kJ}{kg}}{\frac{m^3}{kg}} \right) (kJ/m^3) \quad (3.23)$$

bir önceki eşitlik aşağıdaki şekilde de yazılabilir:

$$Q_0 = V \cdot \lambda \cdot q_{ov} \quad (3.24)$$

Buradan volumetrik (hacimsel) soğutma gücü aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$q_{ov} = \frac{Q_0}{V \cdot \lambda} \quad (kW/m^3/s \cdot kJ/m^3) \quad (3.25)$$

3.2.5.7 Yoğuşturucu – Isı Akısı (Q)

Isı pompalarında Q yoğuşturucu – ısı akısı (ısıtma gücü), Q_0 buharlaştırıcı ısı akısından (soğutma gücü) çok daha önemlidir. Q_0 yoğuşturucu – ısı akısı pompası tarafından verilen ısı akısıdır. Teorik olarak çevreden çekilen Q_0 ısı akısı ile P tahrik gücünün toplamıdır.

$$Q = Q_0 + P \quad (\text{kW}) \quad (3.26)$$

$$Q = m_K \cdot (h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (3.27)$$

ve soğutucu akışkanın kütleli debisi

$$m_K = V \cdot \lambda \cdot \frac{1}{V_1} \quad (\text{kg/s}) \quad (3.28)$$

böylece

$$Q = V \cdot \lambda \cdot \frac{h_2 - h_3}{V_1} \quad (\text{kW}) \text{ elde edilir.} \quad (3.29)$$

$\frac{h_2 - h_3}{V_1}$ ifadesi hacimsel soğutma gücü (q_v) olarak adlandırılır.

$$q_v = \frac{h_2 - h_3}{V_1} \quad (\text{kJ/m}^3, \text{kW/m}^3 \cdot \text{s}) \quad (3.30)$$

buna göre yoğuşturucu ısı akısı şöyle yazılabilir.

$$Q = V \cdot \lambda \cdot q_v \quad (3.31)$$

3.2.5.8 Kompresör Kayıpları

Ekserji harcamasıyla yoğuşturucuya akan çevrim akışkan buharlarının içerilmediği bir kompresörün faydalı ısı akısı değişir. Ayrıca kompresör ile yoğuşturucu arasındaki basınç borusu yolu ile ve yoğuşturucunun üst yüzeyi yolu ile ısı kaybı olur. Bunu Q_K ile gösterirsek

Böylece Q_F faydalı ısı akısı;

$$Q_F = Q - Q_K \quad (3.32)$$

$$Q_F = Q_0 + P - Q_K \quad (\text{kW}) \quad (3.33)$$

Buradan kompresörün termik verimi η_t aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\eta_t = \frac{Q_F}{Q} \quad \text{veya} \quad Q_F = Q \cdot \eta_t \quad (3.34)$$

$$Q_F = (Q_0 + P) \cdot \eta_t \quad (\text{W}) \quad (3.35)$$

Kompresörün “P” Elektrik Tahrik Akısı

Q_0 buharlaştırıcı akısı bilinirse buradan P tahrik gücü bulunabilir. Bu durumda

$$P = \frac{Q_0}{q_b \cdot \eta_{KT}} \quad (\text{W}) \quad \text{veya} \quad P = \frac{Q_0}{\frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{KT}} \quad (3.36)$$

q_b bağıl özgül buharlaştırıcı ısı akısıdır.

Değeri;

$$q_b = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \text{ dir.} \quad (3.37)$$

$$P(h_1 - h_3) = Q_0(h_2 - h_1) \quad \frac{P}{Q_0} = \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_3} \quad (3.38)$$

Isı pompalarında q_{I_p} bağıl özgül yoğunlaştırucu ısı akısı kullanılabilir.

η almadan,

$$q_{I_p} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad \frac{P}{Q(q_H)} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_3} \quad P = \frac{Q}{q_{I_p, \eta}} \text{ (W)} \quad (3.39)$$

3.2.6. Isı Pompalarında Kullanılan Etkinlik ve Verim Tanımları

Enerjinin ne denli verimli kullanıldığının belirlenmesinde, verimlilik (veya etkinlik) ile ilgili kavramların ve bunların standart değerlerinin bilinmesi büyük önem taşır. Hepbaşlı (1999) tarafından yapılan bir çalışmada, ısı pompalarında kullanılan etkinlik ve verim tanımları geniş kapsamlı olarak ele alınmıştır.

Bu bağlamda, farklı model ve marka cihazların performansını kıyaslayabilmek için göz önüne alınan temel üç yol vardır (Lund, 1988):

- Isıtılma veya soğutulma için cihazın ne kadar enerji tükettiği; verim
- Cihazın varlığının ne kadar hissedildiği; ses düzeyleri
- Cihazın sağladığı his; konfor

Bu çerçevede, 1992 yılında, Amerika'da tüm ısıtma ve iklimlendirme donanımları için minimum verim (veya etkinlik) değerleri

belirlenmiştir. Bu tarihten önce satın alınan ve montajı yapılan kazan, ısı pompası veya iklimlendirme sistemi gibi HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) donanımı, Amerika' daki bugünkü standartlara kıyasla oldukça verimsiz olabilmektedir.

Genel anlamda verim, aynı periyod veya işletme çevrimi boyunca, dinamik bir sistemden (makine veya motor gibi) elde edilen faydalı enerjinin sisteme verilen enerjiye oranıdır. Bu oran, genellikle belirli test koşullarında belirlenir. Konfor sağlayan donanımın verimi (veya etkinliği) arabalarda kullanılan litre başına km yakıt tüketimiyle benzerdir. Oran ne kadar yüksek ise, sistem o kadar fazla verimlidir ve böylece yakıt tüketimi daha az olacaktır.

Etki Katsayısı, soğutucu akışkan kullanılan sistemlerin verimini belirlemek için kullanılan temel bir parametredir. Bu terim, ısı pompası gibi, ısıtma verimi veya soğutma veriminin her ikisini belirtmek için kullanılır. Soğutma için, soğutma etki katsayısı (SEK) adını alır ve birbirine uygun birimlerde, çekilen ısı miktarının kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak tanımlanır. Başka bir deyişle, cihazın kW soğutma başına ürettiği enerjinin, toplam çektiği enerjiye (kW) oranıdır. Isıtma için ise, ısıtma etki katsayısı (IEK) adını alır ve uygun birimlerde, elde edilen ısı miktarının, kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak açıklanır.

EK, aynı zamanda tek (standard veya standard dışı) değerde veya ağırlıklı ortalama (mevsimsel) koşulunda verimi belirlemek için kullanılabilir. Kullanımına bağlı olarak, bu terim; iç ve dış ünite fanları, soğutulmuş su pompaları veya soğutma kuleleri gibi, yardımcı sistemlerin enerji tüketimlerini içerebilir ya da içeremez. Kıyaslama amaçları için kullanıldığı zaman, EK ne kadar büyükse, sistem o kadar

daha fazla verimlidir. Elektrikli ısıtıcı için $EK = 1$ olduğundan, 1' den daha yüksek değerler, aynı miktarda elektrik enerjisi verilirken, daha fazla ısının elde edildiğini gösterir.

Etki Katsayısı, dış hava sıcaklığıyla değişir; sıcaklık düşükçe, Etki Katsayısı da düşer. Çünkü ısı pompası daha düşük sıcaklıklarda daha az verimlidir. EK, kompakt ısı pompalarında; ARI (Air-Conditioning and Refrigeration Institute, İklimlendirme ve Soğutma Enstitüsü) standartlarına göre; -8.3°C ve 8.3°C 'lık iki standart dış hava sıcaklıkları için tipik olarak belirtilir. ARI, Amerika' da, ısıtma, iklimlendirme ve soğutma imalatçılarını içine alan, kar amacı güdmeyen, gönüllülerden oluşan bir organizasyondur. Bu kuruluş, kullanıcılara standart kıyaslama değerini sunmak amacıyla, ısı pompaları ve iklimlendirme cihazlarının testi ve kapasitelerinin belirlenmesi için standartlar yayınlar.

Isı pompası etki katsayısı ısı pompasının en önemli karakteristik büyüklüğüdür. β ile gösterilir. Yoğuşturucu – ısı akısının tahrik gücüne oranıdır. Yararlanılan ısı akısının tahrik gücünden ne kadar büyük olduğunu gösterir.

$$\beta(\text{COP}) = \frac{Q_o}{P} \quad (3.40)$$

Q_o = Yoğuşturucu ısı akısı

P = Tahrik Gücü

veya;

$$\beta = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{KT} \quad (3.41)$$

(Q_o ve P büyüklükleri log P-h diyagramı ile bulunursa tahrik motoru toplam verimi ile ilgili η_{KT} verimi göz önüne alınmalıdır. Bu verim C.O.P.'yi düşürmektedir.)

$$\beta = \frac{T_H}{T_H - T_L} \cdot \zeta \quad \text{elde edilir.} \quad (3.42)$$

Bu eşitlik T-S diyagramından elde edilmiştir. Log p-h diyagramının kullanılması ile elde edilen verimin ζ ekzerjetik faydalanma oranı ile aynı olmadığına dikkat edilmelidir.

3.2.6.1 Kompresörün Toplam Verimi

Toplam verim (η_{KT}); formülde sıralanan verimlerin çarpımından oluşmaktadır.

$$\eta_{KT} = \eta_m \cdot \eta_{el} \cdot \eta_t \cdot \eta_i \quad (3.43)$$

η_m = Mekanik verim

η_{el} = Motor verimi

η_t = Termik verim

η_i = İndike verim

3.2.6.2 Enerji Verimlilik Oranı (EVO veya EER)

EVO, tüketiciler tarafından daha kolay kullanılması ve anlaşılması amacıyla geliştirilmiştir. Cihazın belirli değerleri için EVO'yu etikete yazmak imalatçılar tarafından yasal bir gereklilik olmuştur. Bu EVO'lar,

belirli bir dizi standart sıcaklıklarda, ARI tarafından belirlenen test koşullarında ölçülür (Hepbaşlı ve Ertöz,1999).

EVO, ünite şeklinde klima cihazlarının ve ısı pompası sistemlerinin soğutma verimini belirlemek için genellikle kullanılan bir terimdir. Bu terim, verimin, uygun donanım standardıyla, belirli tek kapasite koşulunda belirlendiğini açıklar ve net soğutma kapasitesinin, Q_{ns} (Btu/h olarak çekilen ısı) verilen toplam elektrik enerjisine, W_{te} (W) oranı olarak tanımlanır.

$$EVO = Q_{ns}(\text{Btu/h}) / W_{te}(\text{W}) \quad (\text{Btu/h-W}) \quad (3.44)$$

EVO' nun birimleri, Btu/W-h 'dır. Bu terimin, iç ve dış ünite fanları gibi yardımcı sistemlerin enerjilerini de içerdiği göz ardı edilmemelidir. Kıyaslama amaçları için, EVO ne kadar yüksekse, sistem o kadar verimlidir. EVO ile EK arasındaki ilişki aşağıda verilmiştir:

$$EK = EVO / 3.412 \quad (3.45)$$

EVO, Amerika'da, federal standartlara göre minimum 9 olarak belirlenmiştir. Bununla beraber, EVO değeri en azından 10.5 olan cihazların kullanılması önerilir.

3.2.6.3 Isıtma Mevsimsel Performans Faktörü (IMPF veya HSPF; SPFH)

IMPF terimi, ısı pompalarının mevsimsel ısıtma verimini açıklamak için kullanılması hariç olmak üzere, Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranı (MEVO veya SEER) terimiyle benzerdir. IMPF, tüm ısıtma sezonu boyunca, ısı pompasıyla verilen ısı enerjisinin (ek ısıtma dahil), elektrik

enerjisi tüketimine oranıdır. Bir başka deyişle, belirli standard test yöntemini izleyen dış hava koşullarının bir aralığı boyunca ağırlıklı ortalama verimdir. IMPF, aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$\text{IMP} = \frac{\text{Isıtma da (ISB) Hacme Verilen Toplam Isı Enerjisi Miktarı}}{\text{(ISB) Isıtma Sistemi İçin Gerekli Olan Toplam Elektrik Enerjisi}}$$

$$\text{IMPF} = (Q_{\text{IP}} + Q_{\text{IL}}) / (W_{\text{IP}} + W_{\text{IL}}) \quad (3.46)$$

Burada;

Q_{IP} : Isıtma sezonu boyunca ısı pompasıyla verilen ısıtma enerjisi, Btu/h

W_{IP} : Isıtma sezonu boyunca ısı pompasına verilen elektrik enerjisi, W

Q_{IL} : Isıtma sezonu boyunca verilen ilave ısıtma enerjisi, Btu/h

W_{IL} : Isıtma sezonu boyunca ilave ısıtma sistemine verilen elektrik enerjisi, W

Bu faktör, günümüz ısı pompası teknolojisiyle, 2' den daha yüksektir. Bu terim, genellikle, yaklaşık 17.6 kW'dan daha az olan ısı pompalarında kullanılır. IMPF' nin birimi, Amerikan Enerji Departmanı (U.S.D.O.E, U.S. Department of Energy; Amerika'da, endüstriyel verimlilik standartlarının ayarlanmasından ve enerji kaynaklarının tüketiminin izlenmesinden sorumlu olan federal bir acentadır.) tarafından belirtildiği gibi, Btu/W-h 'dır. Kıyaslama amaçları için, IMPF ne kadar büyükse, sistem o kadar daha fazla verimlidir.

Isıtma modunda bir ısı pompasının “verimi” olan IMPF, yeni ısı pompaları için, 1992 yılında Amerika'da hükümet tarafından minimum

6.8 olarak belirlendi. 1992 yılından önce imal edilen çoğu ısı pompalarının IMPF değerleri 5' in altında idi. Bugün, $IMPF = 7.5$ veya daha fazlası “yüksek verimli” olarak göz önüne alınıyor; maksimum mevcut $IMPF = 10$ 'dur.

3.2.6.4 Entegre Edilmiş Kısmi Yük Değeri (EKYD veya IPLV)

EKYD terimi, tek bir kapasite koşulundan çok, tipik bir mevsimle ilgili soğutma verimini açıklamak için kullanılır. EKYD, kabul edilen tek bir standardla belirlenen kısmi-yük kapasitelerinde ağırlıklı ortalama verimin belirlenmesiyle hesaplanır. Aynı zamanda, EKYD'nin her kısmi-yük koşulu için aynı yoğuşma sıcaklığı kullanılarak hesaplandığına ve yüklü/yüksüz kayıpları içermediğine dikkat edilmelidir. EKYD' nin birimi literatürde yoktur. Ancak, bu terim kullanıldığı zaman kastedilen birimler birbirini doğrulamalıdır. ASHRAE Standart 90.1' de EKYD terimi, donanım kapasite sınıflandırmasına bağlı olarak, Mevsimsel EKYD'lerinin (birimsiz) ve Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranlarının (Btu/W-h) her ikisini açıklamak için kullanılıyor. Bunun yanı sıra, çoğu soğutma grubu imalatçıları büyük soğutma grupları için kW/ton birimleri kullanılarak EKYD olarak belirtiyor. Soğutma sisteminin nasıl yüklendiğine ve yüksüz olduğuna bağlı olarak, standart oran koşulunda EVO'nunkinden % 5 ile 50 arasında daha büyüktür.

3.2.6.5 kW/ton (KWT)

kW/ton terimi, genel olarak büyük ticari ve endüstriyel iklimlendirme cihazları, ısı pompası ve soğutucu sistemler için kullanılır.

Bu terim, bir yük koşulunda enerji tüketim miktarı(kW)nın çekilen ısı miktarı(ton)na oranı olarak tanımlanır.

$$KWT = W_{et} / Q_{\dot{c}} \quad (3.47)$$

Bu terimin birimi, kW/ton'dur. Bu kapasitedeki soğutma sistemleri, tipik olarak müşteriye yönelik tasarlanmış sistemler olduğu için, belirtilen kW/ton genel olarak sadece kompresörü açıklar ve yardımcı donanımları içermez. Bununla beraber, belirli referanslar için, yardımcı donanımlar bu terim kullanılarak toplam sistem verimini belirlemek için ilave edilebilir. Bu terimin diğer etkinlik ve verim terminolojisinin aksi olduğuna dikkat edilmelidir. Bu yüzden, kıyaslama amaçları için, kW/ton ne kadar küçükse, sistem o kadar verimlidir. Bir ton soğutma, bir cihazın soğutma kapasitesinin belirlenmesi için kullanılan bir ölçüdür. 24 saatte bir ton buz eritmeye eşit soğutma etkisidir. Başka bir deyişle, 0°C sıcaklıkta 1 ton (2000 libre, lbm) suyu 24 saatte 0°C sıcaklıkta bir ton buza dönüştürmek için çekilmesi gereken ısı enerjisi eşittir. Bir ton soğutma, 211 kJ/dakika veya 200 Btu/dakika = 12000 Btu/h' a eşdeğerdir.

Etkinlik katsayısı ile kW/ton arasındaki ilişki,

$$EK = (12000 \text{ Btu/h}) / (3412 \text{ kW/ton}) \quad \text{şeklinde yazılabilir.}$$

3.2.6.6 Mevsimsel Performans Faktörü (MPF veya SPF)

Bir ısı pompasının performansını sıvı veya gaz yakıtlı ocakların performansıyla kıyaslamak için, aşağıdaki sorular göz önüne alınmalıdır.

- Cihaz, ülkenin hangi bölgesinde kullanılacaktır?

- Elektriğin fiyatı, fosil yakıtların fiyatına kıyasla nasıldır?
- İlave ısıtma (örneğin; elektrikli ısıtıcı) gerekli midir? Gerekliyse, ne kadar ve hangi sıklıkta?
- Hangi tip ısı pompası gereklidir?

Isı pompalarının gerçek kıyaslamaları, EK yerine MPF ile yapılır. Bu faktör, ısıtma sezonu boyunca, ısıtıcı donanımın veriminin bir ölçüsüdür. Günümüz ısı pompası teknolojisiyle, MPF; 2' den biraz daha yüksektir. MPF, Isıtma Mevsimsel Performans Faktörü (IMPF) ile benzerdir. Isı pompası ve ilave ısı kaynağının toplam kış verimidir. Aynı birimlerde (Btu/h veya kW-h), ısıtma sezonu boyunca toplam çıkan (elde edilen) enerjinin, toplam giren(verilen) enerjiye oranıdır. Bu faktör, bir bakıma, sistemin yıllık elektrik tüketiminin bir göstergesidir. Örneğin; ısı pompasıyla ısıtılan bir konutta, MPF; yıllık gerekli elektrikli ısıtıcı ısısının, ısı pompası sisteminin yıllık elektrik enerjisi tüketimine bölünmesiyle bulunabilir. Bunların hesaplanması için hazır formlar mevcuttur.

3.2.6.7 Enerji Faktörü (EF)

Depolu sıcak su ısıtıcılarının “enerji verimini” göstermek için kullanılır ve 64.3 galon/gün (243.4 litre/gün)’ lük ortalama sıcak su tüketimi temel alınır. Satın alınan gaz veya elektrik başına üretilen sıcak su miktarıdır. Başka bir deyişle, sıcak su ısıtıcısının geri kazanım verimine, durma kayıplarına (yalıtım çeketiyile depolama tankından kaçan ısı) ve giren enerjiye dayalı bir sıcak su ısıtıcısının toplam verimidir. U.S.E.O.D (Amerikan Enerji Departmanı) test yöntemlerine göre belirlenir ve yıllık işletme giderini tahmin etmek için yerel yakıt fiyatlarıyla birlikte kullanılır. EF ne kadar büyük ise, su ısıtıcısının verimi

o denli yüksektir. Yeni depolu su ısıtıcıları için şu değerler söz konusudur:

- Gaz: 0.56-0.86, Elektrik: 0.87-0.98 ve Fuel-oil: 0.53-0.65

3.2.6.8 Ekzerjitik Faydalanma Oranı

Sistemde bulunan mevcut ekzerjitik faydalanma oranı EQ ekserjisinin sisteme verilen teknik veya elektrik işe oranıyla elde edilir.

$$\zeta = \frac{E_Q}{W_t} = \frac{Q}{W} \quad \text{veya} \quad \zeta = \frac{E_Q}{P} = \frac{Q}{W} \quad (3.48)$$

Ayrıca aşağıdaki şekilde de yararlanılabilir.

$$\varepsilon = \frac{T_H}{T_H - T_L} \cdot \zeta = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{KT} \quad (3.49)$$

$$\frac{\eta_{KT}}{\zeta} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \cdot \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_3} \quad \text{elde edilir.} \quad (3.50)$$

3.2.7 Isı Pompasında Isı Kaynakları

Isının çekildiği ve atıldığı kaynakların aynı sıcaklıkta olmaları halinde, ısı pompası maksimum verimde çalışır. Dolayısıyla mümkün olan en sıcak kaynak ısı pompası için en uygun kaynaktır. Aynı zamanda, kaynak sıcaklığının direkt olarak kullanılmayacak bir sıcaklıkta olması gerekir. Aksi takdirde ısı pompasına ihtiyaç olmaz (Mullan and Morgan,1981).

Isı kaynağını seçerken coğrafi durum, iklim şartları, ilk maliyet ve uygunluk faktörleri göz önüne alınır: Isı pompası tasarımında başlıca zorluklardan biri de, kullanılacak kaynaklarla ilgili verilerin elde edilmesidir. Isı pompalarında başlıca dört kaynaktan yararlanır. Bunlar, güneş, hava, su ve toprak enerjisidir. Bu ısı kaynakları tek başlarına kullanılabilmeyle beraber, güneş enerjisi genellikle diğer ısı kaynaklarına yardımcı kaynak olarak kullanılmaktadır. Bu dört kaynağın dışında atık ısı ve lağım sularından da özel durumlarda ısı kaynağı olarak yararlanır.

3.2.7.1 Güneş Enerjisi

Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve endirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde buharlaştırıcılar doğrudan güneş kolektörüne yerleştirilir. Endirekt sistemlerde ise kolektörlerden su veya su buharı geçirilerek kaynak olarak bunlardan yararlanır.

Güneş yeryüzüne sürekli olarak dev enerji miktarları ışıır, öyle ki yazın öğlen zamanı bu enerji miktarı 1000 W/m^2 , kışın yeryüzünde sadece $50\text{-}200 \text{ W/m}^2$ 'dir. Bu enerjiden alışlagelmiş güneş kolektörleri ile % 50 yararlanılabilir. Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden tek başına veya diğer kaynaklarla birlikte yararlanılabilir. Güneş sıcak gazlardan oluşan, çapı $1.39 \times 10^9 \text{ m}$ olan bir basık küredir. Güneş ışınları güneşi terk ettikten 8 dakika ve 20 saniye sonra dünyaya çarpar. Bu da $1.5 \times 10^{11} \text{ m}$ uzaklık demektir. Güneşin etkin siyah cisim sıcaklığı 5762 K değerindedir. Merkezindeki sıcaklık 8×10^6 ve $40 \times 10^6 \text{ K}$ arasında değişmektedir. Güneş temel anlamıyla hidrojenin helyuma çevrildiği bir füzyon reaktörüdür. Güneşin yaydığı toplam enerji $3.8 \times 10^{20} \text{ MW}$ (Megawatt) ki bu da güneşin yüzeyinde 63 MW/m^2 değerindedir. Bu

enerji her yönde ışıdır. Sadece 1.7×10^{14} kW'lık kısım dünyaya ulaşır. Dünya üzerine düşen bu ışınım şiddetinin 30 dakikalık kısmı dünyanın bir yıllık enerji gereksinimine denktir (Anderson, 1977).

Güneş enerjisinin bol ve tükenmeyen tek enerji kaynağıdır. Temiz enerji türüdür. Çevreyi kirletici duman, gaz, karbon monoksit gibi artıkları yoktur. Yerel uygulamalar için elverişlidir. Enerji ihtiyaç duyulan hemen her yerde güneş enerjisinden yararlanmak mümkündür. Dışa bağılı olmadığından, doğabilecek ekonomik bunalımlardan da bağımsızdır. Birçok uygulaması için karmaşık teknolojiye gerek duyulmamaktadır. İşletme masrafları çok azdır.

Güneş enerjisinin çeşitli üstünlükler dezavantajları da bulunmaktadır. Güneş ışınımı sürekli olmadığından depolama gerekmektedir. Depolama imkânları ise sınırlıdır. Birim düzleme gelen güneş ışınımı az olduğundan büyük yüzeylere ihtiyaç olmaktadır. Enerji ihtiyacının fazla olduğu kış aylarında güneş ışınımı az ve geceleri de hiç yoktur. Güneş ışınımından faydalanan sistemin güneş ışığını sürekli alabilmesi için çevresinin açık olması gerekir. Güneş ışınımından yararlanan birçok tesisatın ilk yatırım masrafları fazladır ve bu genellikle ekonomik değildir. Türkiye 36° - 42° kuzey paralelleri arasında ve güneş enerjisi potansiyeli bakımından elverişli bir konumdadır. Türkiye'nin yıllık toplam güneş ışınımı süresi 2640 saat ve yıllık güneş ışınımı $4719,6$ kJ/m² yıl olduğu Çizelge 3.1.'den anlaşılmaktadır. Bu rakamları göz önünde bulundurarak Türkiye'nin yıllık güneş enerji potansiyeli, ülkenin 1997'de elektrik enerjisi tüketiminin 12000 katı olan $36,1017$ kJ değerine ulaşmıştır. Bölgelere göre yıllık ortalama güneş enerjisi potansiyeli de Çizelge 3.2'de verilmiştir. (Dinçer, 1998).

Çizelge 3.1 Türkiye'nin Ortalama Aylık Güneş Enerji Potansiyeli

Aylar	Aylık yaklaşık güneş ışıını süresi (MJ/m ² ay)	(saat/ay)
Ocak	186	103
Şubat	227	115
Mart	347	165
Nisan	440	197
Mayıs	554	273
Haziran	608	325
Temmuz	632	365
Ağustos	570	343
Eylül	444	280
Ekim	324	214
Kasım	219	157
Aralık	169	103
Toplam	4720	2640

Çizelge 3.2 Türkiye'nin Bölgelere Göre Yıllık Ortalama Güneş Enerjisi Potansiyeli

BÖLGELER	GÜNEŞ IŞINIMI			GÜNEŞ IŞINIM SÜRESİ		
	Yıllık Ortalama (MJ/m ² yıllık)	En Fazla (MJ/m ² yıllık)	En Düşük (MJ/m ² yıllık)	Yıllık Ortalama (Saat/yıl)	En Fazla (Saat/ay)	En Düşük (Saat/ay)
Güneydoğu Anadolu	5368	677	179	3016	407	126
Akdeniz	5229	636	176	2923	360	101
Ege	5064	607	147	2726	371	96
İç Anadolu	5157	636	152	2712	381	98
Doğu Anadolu	5034	658	175	2693	373	165
Marmara	4119	601	120	2528	351	87
Karadeniz	3911	510	122	1966	273	82
Türkiye Ortalaması	4841			2652		

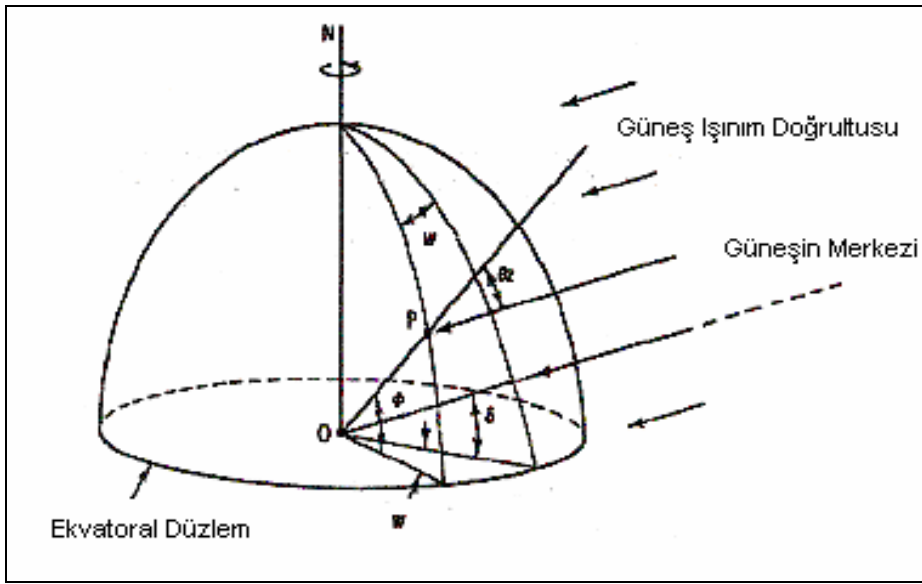
3.2.7.1.1 Güneş Açıları ve Güneş Işınımı Hesapları

Güneş ışınımının dünya yüzeyinde değişik enlemlerdeki bölgelere gelen miktarının kesin tespiti birçok güneş uygulamasında önem taşımaktadır. Gelen güneş ışınımı değerlerinin bilinmesi halinde, binaların soğutma amaçlı ısı yüklerinin bulunması, pasif bina ısıtma sistemlerinin değerlendirilmesi ve performans sonuçlarının irdelenmesi, güneş enerjisi toplama ve dönüşümü sağlayan sistemlerin çalışma performanslarının analiz edilmesine olanak sağlar. Ayrıca elde edilen veriler vasıtasıyla tarım, su kaynakları kullanımı, güneş ışınımı davranışları ve mimari tasarımlarda uygun değer parametrelerin elde edilmesi kolaylaşmaktadır. Güneş enerjisi fotosentez yapan bitkilere enerji sağladığı için ürün ekim alanların tespitine ve sulama sistemi tasarımlarında önemli bir hal almıştır.

Meteoroloji istasyonlarından alınan sıcaklık, rüzgâr hızı, güneş ışınımı değerleri bilindiği üzere dünyanın her noktasında yerkürenin jeofizik yapısından ötürü kullanılamaz. En gelişmiş ülkelerde dahi benzetim sonuçları ile elde edilen değerler yerel sonuçlarla elde edilen değerlerden farklılıklar göstermektedir. Bu tür durumlarda interpolasyon, regresyon ya da ortalama değerler kullanmak suretiyle gerçeğe yakın değerlere ulaşmak mümkündür. Ancak yukarıdaki teknikleri kullanırken ölçüm yapan istasyonların birbirlerine göre konumlarının 30 km aralığını geçmemesi gerekmektedir. Ancak şu da unutulmamalıdır ki; enerji sistemlerinin analizinde ortalama sonuçlar saatlik değerlerin önem kazandığı uygulamalarda yetersiz kalmaktadır.

Ekvatorun kuzeyindeki veya güneyindeki güneş ışınlarının güneş öğlesinde açısal uzaklığına deklinasyon açısı denir. Kuzey deklinasyon açısı pozitif işaretle gösterilir.

Şekil 3.3.'de enlem (Φ), saat açısı (ω), deklinasyon açısı (δ) ve zenit açısı (θ_z) tanımlamaları gösterilmektedir. Deklinasyon açısı çok farklı ifadeler vasıtasıyla bulunabilir. Ancak bu çalışmada Cooper eşitliği kullanılacaktır.

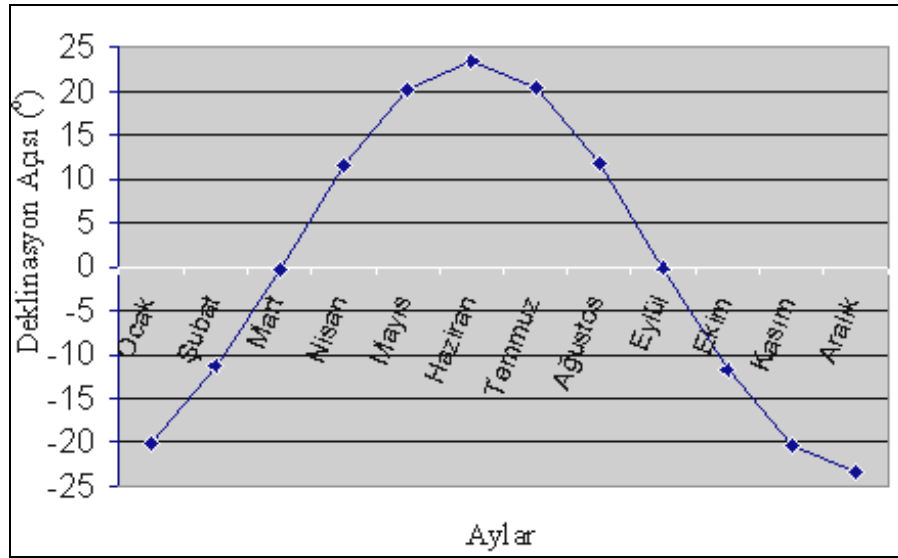


Şekil 3.6. Güneş Açıları

Her ayın 21. günü için deklinasyon açısının aylara göre değişimi Şekil 3.7.'de gösterilmiştir. Deklinasyon açısı, Eşitlik 3.43 ifadesi ile bulunabilir.

$$\delta = 23,45 \times \sin\left(\frac{360}{365}(n + 284)\right) \quad (3.51)$$

Eşitlik 3.43'de verilen, n, 1 Ocak'tan itibaren sayılan gün sayısıdır.



Şekil 3.7 Deklinasyon Açısının Aylara Göre Değişimi (21.Gün)

Atmosfer dışı ışınımı etkileyen iki etmen vardır. Bunlardan birincisi güneşten yayılan enerjide oluşan değişimler ki, bunlar güneş lekelerindeki aktivitelerden etkilenir ve farklı dönemde değişimler gösterir. Yapılan ölçümlerle güneş sabitinin %0.02 oranında her yıl azaldığı belirtilmektedir. İkinci etmen ise, Güneş-Dünya mesafesinin değişken olmasıdır. Bu değişim, atmosfer dışı ışınımın \pm %3 değişimine

neden olmaktadır. Atmosfer dışı ışınımın yılın herhangi bir gününde değişimi için aşağıdaki eşitlik önerilmektedir (Güngör, 2004).

$$H_{on} = G_{on} = H_{sc} \times \left(1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365} \right) \quad (3.52)$$

Burada, H_{sc} , güneş sabiti, farklı kaynaklarda değişik değerlerde verilmekte olup, 1353 W/m^2 alınmıştır.

Güneş doğuş açısı aşağıdaki eşitlik ile bulunur.

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \quad (3.53)$$

Burada, ϕ , derece cinsinden enlemi ifade eder. Enlem, bulunulan yerin ekvatorun kuzey veya güneyinde açısal yer olarak tanımlanmasıdır.

Atmosfer dışı yatay düzleme gelen toplam ışınım (J/m^2) ise aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$H_0 = \frac{24 \times 3600}{\pi} H_{on} \times \left(\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin \phi \sin \delta \right) \quad (3.54)$$

Saat açısı derece ($^\circ$) cinsinden aşağıdaki ifade ile bulunur.

$$\omega = (GZ - 12) \times 15 \quad (3.55)$$

Burada GZ , güneş zamanını ifade eder.

Zenit açısı eşitlik ile ifade edilir.

$$\cos \theta_z = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \quad (3.56)$$

Yerküreye ulaşan ışınlar temel itibariyle iki şekilde ulaşırlar. Bunlardan birincisi direkt ışınlardır. Bu tür ışınlar yerküreye gelme aşamasında atmosfer katmanlarını geçerken yansımayan ya da emilmeyen tür ışınlardır. İkinci tür ışınlar ise, bu gelme aşamasında değişik engeller ya da atmosfer katmanları tarafından kırılıp, emilip ya da farklı yönlere gönderilen yayılı (diffüz) ışınlardır (Güngör, 2004).

Direkt ışınım için aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır.

$$H_b = H_{bn} \sin h \quad (3.57)$$

Eşitliğinde; H_b , direkt ışınım (W/m^2), H_{bn} , normal doğrultudaki direkt ışınım (W/m^2), h , güneş yükseklik açısını ifade eder.

Yayılı ışınım için aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır.

$$H_d = CH_{bn}F_{ss} \quad (3.58)$$

Eşitliğinde; H_d yayılı ışınım (W/m^2), C , yayılı gökyüzü faktörü ve F_{ss} görüş faktörüdür ve

$$F_{ss} = \frac{1 + \cos \beta_e}{2} \text{ ' dir.}$$

Burada, β_e , kolektör eğimidir ve yatay yüzeylerde $\cos \beta_e = 1$ olduğu için F_{ss} değeri ihmal edilebilir.

Yer yüzeyinde anlık ışınım açık gün için yarı deneye dayalı olan şu eşitlik önerilmektedir.

$$H_{bn} = Ae^{-B/\sinh} = Ae^{-Bm} \quad (3.59)$$

Eşitliğinde; A, hava kütlesinin bulunmadığı (sıfır olduğu) durumdaki güneş ışınımını (W/m^2), B, atmosferik sönüm katsayısını ve m, hava kütlesini ifade eder.

Eşitlikte verilmiş olan h güneş yükseklik açısı aşağıdaki eşitlikle bulunabilir.

$$\sin h = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \quad (3.60)$$

Hava kütlesi, direk ışınımın arasından geçtiği atmosferik hava kütlesinin, Güneşin başucunda (zenitte) bulunduğu anda kat ettiği atmosferik hava kütlesine oranına denir ve aşağıdaki eşitlik ile bulunur.

$$m = \frac{1}{\cos \theta_z} = \frac{1}{\sin h} \quad (3.61)$$

Yer küre ile güneş arasındaki mesafenin değişimi, su buharı ve diğer atmosferik madde bileşimlerinin mevsimsel dalgalanması sonucu A,B ve C değerleri Çizelge 3.3’de tanımlanmıştır.

Burada A, hava kütlesinin bulunmadığı durumda anlık güneş ışınımı (W/m^2), B, boyutsuz, atmosfer sönüm katsayısı ve C, boyutsuz, yatay yüzey üzerinde yayılı ışınımın, direk ışınımına oranıdır.

Bu hesaplamalardan sonra toplam ışınım, H, eşitlik ile bulunur.

$$H = H_{bn} + H_d \quad (3.62)$$

Çizelge 3.3 Açık Gün Modeli İçin A,B,C Değerleri

AY	A (W/m ²)	B	C
Ocak	1229,475	0,142	0,058
Şubat	1213,7125	0,144	0,06
Mart	1185,34	0,156	0,071
Nisan	1134,9	0,18	0,097
Mayıs	1103,375	0,196	0,121
Haziran	1087,6125	0,205	0,134
Temmuz	1084,46	0,207	0,136
Ağustos	1106,5275	0,201	0,122
Eylül	1150,6625	0,177	0,092
Ekim	1191,645	0,16	0,073
Kasım	1220,0175	0,149	0,063
Aralık	1232,6275	0,142	0,057

Yüzeyin eğimi, güneş enerjisi kullanan sistemlerde önem taşımaktadır. Yüzeyin normali ile güneş ışınlarının geliş açısının eşit olduğu durumda maksimum ışıınım enerjisi eldesi sağlanır. Bu nedenden, özellikle düzlemsel kolektörlerin yerleştirilmesinde, kolektör eğim açısı önemli bir noktayı oluşturur. Eğimli yüzeylerde ışıınım miktarlarını tespit edebilmek için aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır.

$$H_t = H_b R_b + H_d \left(\frac{1 + \cos \beta_e}{2} \right) + (H_b + H_d) \rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta_e}{2} \right) \quad (3.63)$$

Eşitlikte, R_b , direkt ışıınım eğim faktörü, β_e yüzey eğim açısı, ρ_g zemin yansıtma katsayısını ifade eder ve Çizelge 3.4.'de zeminin durumuna göre yansıtma katsayısı değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.4 Zemin Durumuna Göre Işınım Yansıtma Katsayısı

Zemin	Yansıtma katsayısı
Kar (Yeni yağmış veya buz filmi ile kaplı)	0,75
Kumlu Yüzey	0,5
Topraklar (Kil, başçık v.b)	0,14
Kuru Çim	0,2
Yaş Çim	0,26
Beton Kaplı Alan	0,22
Çakıllı Asfalt	0,2
Su Yüzeyleri (geniş geliş açılarında)	0,07
Patika Yolları	0,04

Bu kısımda önemli bir değişken olan direkt ışınım eğim faktörü aşağıda tanımlanmıştır.

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta} \quad (3.64)$$

3.2.7.2 Isı Pompasında Diğer Isı Kaynakları

Hava, ısı pompası için ucuz, bol bir ısı kaynağıdır. En büyük yararları, sürekli bulunmasından başka, her ortamda kullanılması; kullanılan donanımların makul boyutlarda olması ve düşük işletme ve tesis maliyetleri gerektirmesidir. Ayrıca tasarımı için, şu anda çok geniş ve ayrıntılı bilgi kaynakları mevcuttur.

Hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajı sıcaklık değişimi ve buzlanma problemidir. Hava kaynaklı ısı pompalarının tasarımı hava sıcaklığı değişimi ile çok ilgilidir. Birçok yerde hava sıcaklığının değişimi büyüktür. Buna göre, ısıtma yükü hava sıcaklıklarının en alçak olduğu zaman en yüksek değerine ulaşır. 0°C veya daha alçak sıcaklıklarda ısı değiştirici yüzeylerinde don meydana gelir. Periyodik olarak donun çözülmesi gerekir.

Kuyulardan, göllerden, nehirlerden, şehir şebekesinden ve üretim işlerinden elde edilen su, ısı kaynağı olarak kullanılabilir. 10 m ve daha fazla derinliklerde yer altı suyunun sıcaklığı yıl boyunca çok az değişir. Sıcaklığı ortalama olarak 10°C'tır. Kuyuların yerleştirildiği sahaya ve suyun çıkarıldığı yer altı suyu stok durumuna göre, yer altı suyu sıcaklığı kış ortasında 8-12°C ve yaz ortasında 10-14°C arasında değişir.

Su kaynağı olarak göller, nehirler gibi yerüstü sularından yararlanıldığında ise, sıcaklık kuyu sularına göre daha fazla değişmekle beraber, hava kadar değişmemektedir (ASHRAE Systems Handbook, 1984). Ülkemizde yerüstü sularının genellikle 0°C'ın altına düşmemesi de ayrıca bir yarardır. Kaynak olarak su kullanıldığı takdirde, kullanılan suyun kalitesi de önemlidir. Su kalite testi, kesinlikle yapılmalı ve içerdigi mineraller korozyon probleminden ötürü önceden incelenmelidir.

Suyu kaynak olarak kullanmanın başka bir yararı ise, ısı değiştiricilerinde ısı geçişinin daha yüksek olmasıdır. Ancak ısı değiştiricilerinin daha verimli ve kompakt yapılmaları gerekmektedir (ASHRAE Systems Handbook,1984).

Toprağın bir yıl boyunca az değişen (1-2 m derinlikte) bir sıcaklığı vardır. Isı bir yıl boyunca güneşin yeryüzüne ısıdığı ve toprağın

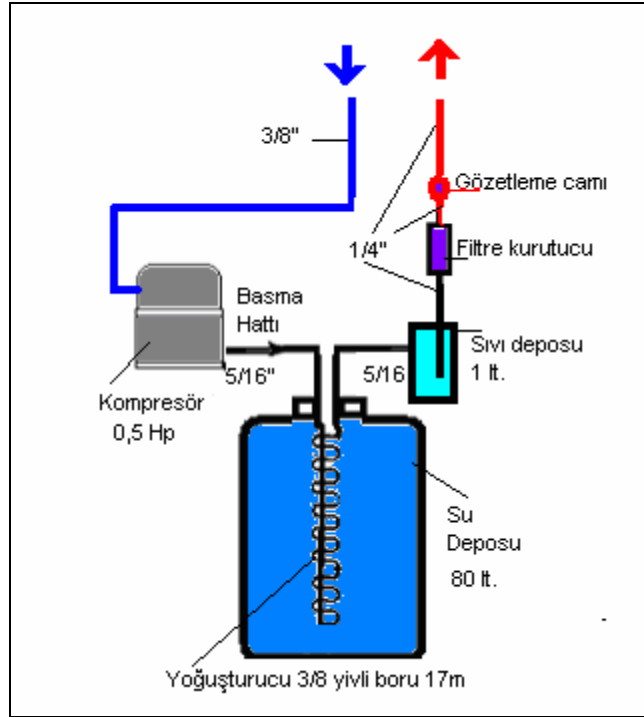
depoladığı güneş enerjisinden kaynaklanmaktadır. Güneş yazın öğle zamanlarında 1000 W/m^2 -yeryüzü alanı, kışın $50\text{-}200 \text{ W/m}^2$ -yeryüzü alanı ışınlar. Toprağın içinden yeryüzüne akan ısı akısı sadece $0,042\text{-}0,063 \text{ W/m}^2$ -toprak alanı tutmaktadır (Baker, 1983). Bu nedenle pratikte ihmal edilebilir.

Toprak, sıcaklık sabiti, sıcaklık durumu, yerel ve zamansal varlığı ve de depolama imkanı açısından çok elverişli bir ısı kaynağıdır. Sakıncaları ise; ısı çekilen elemanların yüksek masrafı, toprağın bünyesinden ve yerel ile zamansal değişimlerinden dolayı ölçülmesinin emniyetsizliği, boş toprak alanına olan ihtiyaç, yerleştirilmesindeki güçlükler, tamir veya değişimlerdir. Bu mahsurların yanında sistematik denenmesi ve pratik deneyimlerin değerlendirilmesine dayanarak, bugün hala mevcut emniyetsizlikleri ortadan kaldırmak ve uygun metotlarla toprağı küçük taban alanı ihtiyacıyla yetinerek kullanmak uygundur.

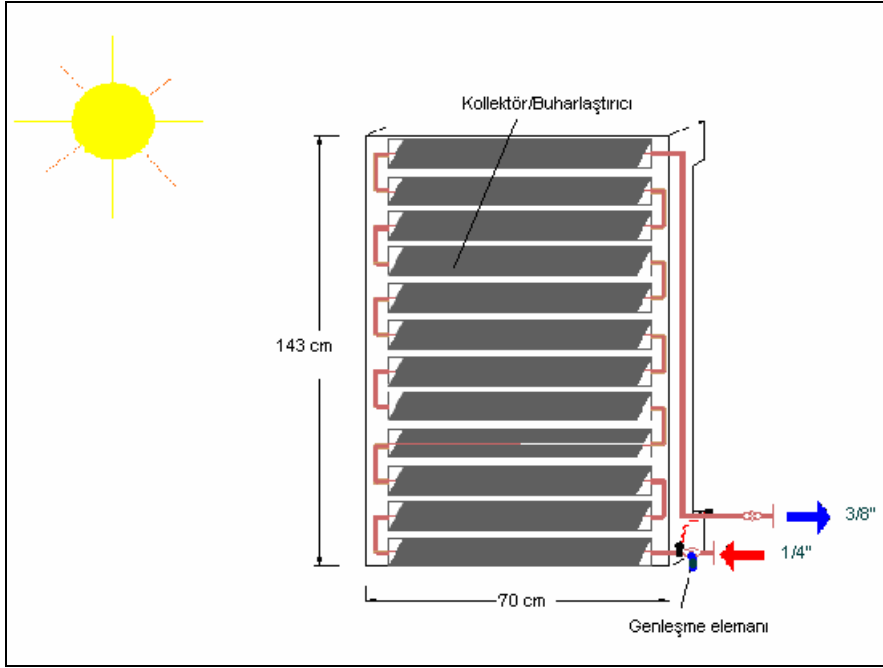
4. TASARLANIP OLUŞTURULAN ISI POMPASI SİSTEMİ

Güneş enerjisi destekli ısı pompalı su ısıtıcısı ilk örneği Şekil 4.1'de ve Şekil 4.2'de şematik gösterimi yapıldığı gibi iki ayrı gruptan oluşturulmuştur.

İç ünite, su deposu üzerine monte edilmiş kompresör ve depo içine batırılmış yoğuşturucu, ısı pompasının diğer çevrim parçaları ise dış ünite de Kolektör/buharlaştırıcı ve termostatik genişleme valfi olarak tasarlanmış. Bu iki ayrı ısı pompası grubu 80 cm uzunluğunda borulama ile birleştirilmiştir.



Şekil 4.1 Isı pompası iç ünite temel şeması



Şekil 4.2 Isı pompası dış ünite temel şeması

4.1. Deney Sistemi İç Ünite Çevrim Parçaları

Su Deposu; silindirik 80 litre hacimde 1mm krom saçtan suyu depolamak ve ısıtmak için tasarlanmış yalıtımlı sıcak su tankıdır. Depo üzerine kompresör, sıvı deposu, filtre/kurutucu gözetleme camı ve irtibat vanaları için alt zemin olmak üzere 60x52 cm boyutlarında alüminyum tabla yerleştirilmiştir. Tank, üç adet tekerlekli ayaklar üzerinde durabilmektedir. Şebeke suyu giriş vanası, çekvalf/filtre ve su sayacından sonra deponun alt seviyesinden 3 cm yukarıdan depoya giriş yapmakta sıcak su ise silindirik deponun üst seviyesinin 2 cm altına bağlanan çıkışı vanasından alınmaktadır. Depo alt sıfır seviyesine boşaltma vanası konulmuştur. Şekil 4.3'de gösterilen su deposunun üç

ayrı noktasından sıcaklık ölçümü için termometre cepleri oluşturulmuştur. Depo üzerinde ayrıca sistemin elektrik sayacı ve kumanda panosu monte edilmiştir.



Şekil 4.3 Su Deposu 80 lt

Kompresör; Sistemde basit etkili tek pistonlu hermetik tip L'Unite Hermetique CAJ 4461 Y model kompresör kullanılmıştır. +7,2°C buharlaşma ve 54,5°C yoğuşma sıcaklığı için 1569 Watt kompresör kapasitesi vardır. Şekil 4.4

Yoğuşturucu; Hesaplamalarda 25 m bulunan 3/8'' yoğuşturucu boru boyu, iç yüzeyi yivli boru kullanılarak 17 metreye düşürülmüş helisel olarak kıvrılmış 45 santim uzunluğunda 10 cm çapında 30 sargılı iki parça halinde birleştirilerek su tankı içerisine batırılmıştır. Yoğuşturucu için yivli boru kullanılması ile ısı transfer yüzeyi

arttırılmıştır. Ayrıca düz boruya göre daha kısa yoğuşturucu elde edilmiş ve tank içerisine uygun yerleşimi sağlanmıştır. Şekil 4.5



Şekil 4.4 Kompresör, Sıvı deposu, Filtre kurutucu ve Gözetleme camı



Şekil 4.5 Sistemde kullanılan yoğuşturucu

Kompresörden çıkan basıncı ve sıcaklığı yüksek çevrim akışkanı yoğuşturucuda ısıyı suya vererek yoğuşturucu çıkışında Şekil 4.4'de gösterilen (1 lt. hacminli) sıvı deposunda toplanır. Sıvı deposu çıkışı ¼'' boruyla kaynaklı bağlantılı filitre (0,035lt.) kurutucu ve nem gösterme kapasiteli gözetleme camı mevcuttur. İç ünite aşağıdaki Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.6 İç ünite genel görünüşü

4.2. Deney Sisteminin Dış Ünite Çevrim Parçaları

Genleşme valfi; Kolektör/buharlaştırıcı girişinde termostatik genleşme valfi kullanılan sistemde, çevrim akışkanının buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı termostatik genleşme valfi kuyruğu tarafından hissedilip

Termositatik genleşme valfi, buharlaştırıcı üzerindeki ısı yüküne bağlı olarak çevrim akışkanının buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığı sabit bir değerde kalacak şekilde çevrim akışkanı debisini ayarlamaktadır.



Şekil 4.7 Kollektör/buharlaştırıcı paneli (1 m²)

Sistemde, kullanılan kolektör/buharlaştırıcı yüzeyi binalarda güneş gören yüzeylerde güney ve batı yönlerindeki ara katlarında kullanımı (toplayıcı yüzey için çatı katı aramaksızın) için toplayıcı yüzey içerisinde kullanılan düz kanatçıklı 60 cm uzunluğunda 12 adet 3/8'' bakır boru 55° açı ile seri olarak birbirleriyle irtibatlandırılmıştır. Bu sıralama yan yüzeyde güneş ışınımının kanatçıklı bakır borulara olabildiğince dik gelmesini sağlamaktır. Kanatçıklı bakır borular bir panjur gibi sıralanarak toplayıcı yüzeyin güneş ışınımının olmadığı ve gece ortamında çevre

havasından maksimum düzeyde ısı transferi gerçekleştirmesi için düzenlenmiştir. Buharlaştırıcı yüzeyi 1 m², uzunluğu 143 cm, eni 70 cm ve dik duvar yüzeyinden 5 cm öndedir. Genleşme valfinden sonra Kollektör/buharlaştırıcı içerisinde basıncı düşürülen sıvı fazındaki çevrim akışkanının dış yüzeyden güneş ışınımından ve çevre havasından ısı çekerek kızgın buhar haline dönüşmesi sağlanmaktadır



Şekil 4.8 Kollektör-buharlaştırıcı paneli bina montajı

5. DENEY SONUÇLARI

Direk genleşmeli ısı pompalı su ısıtıcısı ile yapılan çalışmalar neticesinde sistemin su ısıtma performansını elde etmek için depo içindeki suyun başlangıçtaki düşük sıcaklığından termostatın ayarlandığı sıcaklığa ısıtılmasıyla veriler elde edilmiştir. Bu deney için, değişik hava şartlarında sistemin performansı değerlendirilmiştir. Isı pompası ısıtma tesir katsayısını bulmak için Eşitlik 5.1 kullanılabilir.

$$COP_{IP} = \frac{Q_{su}}{W_t} \quad (5.1)$$

Q_{su} depo içindeki suyun, ilk başlangıç sıcaklığından termostatın kapandığı son sıcaklığa ulaşmak için ihtiyaç duyduğu enerjidir. Eşitlik 4.2 kullanılarak bu değer bulunabilir.

$$Q_{su} = m_{su} \cdot \Delta h_{su} \quad (5.2)$$

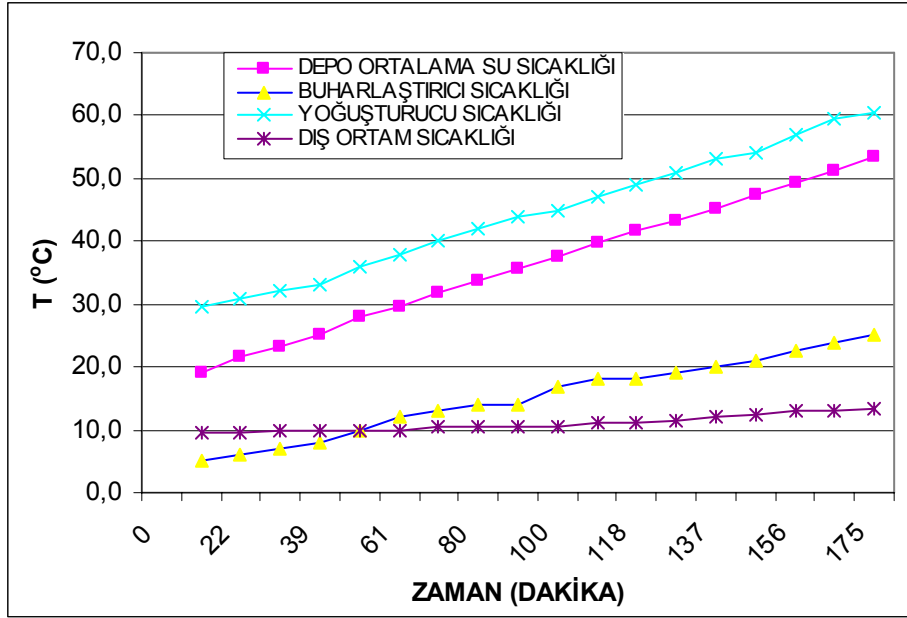
Burada, m_{su} = Depo içindeki su kütlesi, (kg)

Δh_{su} = Sıcaklık aralığındaki entalpi farkı, (kJ/kg)

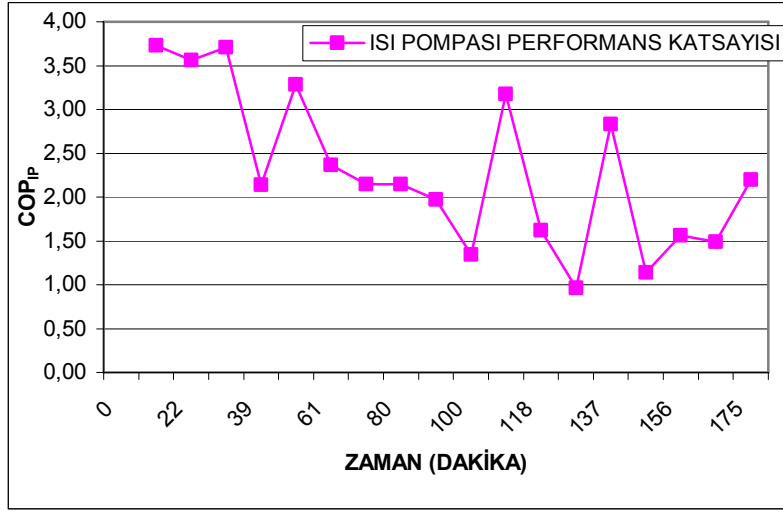
Oda sıcaklığına yakın sıcaklıklarda suyun özgül hacmi 0,001 m³/kg alınabilir. Depo içinde 80 litre su bulunduğundan belirtilen özgül hacim için su kütlesi 80 kg olacaktır (Çengel, 1996).

5.1 Parçalı Bulutlu Havada Elde Edilen Veriler

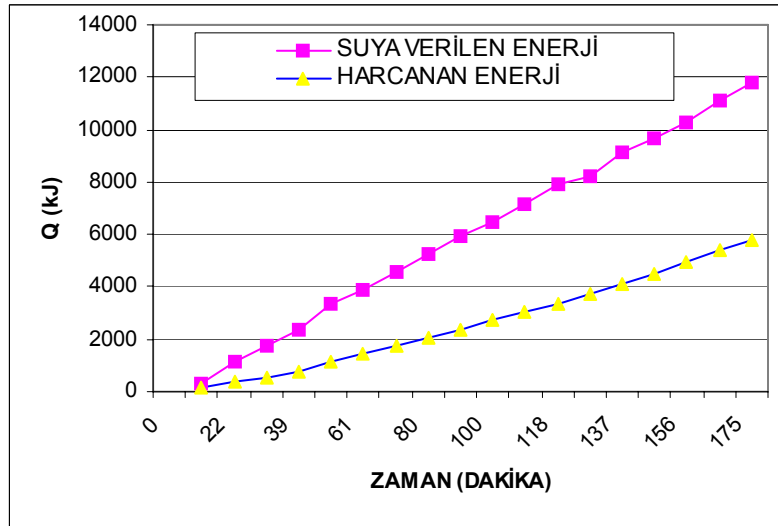
Sistem ile parçalı bulutlu havada yapılan deneyde, 2 saat 55 dakika 6 saniyede, 18°C ortalama sıcaklığında bulunan su 53,3°C ortalama sıcaklığa ısıtılmıştır. Bu süre içinde 1.61 kWh elektrik enerjisi tüketilmiştir. Sistemin ısı pompası ısıtma tesir katsayısını 2.04 olarak gerçekleştirmiştir. Deney ile ilgili şekiller ve deney verilerini içeren çizelge aşağıda verilmiştir.



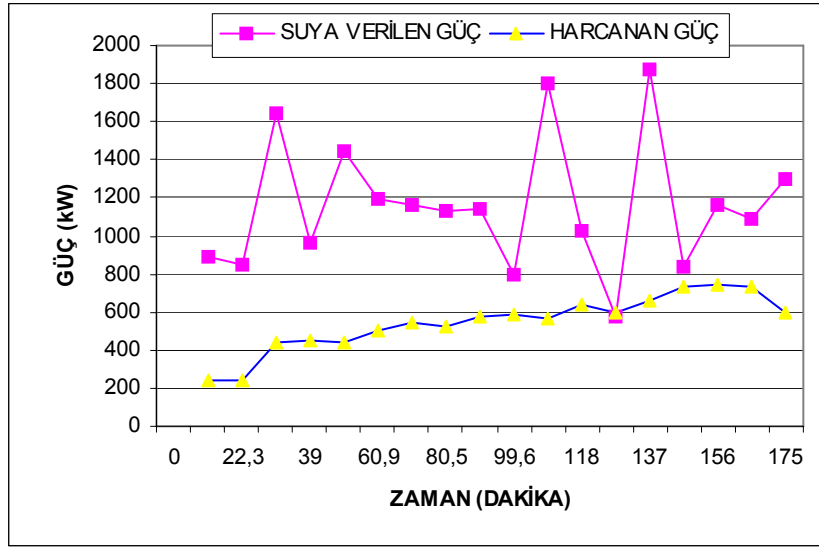
Şekil 5.1 Parçalı bulutlu hava için sıcaklık değişimleri



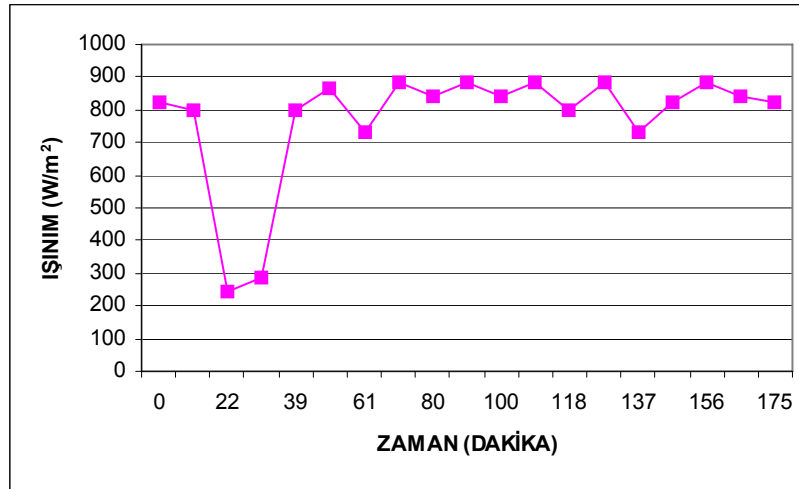
Şekil 5.2 Parçalı bulutlu hava için COP_{IP} değişimi



Şekil 5.3 Parçalı bulutlu hava için enerji değişimi



Şekil 5.4 Parçalı bulutlu hava için güç değişimi



Şekil 5.5 Parçalı bulutlu hava için ışıınım değeri değışimi

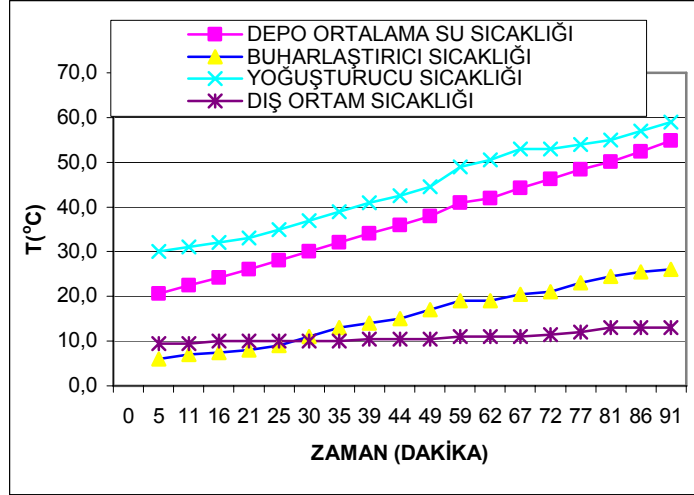
Çizelge 5.1 Parçalı bulutlu hava için ölçüm değerleri

ZAMAN	DEPOALT SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ORTA SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ÜST SU SICAKLIĞI (°C)	DEPOORTALAMA SU SICAKLIĞI(°C)	DIŞ ORTAM SICAKLIĞI(°C)	BUHARLAŞTIRICI SICAKLIĞI (°C)	YOĞUŞTURUCU SICAKLIĞI (°C)	İŞİNİM (W/m ²)	SUYA VERİLEN GÜÇ (W)	HARCANAN GÜÇ (W)	ISITMA ETKİNLİK KATSAYISI (COP _{IP})
0	18	18	18	18	9,5	-	-	820.40	-	-	-
8 dk 33sn	18	19	20	19,0	9,50	5,00	29,50	798.23	887,62	238,10	3,73
22dk 16sn	19	21,5	24	21,5	9,50	6,00	31,00	243.90	845,66	237,37	3,56
29dk 38sn	20	24	26	23,3	10,00	7,00	32,00	288.25	1648,50	444,73	3,71
38dk 58sn	21	26	28	25,0	10,00	8,00	33,00	798.23	962,30	450,34	3,28
52dk 2sn	24	29	31	28,0	10,00	10,00	36,00	864.75	1447,62	440,69	1,58
60dk 54	25	31	33	29,7	10,00	12,00	38,00	731.71	1198,57	506,81	2,36
71dk 1sn	27	33	35	31,7	10,50	13,00	40,00	886.92	1164,60	542,86	2,15
80dk 27sn	29	35	37	33,7	10,50	14,00	42,00	842.57	1133,02	528,14	2,15
89dk 57sn	31	37	39	35,7	10,50	14,00	44,00	886.92	1142,68	578,91	1,97
99dk 33sn	33	39	41	37,7	10,50	17,00	45,00	842.57	792,77	589,15	1,35
109dk 8sn	37	43	45	39,7	11,00	18,00	47,00	886.92	1798,15	565,97	3,18
118dk 20sn	38	45	47	41,7	11,00	18,00	49,00	798.23	1028,43	635,84	1,62
127dk 22sn	40	47	49	43,3	11,50	19,00	51,00	886.92	576,36	598,58	0,96
137dk 13sn	42	49	51	45,3	12,00	20,00	53,00	731.71	1879,11	663,33	2,83
146dk 37sn	44	51	53	47,3	12,50	21,00	54,00	820.40	839,05	736,43	1,14
156dk 16sn	46	53	55	49,3	13,00	22,50	57,00	886.92	1158,50	742,38	1,56
165dk 57sn	48	55	57	51,3	13,00	24,00	59,50	842.57	1092,81	732,68	1,49
175dk 6sn	18	18	18	53,3	13,50	25,00	60,50	820.40	1301,17	592,22	2,20

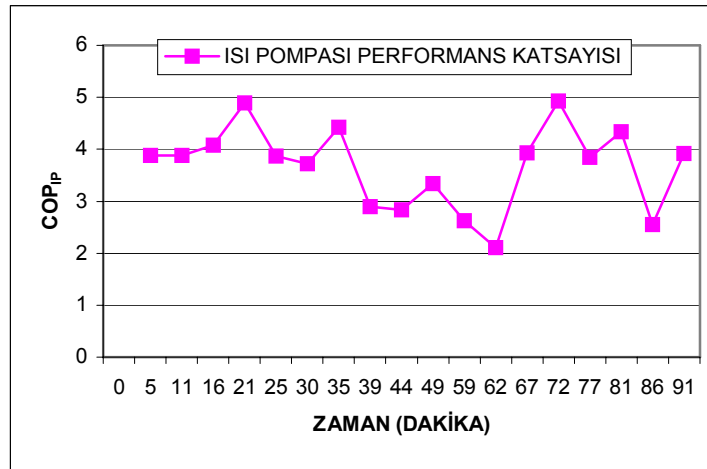
5.2 Açık, Güneşli Havada Elde Edilen Veriler

Açık, güneşli bir havada yapılan deneyde, 1 saat 30 dakika 32 saniyede, 19°C ortalama sıcaklığında bulunan su 54,8°C ortalama sıcaklığa ısıtılmıştır. Bu süre içinde 0,944 kWh elektrik enerjisi tüketilmiştir. Sistemin ısı pompası ısıtma tesir katsayısını 3.53 olarak

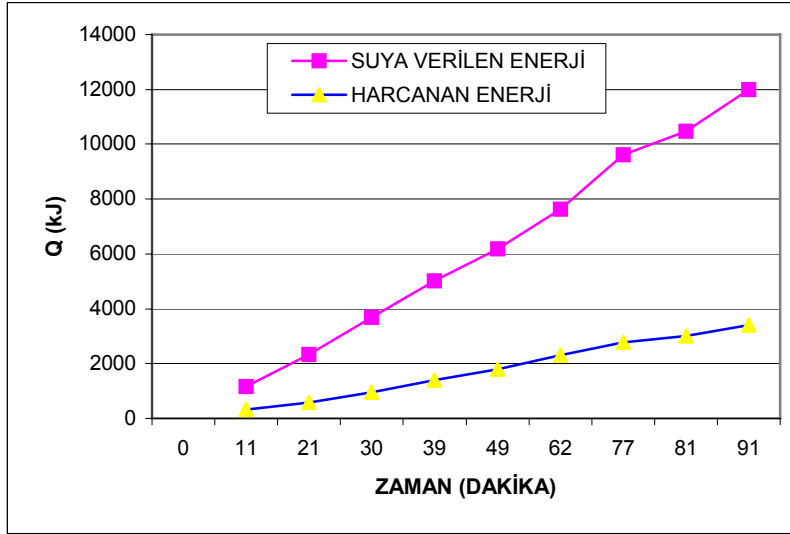
gerçekleşmiştir. Deney ile ilgili şekiller ve deney verilerini içeren çizelge aşağıda verilmiştir.



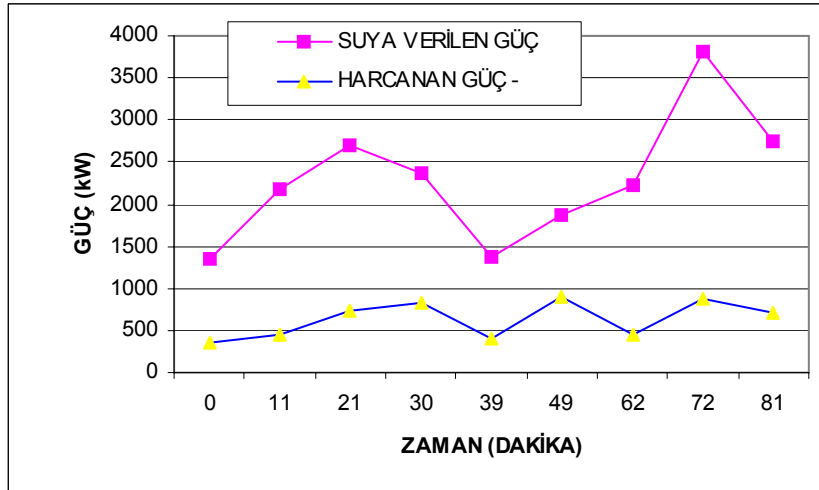
Şekil 5.6 Açık güneşli hava için sıcaklık değişimleri



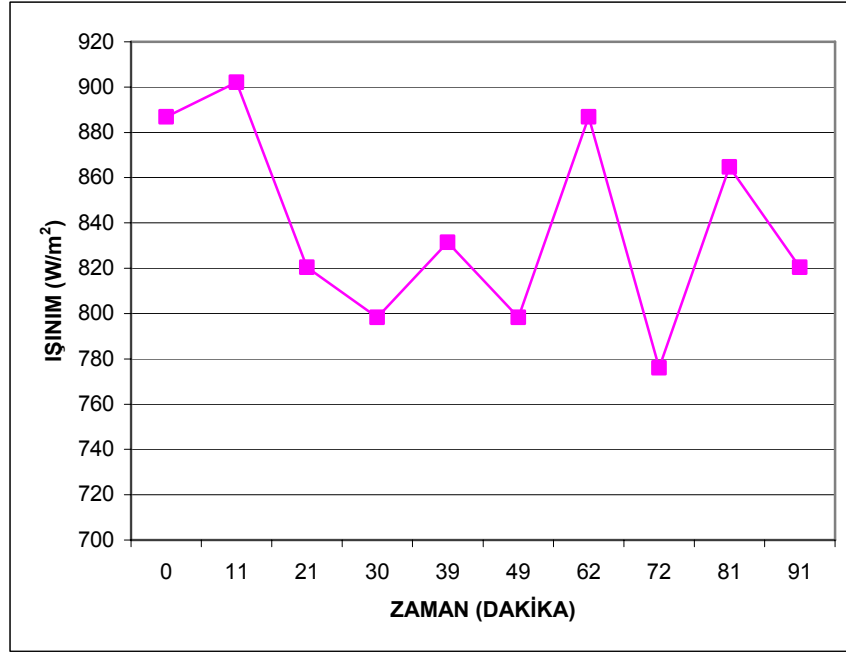
Şekil 5.7 Açık, güneşli hava için COP_{IP} değişimi



Şekil 5.8 Açık, güneşli hava için enerji değişimi



Şekil 5.9 Açık güneşli hava için güç değişimi



Şekil 5.10 Açık güneşli hava için ışınlm değışimi

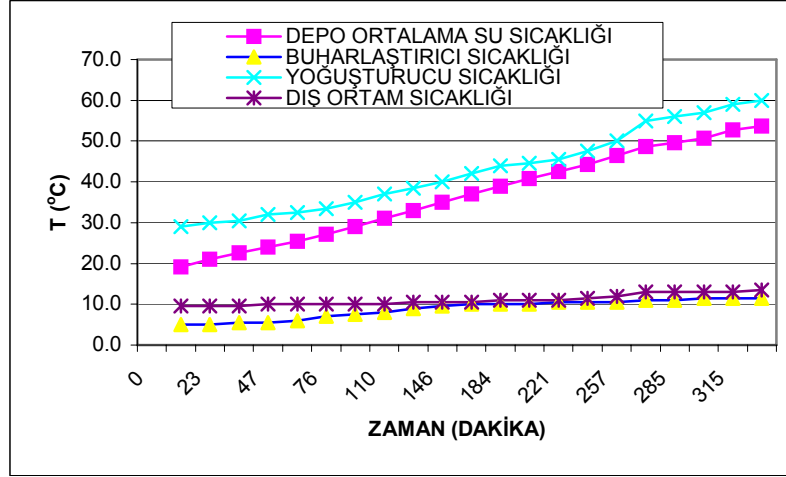
Çizelge 5.2 Açık güneşli hava için ölçüm değerleri

ZAMAN	DEPO ALT SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ORTA SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ÜST SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ORTALAMA SU SICAKLIĞI(°C)	DIŞ ORTAM SICAKLIĞI(°C)	BUHARLAŞTIRICI SICAKLIĞI (°C)	YOĞUŞTURUCU SICAKLIĞI (°C)	İŞİNİM (W/m ²)	SUYA VERİLEN GÜÇ(W)	HARCANAN GÜÇ(W)	ISITMAETKİNLİK KATSAYISI (COP _{ip})
0	19	19	19	19	9,5	-	-	886.92	-	-	-
4dk 45sn	19,5	20,5	22	20,7	9,5	6	30	842.57	1459,2	376,5	3,88
11dk 1sn	20	22,5	25	22,5	9,5	7	31	902.11	1350,3	348,4	3,88
15dk 45	21,5	24	27	24,2	10	7,5	32	864.75	1836,0	450,0	4,08
20dk 41	23	26	29	26,0	10	8	33	820.40	2171,4	444,2	4,89
25dk 13	25	28	31	28,0	10	9	35	842.57	2552,7	659,5	3,87
30dk	27	30	33	30,0	10	11	37	798.23	2696,8	725,8	3,72
34dk 34sn	29	32	35	32,0	10	13	39	864.75	2337,3	528,7	4,42
39dk 7sn	31	34	37	34,0	10,5	14	41	831.49	2370,5	817,0	2,90
44dk 2sn	33	36	39	36,0	10,5	15	42,5	875.83	2371,8	836,6	2,84
49dk 13sn	35	38	41	38,0	10,5	17	44,5	798.23	1375,8	412,7	3,33
59dk 29sn	38	41	44	41,0	11	19	49	931.26	1415,4	538,5	2,63
61dk 50sn	39	42	45	42,0	11	19	50,5	886.92	1878,0	893,6	2,10
67dk 9sn	41	44,5	47	44,2	11	20,5	53	820,39	2157,8	549,6	3,93
72dk 5sn	43	46,5	49	46,2	11,5	21	53	776,05	2232,2	453,1	4,93
76dk 31sn	45	49	51	48,3	12	23	54	886,91	1936,6	503,5	3,85
81dk 15sn	47	50,5	53	50,2	13	24,5	55	864,74	3800,0	876,3	4,34
85dk 35sn	49,5	52,5	55	52,3	13	25,5	57	864,74	1891,4	741,2	2,55
90dk 32sn	52,5	55	57	54,8	13	26	59	820,39	2745,1	701,3	3,91

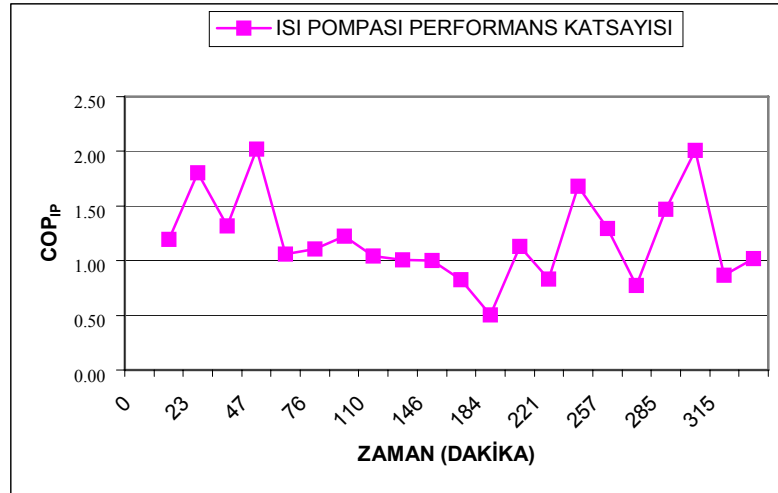
5.3 Sağanak Yağmurlu Havada Elde Edilen Veriler

Sağanak yağmurlu bir havada yapılan deneyde, 5 saat 26 dakika 6 saniyede, 18 °C ortalama sıcaklığında bulunan su 53.7 °C ortalama sıcaklığa ısıtılmıştır. Bu süre içinde 2,839 kWh elektrik enerjisi tüketilmiştir. Sistemin ısı pompası ısıtma tesir katsayısını 1.17 olarak

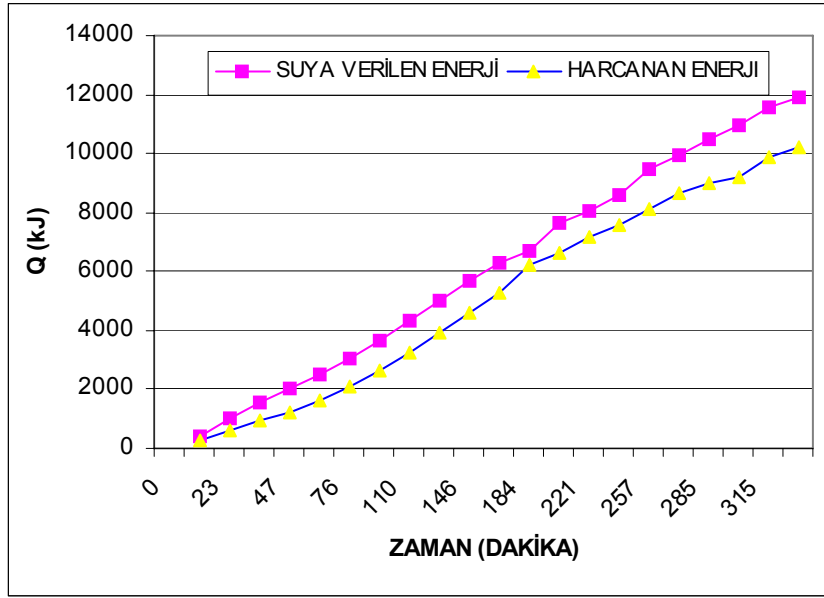
gerçekleşmiştir. Deney ile ilgili şekiller ve deney verilerini içeren çizelge aşağıda verilmiştir.



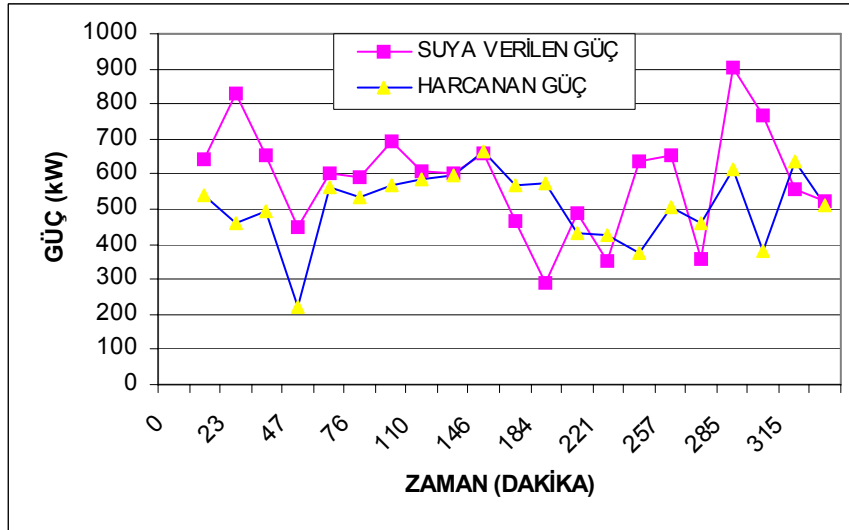
Şekil 5.11 Sağanak yağmurlu hava için sıcaklık değişimleri



Şekil 5.12 Sağanak yağmurlu hava için COP_{IP} değişimleri



Şekil 5.13 Sağanak yağmurlu hava için enerji değişimleri



Şekil 5.14 Sağanak yağmurlu hava için güç değişimleri

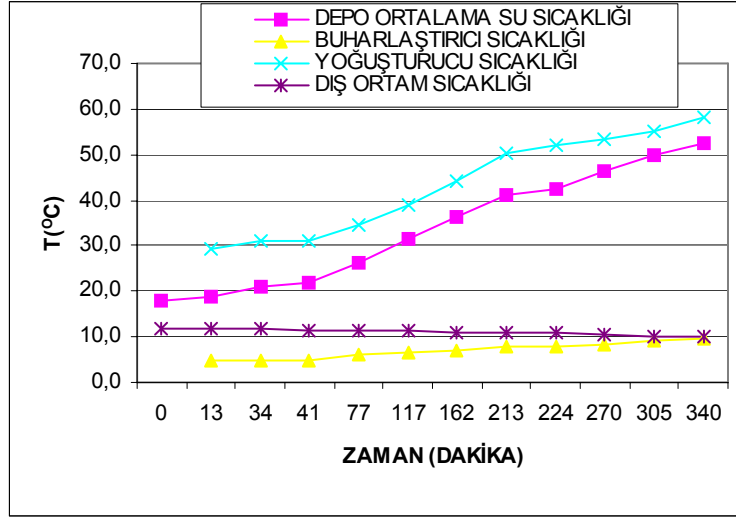
Çizelge 5.3 Sağanak yağmurlu hava için ölçüm değerleri

ZAMAN	DEPO ALT SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ORTA SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ÜST SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ORTALAMA SU SICAKLIĞI(°C)	DIŞ ORTAM SICAKLIĞI(°C)	BUHARLAŞTIRICI SICAKLIĞI (°C)	YOĞUŞTURUCU SICAKLIĞI (°C)	SUYA VERİLEN GÜÇ (W)	HARCANAN GÜÇ(W)	ISITMA ETKİNLİK KATSAYISI (COP _{IP})
0	18	18	18	18	9,5	-	-	-	-	-
11dk 38sn	18,5	19	20	19,2	9,5	5	29	645	539	1,19
23dk 26sn	20	21	22	21,0	9,5	5	30	828	459	1,80
34dk 20sn	21	23	24	22,7	9,5	5,5	30,5	653	495	1,32
46dk 34sn	22	24	26	24,0	10	5,5	32	450	223	2,02
61dk 16sn	22,5	26	28	25,5	10	6	32,5	600	565	1,06
76dk 17sn	23,5	28	30	27,2	10	7	33,5	593	536	1,11
92dk 22sn	25	30	32	29,0	10	7,5	35	692	566	1,22
110dk 12sn	27	32	34	31,0	10	8	37	608	583	1,04
128dk 34sn	29	34	36	33,0	10,5	9	38,5	600	595	1,01
146dk 2sn	31	36	38	35,0	10,5	9,5	40	662	663	1,00
164dk 32sn	33	38	40	37,0	10,5	10	42	467	568	0,82
184dk 4sn	35	40	42	39,0	11	10	44	289	573	0,51
202dk 42sn	36,5	42	44	40,8	11	10	44,5	487	432	1,13
221dk 20sn	37,5	44	46	42,5	11	10,5	45,5	352	424	0,83
238dk 54sn	39	46	48	44,3	11,5	10,5	47,5	634	377	1,68
257dk 14sn	41,5	48	50	46,5	12	10,5	50	654	506	1,29
275dk 19sn	44	50	52	48,7	13	11	55	356	459	0,77
284dk 59sn	45	51	53	49,7	13	11	56	904	614	1,47
294dk 55sn	46	52	54	50,7	13	11,5	57	765	381	2,01
315dk 25sn	48	54	56	52,7	13	11,5	59	554	639	0,87
326dk 6sn	49	55	57	53,7	13,5	11,5	60	522	511	1,02

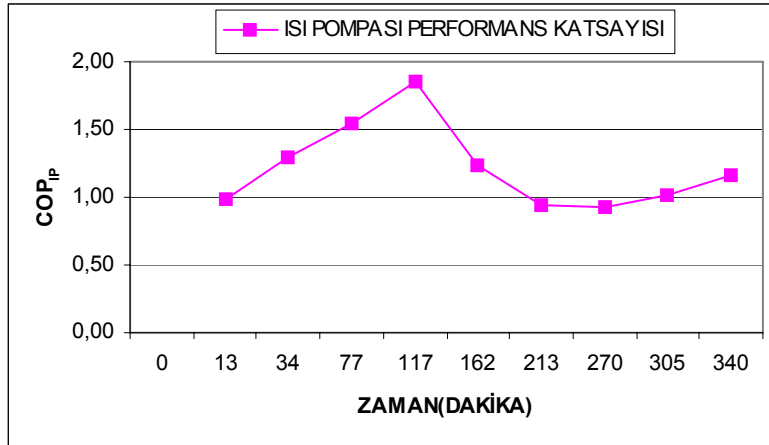
5. 4 Gece Şartlarında Elde Edilen Veriler

Gece Şartlarında yapılan deneyde, 5 saat 39 dakika 52 saniyede, 18°C ortalama sıcaklığında bulunan su 52.5°C ortalama sıcaklığa ısıtılmıştır. Bu süre içinde 2,892 kWh elektrik enerjisi tüketilmiştir.

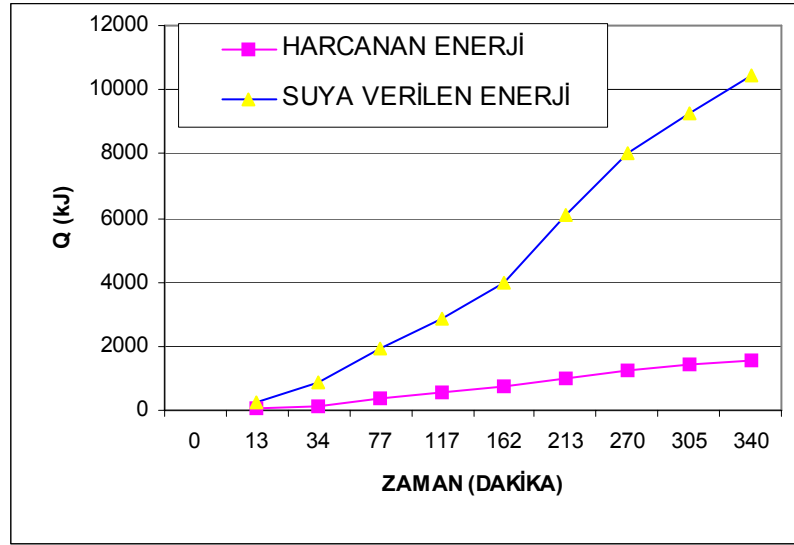
Sistemin ısı pompası ısıtma tesir 1,11 olarak gerçekleşmiştir. Deney ile ilgili şekiller ve deney verilerini içeren çizelge aşağıda verilmiştir.



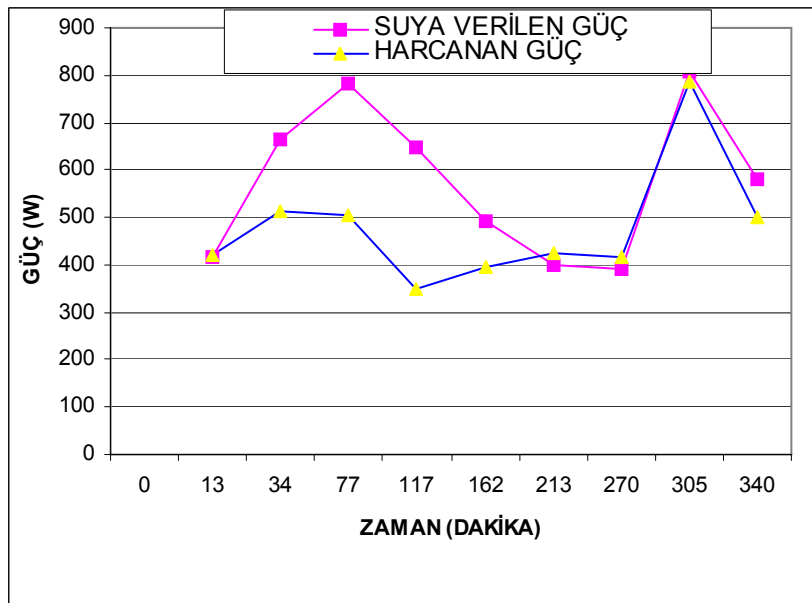
Şekil 5.15 Gece şartları için sıcaklık değişimleri



Şekil 5.16 Gece şartları için COP_{IP} değişimleri



Şekil 5.17 Gece şartları için enerji değişimleri



Şekil 5.18 Gece şartları için güç değişimleri

Çizelge 5.4 Gece şartları için ölçüm değerleri

ZAMAN	DEPO ALT SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ORTA SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ÜST SU SICAKLIĞI (°C)	DEPO ORTALAMA SU SICAKLIĞI(°C)	DIŞ ORTAM SICAKLIĞI(°C)	BUHARLAŞTIRICI SICAKLIĞI (°C)	YOĞUŞTURUCU SICAKLIĞI (°C)	SUYA VERİLEN GÜÇ (W)	HARCANAN GÜÇ (W)	ISITMA ETKİNLİK KATSAYISI (COP _p)
0	18	18	18	18.0	12.0	-	-	-	-	-
13dk 29sn	18	19	20	19.0	12.0	5.00	29.50	417.31	421	0.99
27dk 16sn	18.5	20	22	20.2	12.0	5.00	30.00	403.47	347	1.16
34dk 16sn	19	21	23	21.0	12.0	5.00	31.00	664.44	514	1.29
70dk 22sn	22	26	28	25.3	11.5	6.00	33.00	751.46	404	1.86
77dk 29sn	23	27	29	26.3	11.5	6.00	34.50	783.14	506	1.55
99dk 38sn	26	30	32	29.3	11.5	6.50	37.00	775.87	418	1.86
116dk 55sn	28	32	34	31.3	11.5	6.50	39.00	642.77	402	1.60
152dk 47sn	32	36	38	35.3	11.5	7.00	42.50	646.50	348	1.86
161dk 54sn	33	37	39	36.3	11	7.00	44.00	611.25	508	1.20
191dk 30sn	36	40	42	39.3	11	7.50	47.50	492.87	397	1.24
213dk 15sn	38	42	44	41.3	11	8.00	50.50	1058.90	1110	0.95
235dk 33sn	40	44.5	46	43.5	11	8.00	53.00	399.40	424	0.94
258dk 28sn	42	46.5	48	45.5	10,5	8.50	53.00	423.79	567	0.75
270dk 15sn	43	47.5	49	46.5	10,5	8.50	53.50	448.31	496	0.90
281dk 35sn	45	48	50	47.7	10	9.00	54.00	389.63	418	0.93
305dk 5sn	47	50.5	52	49.8	10	9.00	55.00	407.25	418	0.97
327dk 53sn	48.5	52.5	54	51.7	10	9.50	57.00	805.58	788	1.02
339dk 52sn	49	53.5	55	52.5	10	9.50	58.00	387.40	526	0.74

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tezde, güneş enerjisi destekli ısı pompası ile bir ailenin ihtiyacı olan sıcak su (55 °C, 80 lt) üreten bir sistem tasarımı ve oluşturulması üzerine çalışma ve incelemeler yapılmıştır. Isı pompalı su ısıtıcısı üniteleri çalışma prensipleri ve tasarımları ilk olarak bundan 60 sene önce ortaya konulmasına rağmen bu güne dek hiç ivme kazanmamış sadece deneysel çalışmalar yapılmıştır. Oysa günümüzde elektrik fiyatlarındaki artış ve fosil yakıtlarının çevreye verdiği zararların artık dur denilenecek boyutlara ulaşmasından dolayı henüz yakın yıllarda önem verilerek incelenmeye başlanmıştır.

Literatür taramasında, ısı pompası ile su ısıtma çalışmaları ve ticari uygulamalarının birçoğunun ülkemiz dışında olduğu, yerli çalışmaların ise çok az sayıda yapıldığı ve milli herhangi bir ticari üretim yapmadığı saptanmıştır. Oysa ki verilerin sonuçlarında elde edilen değerler hiç yansınamayacak enerji tasarrufu sağladığı bunun neticesinde konu ile çalışmaların yakın gelecekte ivme kazanacağı düşünülmektedir.

Tasarlanan ilk örnek ile yapılan deneylerde ısı pompası ısıtma tesir katsayısı 3 değerinin üzerinde çıkmıştır. Bu durum, güneş enerjisi destekli ısı pompalarının su ısıtma amaçlı kullanılmasının ülkemiz şartlarında çok verimli ve enerji tüketiminde başarılı sonuçlar elde edileceğini göstermektedir. Tasarlanan sistemde çok az hareketli parçanın bulunması sistemin mekanik arıza yapma ihtimalinin düşük kalacağı bu nedenle bakım onarım masraflarının azalacağı değerlendirilmektedir.

Su ısıtmada yaygın olarak kullanılan elektrikli su ısıtıcıların verimliliği ısı pompalı su ısıtıcılarına göre çok düşük olmasından dolayı, elektrikli su ısıtıcıların yerine ısı pompalı su ısıtıcıları kullanılmasının yaygınlaşması ve ticari üretiminin başlaması enerji yönünden dışa bağımlı ülkemiz adına kayda değer enerji tasarrufu sağlayacağı tespit edilmiştir.

Kurulum maliyetinin yüksek olması tasarlanan ısı pompalı su ısıtıcısının diğer su ısıtma sistemlerine göre toplum tarafından genel kabul görmesi açısından sıkıntılar ortaya çıkarabilmektedir. İşte bu noktada ülkemizde yeni kabul edilen enerjinin korunumu kanununa paralel gelişme sağlayacak olan ısı pompaları ile ihtiyaçtan kısımadan enerji tasarrufu sağlaması için geri kazanım süresindeki başarı ısı pompalı sistemlerin verimli çalışması ve uzun ömürlü olmasıyla gerçekleşebilir. Bunun için kurulum yapılacak bölge, bina ve tasarımın uygun şekilde belirlenmesine dikkat edilmesi sistem başarısı için çok önemlidir.

Tasarlanan güneş enerjisi destekli ısı pompalı su ısıtıcısının kollektör/buharlandırıcı kısmının portatif oluşu ve konutların güneş aslan yan yüzeylerine bir split klima dış ünitesi gibi takılabilmesi ticari anlamda ülkemizin birçok yöresinde sıcak su üretimi için başarılı sonuçlar verebilir. Bunun yanı sıra, yüksek debide sıcak su ihtiyacı olan yerlerde kullanılması veya ısı pompasının sıcak su üretebilme kapasitesinden daha büyük su tanklarına bağlanması ile uygun bir durum sağlanabilir. Uzun çalışma yükü, aynı zamanda düşük kapasite ve daha ekonomik ısı pompalı su ısıtıcısı tasarımı anlamında da değerlendirilebilir. Büyük tank hacmi ile ısı pompalı su ısıtıcısının sürekli çalışması sağlanabilir.

Güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemlerinin kullanılabilceği yerleri sıralarsak. Ticari ve aile tipi uygulamalar için çamaşırhaneler, bulaşıkhaneler, restoranlar, oteller, moteller, hastaneler, okullar ve çoklu ailelerin kaldığı apartmanlar ısı pompalı su ısıtıcılarının kullanımının uygun olacağı binalardır. Fazla sıcak su tüketiminin olduğu binalar, Sıcak su kullanımı yanında soğutma ihtiyacının olduğu binalar, Yılın çoğu zamanında hava iklimlendirmesine ihtiyaç duyulan binalar, Elektrik fiyatlarının yüksek ve diğer alternatiflerin (doğal gaz, propan gazı vb.) olmadığı ya da pahalı olduğu yerlerdeki binalar.

Isı pompası sistemlerinin kurulum sırasında yapılabilecek yanlışlardan dolayı düşük verim elde edilmesinden kaçınmak için dikkat edilmesi gereken noktalar bulunmaktadır. Karmaşık kurulumlardan ve kontrol sistemlerinden kaçınılarak basit tasarımlar ve kurulumlar tercih edilmeli. Isı pompalı su ısıtıcı kollektör/buharlaştırıcısı maksimum ışınlam lacağı olan acı ve yere yerleştirilmeli. Su depolama tankları büyüklüğü ısı pompalı su ısıtıcı kapasitesine uygun tasarlanmalıdır. Depolama tankı hacminin büyümesi ile ısı pompalı su ısıtıcı çalışma zamanını artırarak, ihtiyaç olduğunda soğutma için kullanılmasında esneklik getirir ve ısı pompalı su ısıtıcı çalışma süresini artırarak maliyet geri kazanımını artırır.

Bu araştırmada evsel kullanım amaçlı bir ısı pompalı su ısıtıcısı ilk örnek tasarlanmış ve tasarım sonucu üretilen ürünle ilgili performans deneyleri gerçekleştirilmiştir. Böylece, bu tür ısı pompalı su ısıtıcılarının yapılabirliği gösterilmiştir. Belirlenen sonuçlarla, sistemin performansının beklenen düzeylerde olduğu belirlenmiştir. Fonksiyonel olan bu sistem üzerinde estetik tasarım çalışmaları ile endüstriyel ürün haline getirilebileceği de belirlenmiştir.

Yurt dışında üretimleri gerçekleştirilen ısı pompalı su ısıtıcısı sistemleri, ulusal bilgi birikimleriyle ülkemizde de tasarlanılabılır. Üretici firmaların konuya eğilmeleri ve enerji etkin su ısıtma sistemlerinden olan ısı pompaları teknolojisini kullanmaları gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- Chata, G.F.B., Chaturvedi S.K. and Almogbel, A.,** 2005, Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants, *Energy Conversion and Management*, 46: 2614-2624p
- Çengel, Y.A., Boles, M.A.,** 1996, *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, (Çev. T. Derbentli), Literatür Yayıncılık, 865s
- Huang, B.J. and Lee, C.P.,** 2003, Long-term performance of solar assisted heat pump water heater, *Renewable Energy*, 29:633-639p
- Huang, B.J. and Chyng, J.P.,** 2001, Performance charecteristics of integral type solar assisted heat pump, *Solar Energy*, 71 (6):403-414p
- Kuang, Y.H. and Wang, R.Z.,** 2005, Performance of multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system, *Solar Energy*, Article in Press
- Pıhtılı, K., Duranay M.,** 2004, Isı pompası ile sıcak su üretimi ve elektrikli termosifonlu sistemle mukayesi, *Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 16(1):105-114s
- Hepbaşlı A.,** 1999, *HVAC Sistemlerinde Etkinlik ve Verim Tanımları*, Mart,1999.
- Lund J.W.,** 1988, Geothermal Heat Pumps Utilization in tha United States, *Geo Heat Center Quarterly Bulletin Vol.11, No.1, Sayfa:1,*
- Hepbaşlı, A. ve Ertöz,Ö.,** 1999, Geleceğin Teknolojisi: Yer Kaynaklı Isı Pompaları, 99' TESKON Program Bildirileri / IPS-31
- Mc Mullan, J.T. ve Morgan,R.,**1981, *Heat Pumps*, Page Bros.
- Anderson, B.,** 1977, *Solar energy: fundamentals in building design*. New York: McGraw-Hill,189p

Dinçer, I., Rosen MA.,1998, A world wide perspective or energy, environmental and sustainable development, Int.J.Enrgy Res.

Güngör, A., Yıldız, A., Kartal, Y., 2004, Ülkemiz enlemleri açık gün ışınımının hesaplanması için bir algoritma, Ulusal ısı bilimi ve tekniği kongresi, Mersin

ASHRAE Systems Handbook,1984, Applied heat pump systems.

Baker,G., 1983, “Report on installation of eart coupleed heat pump demonstration.” Louisiana Cooperative Extension Service.

ÖZGEÇMİŞ

04.02.1967 tarihinde Trabzon'da doğdu. 1984 yılında Yozgat Endüstri Meslek Lisesi Elektrik bölümünü bitirdi. 1986 Yılında Hava Teknik Okullar Komutanlığını Soğutma Havalandırma Teknikeri Astsubay eğitimini tamamladı Lisans eğitimini Anadolu Üniversitesi İktisat Fakültesi İktisat Bölümü'nde 1998 yılında tamamladı. Hava Kuvvetleri Komutanlığında Teknik Öğretmen Astsubay olarak 10 yıldır görev yapmaktadır. Evli ve 1 kız çocuğu vardır. İngilizce bilmektedir.