

**R-II KULLANILAN FİTİLSİZ ISI BORULU
GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜ KAYNAKLI
HAVA VE SUDAN HAVAYA ÇALIŞAN ISI
POMPASININ TEORİK VE DENEYSEL
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hazırlayan

Ord.Kd.Ütğm. Birol KIRAN

Danışman

Prof.Dr. Kemal ALTINIŞIK

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



R-II KULLANILAN FİTİLSİZ ISI BORULU
GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜ KAYNAKLI
HAVA VE SUDAN HAVAYA ÇALIŞAN
ISI POMPASININ TEORİK VE
DENEYSEL İNCELENMESİ

Birol KIRAN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜH. ANABİLİM DALI
Konya, 1997

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

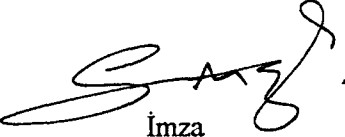
R-II KULLANILAN FİTİLSİZ ISI BORULU GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜ KAYNAKLI HAVA
VE SUDAN HAVAYA ÇALIŞAN ISI POMPASININ TEORİK VE DENEYSEL
İNCELENMESİ

Biröl KIRAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜH. ANABİLİM DALI

Bu tez 03.03/1997 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile kabul edilmiştir.


İmza
Prof. Dr. Kemal ALTINIŞIK
(Danışman)


İmza
Yrd. Doç. Dr. Şefik BİLİR
(Üye)


İmza
Yrd. Doç. Dr. Ahmet AKDEMİR
(Üye)

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

R-II KULLANILAN FİTİLSİZ ISI BORULU GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜ KAYNAKLI HAVA VE SUDAN HAVAYA ÇALIŞAN ISI POMPASININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Birol KIRAN

Selçuk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Bölümü

Danışman: Prof.Dr. Kemal ALTINIŞIK

1997, Sayfa: 32

Jüri: Prof.Dr. Kemal ALTINIŞIK
Yrd.Doç.Dr.Şefik BİLİR
Yrd.Doç.Dr.Ahmet AKDEMİR

Isı pompalarında hedef, performans katsayısını artırmaktır. Bu ise, evaporatör ortamına yeterli kaynak bulmakla mümkündür. Bu nedenle, klasik ısı pompaları ancak tropikal bölgelerde verimli olmakta, soğuk bölgelerde düşük performans katsayısı nedeniyle tercih edilmemektedir.

Bu çalışmada fitilsiz ısı borulu güneş kollektör kaynaklı hava ve sudan havaya çalışan ısı pompasının termodinamik analizi yapılarak, ısıtma modunda sistemin Performans Katsayısı ve İyilik Derecesi araştırıldı.

Isı pompasında Freon-22, ısı borusunda ise Freon-11 kullanılarak yapılan deneysel çalışmalarda, tasarlanan sistemin soğuk bölgelerde yüksek performans katsayısına ulaştığı ve aynı zamanda göz önüne alınan konutun, 4 °C - 10 °C arasındaki çevre sıcaklığında, %26 sıcak su ihtiyacının karşılandığı gözlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Isı borusu, ısı pompası, hava ve sudan havaya çalışan ısı borusu destekli ısı pompası

ABSTRACT

Master Thesis

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF A HEAT PUMP WHICH WORKS FROM AIR AND WATER TO AIR USING WICKLESS HEAT PIPE SOLAR COLLECTOR WORKING WITH R-11.

Birol KIRAN
Selçuk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof.Dr. Kemal ALTINIŞIK
1997, Page: 32

Jury: Prof.Dr. Kemal ALTINIŞIK
Yrd.Doç.Dr.Şefik BİLİR
Yrd.Doç.Dr.Ahmet AKDEMİR

The aim of a heat pump investigation is to increase the coefficient of performance. This would be possible by finding enough energy source for the evaporator. Classical heat pump work efficiently only in tropical regions, and therefore are not preferred in cold climates.

In this work, thermodynamic analyses of heat pumps working from air and water - to air, assisted by a solar collector with wickless heat pipes, is done and its COP and PER (primary energy ratio) are investigated. In the experiment, freon-22 was used in the heat pump and freon-11 in the wickless heat pipes.

The results show that, the newly designed system can efficiently, be used in cold climatic regions. Furthermore, 26 % of hot water requirement for residential use may be obtained with 4 °C - 10 °C environmental temperatures.

Key Words: Heat pipe, heat pump, heat pipe assisted heat pump working air-water to air.

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans süresince, çalışmalarına yön veren, ilgi ve yardımlarını esirgemeyen Sayın Hocam Prof.Dr. Kemal ALTINIŞIK'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmalarım sırasında her türlü yardımlarını esirgemeyen Bölüm Öğretim Üyelerime teşekkürü bir borç bilirim.



SEMBOLLER

A	: Kollektör yüzey alanı, m^2
$(COP)_H$	: Isıtma modunda performans katsayısı
C_b	: Boru ile levha arasındaki birleştirme ısı direnci, W/mK
C_p	: Özgül ısı, kJ/kgK
C_{p11}	: Freon-11'e ait özgül ısı, kJ/kgK
C_{p22}	: Freon-22'ye ait özgül ısı, kJ/kgK
C_{ps}	: Suyu ait özgül ısı, kJ/kgK
D	: Boru dış çapı, mm
D_i	: Boru iç çapı, mm
I	: Kollektöre gelen güneş ışıyım şiddeti, W/m^2
I_y	: Yalıtım malzemesinin kalınlığı, mm
N	: Saydam örtü sayısı
N_{ub}	: Kabarcıklı Nusselt sayısı
P	: Basıncı, P_a
P_{kr}	: Kritik basıncı, P_a
P^*	: Boyutsuz basıncı, P_a
$f(P^*)$	: Basıncı fonksiyonu
Q_f	: Boruya geçen faydalı ısı, W/m
Q_{k11}	: Isı borusundan elde edilen ısı, W/m
Q_{p22}	: Isı pompasından elde edilen ısı, W/m
Q_s	: Sudan elde edilen ısı, W
Q_{tup}	: Bir borudan elde edilen ısı, W/m
R_p^*	: Boyutsuz pürüzlülük
S	: Absorber yüzeye gelen güneş ışıyımı,, W/m^2
T_b	: Boru yüzey sıcaklığı, K
$T_{\text{çev}}$	: Çevre sıcaklığı, K
T_x	: x'deki levha sıcaklığı, K
T_f	: Akışkan sıcaklığı, K

$T_{kç}$	: Kollektör çıkış sıcaklığı, K
T_{kg}	: Kollektör giriş sıcaklığı, K
T_p	: Levha sıcaklığı, K
$T_{sç}$	: Su çıkış sıcaklığı, K
T_{sg}	: Su giriş sıcaklığı, K
$T_{ç22}$	: Freon-22'nin çıkış sıcaklığı, K
T_{g22}	: Freon-22'nin giriş sıcaklığı, K
U	: Toplam ısı iletim katsayısı, $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$
V	: Rüzgar hızı, m/s
W	: Kollektördeki borular arasındaki mesafe, mm
W_{fan}	: Fan işi, W
W_{komp}	: Kompresör işi, W
b_b	: Birleştirme boyu, mm
d_a	: Kabarcığın duvardan kopma anındaki hacme eşdeğer bir kürenin çapı mm
d_a^*	: Boyutsuz çap,
h_d	: Hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı, $W/ m^2\text{ }^\circ\text{C}$
h_{fi}	: Boru cidarı ile akışkan arasındaki ısı taşınım katsayısı, $W/ m^2\text{ }^\circ\text{C}$
k	: Isı iletim katsayısı, $W/ m\text{ }^\circ\text{C}$
k_b	: Birleştirme ısıl direnci, W/mK
k_s	: Akışkanın ısı iletim katsayısı, W/mK
k_y	: Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı, W/mK
m	: Kütleli debi, kg/s
m_s	: Suyun kütleli debisi, kg/s
m_{11}	: Freon-11'in kütleli debisi, kg/s
m_{22}	: Freon-22'nin kütleli debisi, kg/s
q	: Isı akım şiddeti, W
q^*	: Boyutsuz ısı akım şiddeti,
r	: Buharlaştırma gizli ısı, kJ/kg
α	: Yutma katsayısı,

ε_g	: Camın yayma katsayısı,
ε_p	: Yüzey yayma katsayısı,
δ	: Absorber levha kalınlığı, mm
ρ'	: Doymuş sıvının yoğunluğu, kg/m^3
ρ''	: Doymuş buhar yoğunluğu, kg/m^3
ρ_c	: Camın yansıtma oranı,
η_k	: Kanat verimi,
σ	: Stefan-Boltzman sabiti, $\text{W/m}^2 \text{K}^4$
σ_y	: Yüzey gerilim kuvveti, (N/m)
$(\tau \cdot \alpha)_c$	: Cam ve yalıtımın düzeltilmiş geçirme ve yutma katsayısı,
ν_s	: Doymuş sıvının kinematik vizkositesi, m^2/s
γ	: Birleştirme ortalama kalınlığı, mm

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SEMBOLLER.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
TABLolar LİSTESİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK TARAMASI.....	3
3. MATERYAL VE METOD.....	6
3.1 Materyal.....	6
3.2 Metod.....	9
4. TEORİ.....	10
5. DENEY SONUÇLARI VE YORUMU.....	17
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	29
7. KAYNAKLAR.....	30
8. ÖZGEÇMİŞ.....	32

ŞEKİLLER LİSTESİ

- Şekil 2.1 Gauler'in önerdiği bir buzdolabı sistemi.
- Şekil 2.2 Kollektör boyunca sıcaklık dağılımı.
- Şekil 3.1 Deney düzeneyi.
- Şekil 3.2 Su deposu ile su pompası bağlantısı.
- Şekil 3.3 Manometre ve dolum ağzı bağlantıları.
- Şekil 3.4 Kollektör üzerindeki Fe-Const termokupl bağlantıları.
- Şekil 5.1 10 Şubat 1996'da verimin günlük değişimi.
- Şekil 5.2 10 Şubat 1996'da verimin işletme noktası parametresine göre değişimi.
- Şekil 5.3 10 Şubat 1996'da verimin boru cidar sıcaklığına göre değişimi.
- Şekil 5.4 11 Şubat 1996'da verimin günlük değişimi.
- Şekil 5.5 11 Şubat 1996'da verimin işletme noktası parametresine göre değişimi.
- Şekil 5.6 11 Şubat 1996'da verimin boru cidar sıcaklığına göre değişimi.
- Şekil 5.7 12 Şubat 1996'da verimin günlük değişimi.
- Şekil 5.8 12 Şubat 1996'da verimin işletme noktası parametresine göre değişimi.
- Şekil 5.9 12 Şubat 1996'da verimin boru cidar sıcaklığına göre değişimi.
- Şekil 5.10 13 Şubat 1996'da verimin günlük değişimi.
- Şekil 5.11 13 Şubat 1996'da verimin işletme noktası parametresine göre değişimi.
- Şekil 5.12 13 Şubat 1996'da verimin boru cidar sıcaklığına göre değişimi.
- Şekil 5.13 Havadan havaya çalışan ısı pompasının, performans katsayısının $(COP)_{Hava}$ artışının ortalama günlük değişimi.
- Şekil 5.14 Hava ve sudan havaya çalışan ısı pompasının, performans katsayısının $(COP)_{Hava+Su}$ ortalama günlük değişimi.
- Şekil 5.15 Isı pompasının ısıtma durumunda; ısıtma kapasitesi ve ısıtma yükünün denge noktası

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 1.1	Isı borusu çalışma sıvıları.
Tablo 3.1	Isı borulu güneşli su ısıtıcısının teknik özellikleri.



I. GİRİŞ

Hızla gelişen teknolojiye paralel olarak enerji tüketimi artmaktadır. Bilinen enerji kaynaklarının çok çabuk tükenmesi ve atıkların insan sağlığını tehdit eder duruma gelmesi, günümüzde yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelik çalışmalara hız kazandırmıştır.

Güneş enerjisinin temiz enerji oluşunun yanında lokal uygulamalara uygun oluşu, karmaşık teknolojiye gerek duyulmaması ve işletme masraflarının düşük olması, güneş enerjisi uygulamalarını ön plana çıkartmıştır.

Türkiye’de güneş enerjisi uygulamaları özellikle sıcak su temininde yoğunlaştırılmış olup, bu alanda daha ziyade düzlemsel güneş kolektörler kullanılmaktadır. Klasik tip güneş kolektörleri yerine ısı borulu düzlemsel güneş kolektörleri kullanıldığı zaman, buharlaşma nedeniyle yüksek film katsayısı elde edilir. Konveksiyon film katsayısının büyümesi ısı transferini iyi yönde etkiler. Eğer ısı transfer ortamı, bir ısı pompasının evaporatör ortamına kaynak olarak kullanılırsa, ısı pompalarının soğuk iklim bölgelerinde kullanılabileceği düşünülebilir.

Isı borulu güneş kolektörlerinde kullanılacak akışkanlarda; uygun donma noktası, yüksek gizli ısı, yüksek ısı iletim katsayısı, düşük sıvı ve buhar viskozitesi, çalışma bölgesindeki buhar basınçlarının çok yüksek olmaması gibi özellikler aranır. R-11, R-12, R-113, R-114 gibi soğutucu akışkanlar ile aseton, metanol ve etanol bu özellikleri sağlar. Bu akışkanların sağlığa zararlı olmayışları ve yanma tehlikesinin bulunmaması nedeniyle soğutucu akışkanların kullanılması tercih edilmektedir. Belirtilen özelliklerle Tablo 1.1’de verilen değerler göz önünde bulundurularak ısı borusu için çalışma sıvısı seçilebilir.

Tablo 1.1 Isı borusu çalışma sıvıları

Çalışma Akışkanı	Kaynama Noktası (°C)	Donma Noktası (°C)	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınc (bar)	Kullanım Bölgesi (°C)
Su	100	0	374,15	221	30-200
Metanol	65	-97,8	240,1	79,71	10-130
Etanol	78,6	-117,3	243,2	63,94	0-130
Pentan	28	-130	193,85	29,3	(-20)-120
Heptan	98	-90	264,55	26,2	0-150
Amonyak	-33	-78	133,65	116	(-60)-100
Aseton	57	-95	235	47,37	0-120
Freon-11	23,82	-111	198	44,06	(-40)-120
Freon-12	-29,72	-158	112	41,13	(-40)-100
Freon-21	8,92	-135	178,5	51,68	(-40)-120
Freon-113	47,57	-35	214,1	34,37	(-10)-100
Freon-114	3,77	-94	145,7	32,59	(-40)-120
Flutec PP2	76	-50	-	-	10-160

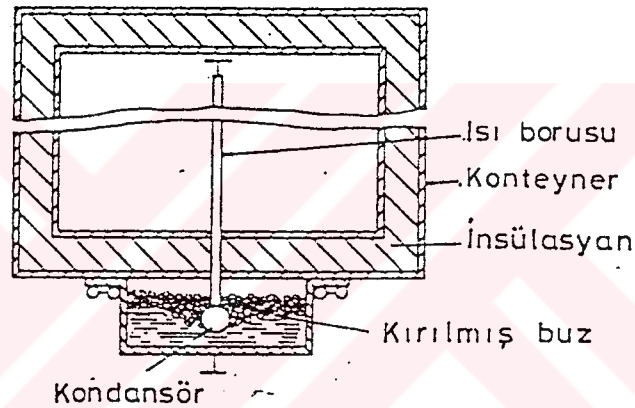
Bu çalışmada, fitilsiz düzlemsel güneş kolektör kaynaklı hava ve sudan havaya çalışan bir ısı pompası tasarlanarak, Konya şartlarında Şubat ayı için iki kişinin yaşadığı kabul edilen 20 m² 'lik kapalı bir alanın ısıtılması ve sıcak su ihtiyacının karşılanma oranı deneysel olarak araştırılmıştır.



2. KAYNAK TARAMASI

Isı borulu güneş kollektörleri ile ilgili çalışmalar klasik tip güneş kollektörleri üzerinde yapılan çalışmalara göre oldukça yeni ve azdır.

Isı borusu kavramı ilk defa Amerika'da General buzdolabı sistemi içinde tanımlandı. Gauler'in önerdiği bir buzdolabı sistemi Şekil 2.1'de görülmektedir. Burada ısı borusu; ısının buzdolabının iç bölmesinden, içinde kırılmış buz bulunan bölmenin altındaki bir tavaya aktarılması için tasarlanmıştır. Isı transferinin, ısı borusundan buza geliştirilmesi için dış paletleri olan tübik bir buhar bölmesine ihtiyaç vardır. Bu aynı zamanda ısı borusunun çalışma sıvısı için bir su deposu görevini yapmaktadır.



Şekil 2.1 Gauler'in önerdiği bir buzdolabı sistemi

RAMSEY, (1976) Yaptığı çalışmadan parabolik yüzey kullanarak seçici boya ile boyanmış ısı borusu ile 300°C'den %50, daha sonra mat siyaha boyanmış ısı borusu ile %30 kollektör verimleri elde etti [1].

EVANS ve GREETY, (1977) Levha tipi ve havası boşaltılmış cam tüplü güneş kollektörünü denediler. Hepsinde de aynı dizayn zorlukları mevcut olduğu için sonuçlar kesin ve iyimser değildi. Kullandıkları kalıplı manifoldların, ısı rejimlerinin içinde, ısı borusunun avantajları farkedilmez hale gelmiştir [2].

TLEIMAT, B.W, (1978) Güneş kollektörü destekli ısı pompasını ısıtma ve soğutma modunda incelediler. Uygun kontrol elemanları kullanılarak soğutucu akışkanı akış yönünü değiştirmek suretiyle ısıtma ve soğutma yapabilen güneş kollektör destekli ısı pompası sistemi kuruldu [3].

REAY, D.A, (1979) Isıtma pompasının çeşitleri, ısı aldıkları ortamlar ve çalışma prensipleri, ısı pompalarında kullanılan kompresörlerin özellikleri , çeşitleri verilmiştir. Ayrıca depo ve güneş kolektörünün boyutlarının değiştirilmesinin verim üzerindeki etkileri incelenerek güneş kolektör destekli ısı pompaları üzerinde çalışılar [4].

PAIKERT, P, (1980) Isı pompasında kullanılan yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcı sistemin, çeşitleri ve hesaplama yöntemlerini araştırmıştır [5].

ANDERSON, J, V, (1980) Güneş kolektör destekli ısı pompalarının farklı dizayn prensiplerini inceleyerek, paralel güneş enerjisi destekli ısı pompasının seri tipe göre daha ekonomik olduğunu gösterdi [6].

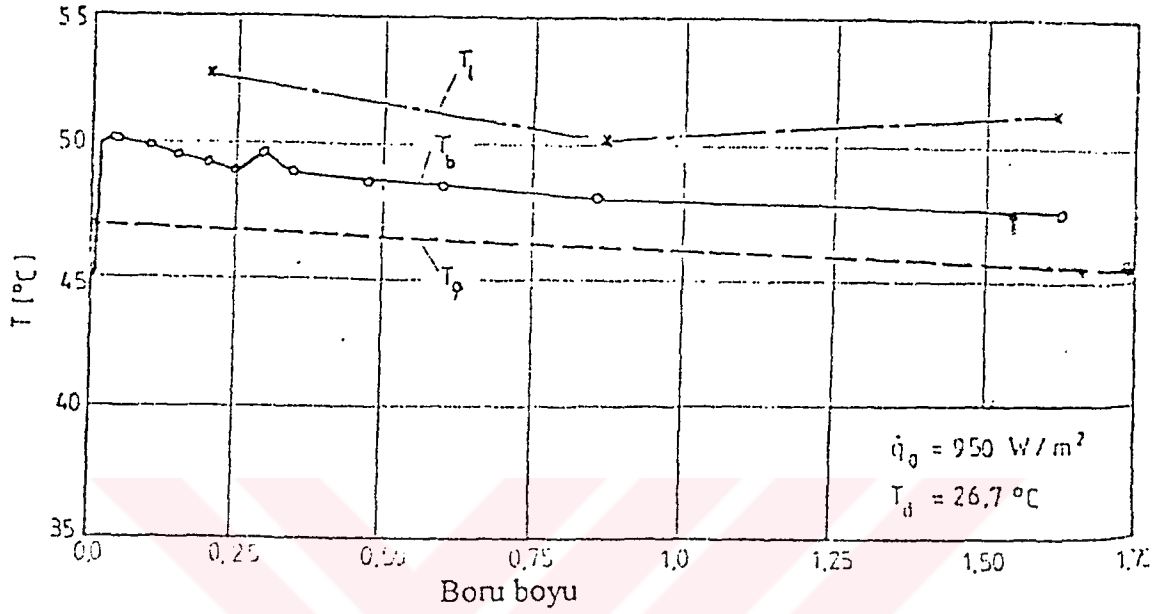
DOWNING ve WALDIN, (1980) Yaptıkları çalışmada ısı taşıyıcı akışkan olarak R-11 bulunan bir iki fazlı güneş kolektörü ile glykol-su karışımı klasik bir güneş kolektörü aynı şartlar altında denemiş ve sonuçta elde edilmiştir. Her iki sistemde de deney başlangıcında kolektör levhası ve depo suyu sıcaklığının aynı olmasına rağmen günün devamında glykol-su karışımı sistemde levha sıcaklığının R-11'li sistemde daha hızlı arttığı görülmüştür. Glykol-su karışımı sistemde, verim %49 olurken R-11'li sistemde, verim %65'dir [7].

BOTTOM,(1981 Bu araştırmada iki fazlı güneş kolektöründe R-11 kullanılarak, bu kolektörlere glykol-su karışımı sistemle karşılaştırılması yapılmıştır [8].

AL TAMIMI ve CLARK, (1984) R-11 kullanarak iki fazlı güneş kolektöründe deneysel çalışmışlar, deneylerden elde ettikleri levha ve boru cidar sıcaklıklarını değişik ışınım şiddeti için Şekil 2.2'de verilmiştir. Boru boyunca basınç kaybından dolayı doyma sıcaklığı yavaşça ihmal edilebilir mertebede azalmakta ve levha ile boru cidar sıcaklıkları da yaklaşık olarak bunu takip etmektedir [9].

TABASSUM, (1988) Fıtsız ısı borulu sistemlerin buharlaşma mekanizmasına bağlı olarak elde ettiği verim ifadelerini yayınlamıştır [10].

YILMAZ, (1988) Yaptığı alısmada çalışma sıvısı olarak Etanol kullanarak 1,17 m²'lik güneş kolektörü yüzeyinden yaklaşık 100 lt. depo suyu sıcaklığının Ağustos ayında 75°C'ye çıkarmıştır [11].



Şekil 2.2 Kollektör boyunca sıcaklık dağılımı [9]

ALTINIŞIK, (1991) İki fazlı (soğutma çevirimli) düzlemsel güneş kolektör kaynaklı sudan havaya çalışan ısı pompasının temel prensiplerini açıklamıştır. Tasarlanan sistem yardımıyla ısıtma, serinletme ile birlikte sıcak su ihtiyacının karşılanabileceğini ifade etti [12].

ARINÇ, Ü, (1994) Güneşsiz su ısıtıcılarının projelendirilmesi üzerinde çalışmıştır. Güneş toplayıcısı üzerine gelen güneş ışınının şiddeti, kullanım suyunun faydalı ısı ile toplayıcı yüzey hesapları verilmiştir. Özellikle güneşlenme süresinin çok uzun olduğu ülkemizde güneşli su ısıtıcısının desteklenmesinin faydalı olacağı kanısına varmışlardır [13].

3. MATERYAL VE METOD

3.1 Materyal

Sistem; 1.4 m² yüzey alanına sahip düzlemsel ısı borulu güneş kolektörü, yaz ve kış modunda çalışabilecek, hava ve sudan havaya çalışan ısı pompası devresi ve yoğunlaşmayı sağlayabilen iç içe geçirilmiş iki depo içinde bir evaporatör koilinden meydana gelmiştir.

Tablo 3.1 Isı borulu güneşli su ısıtıcısının teknik özellikleri

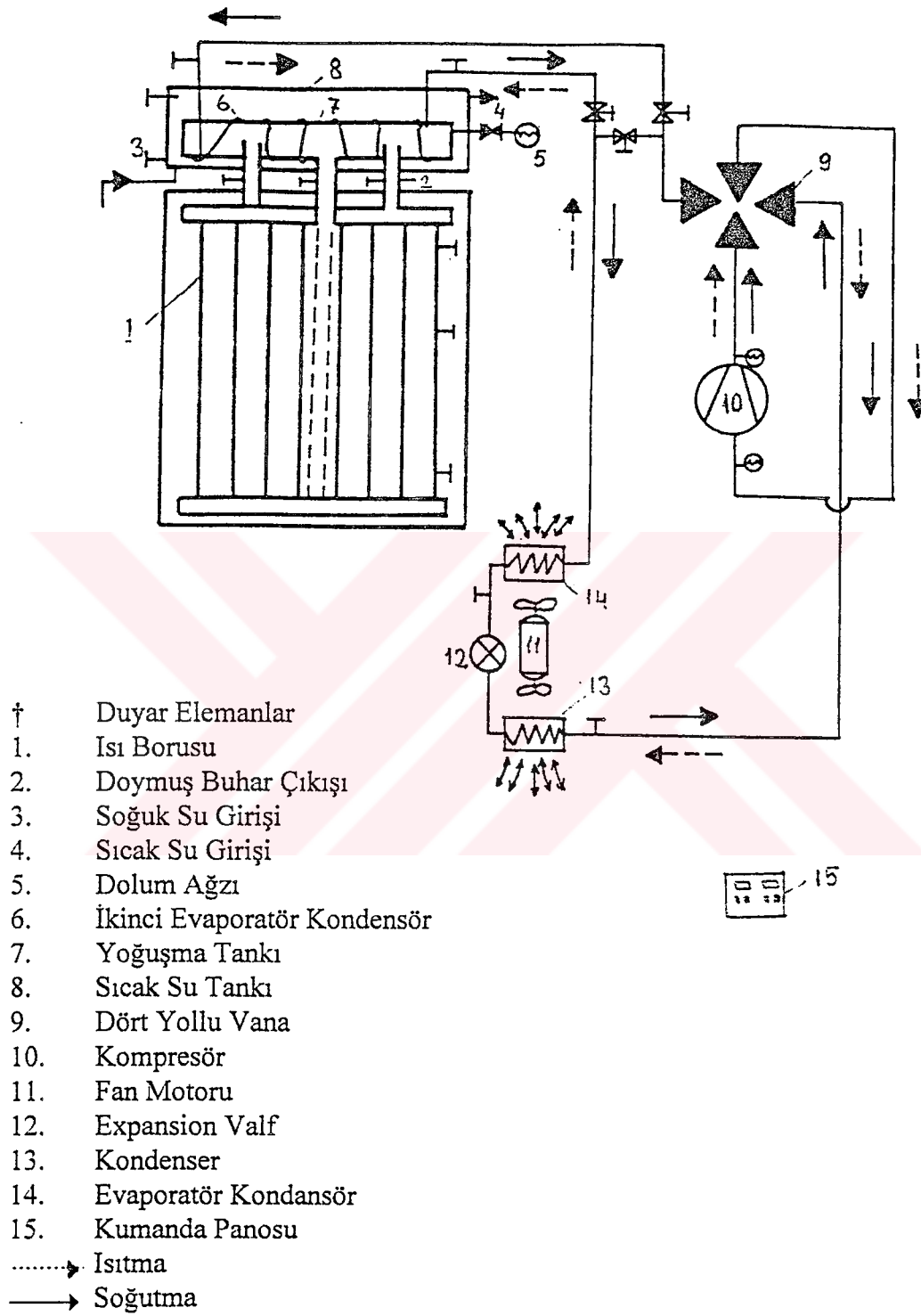
Çalışma sıvısı	R-11
Sıcak Su Depo Hacmi	76 Litre
Isı Borusu Malzemesi	12 mm. Bakır Boru
Evaporatör Bölgesi Alanı	1,314 m ²
Kasa Yalıtımı	50 mm. Cam Yünü
Depo Yalıtımı	50 mm. Cam Yünü
Basınç Kontrolü	Manometre
Cam	5 mm. Düz Cam
Isı Borusu Boyu	1460 mm.

Isı borulu güneşli su ısıtıcısının teknik özellikleri Tablo 3.1’de, yapım resimleri Şekil 3.1’de verilmiştir. Evaporatör bölgesi için 1500 mm. boyunda, 12 mm. çapında, 9 adet boru kullanılmıştır. Çalışma akışkanının çıkışı için üst kısımdaki borunun üstüne 20 mm.lik iki boru ile bağlantı yapılmıştır.

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı bölgelerinde dönüşümü sağlamak maksadıyla evaporatör ve konvansör bölgesi 28 mm. çapında bakır boruyla irtibatlandırılmıştır. Güneş enerjisini absorbe etmek maksadıyla ısı borularının altına 0,2 mm. kalınlığında bakır levha yerleştirilmiş ve üzeri mat siyah boya ile boyanmıştır.

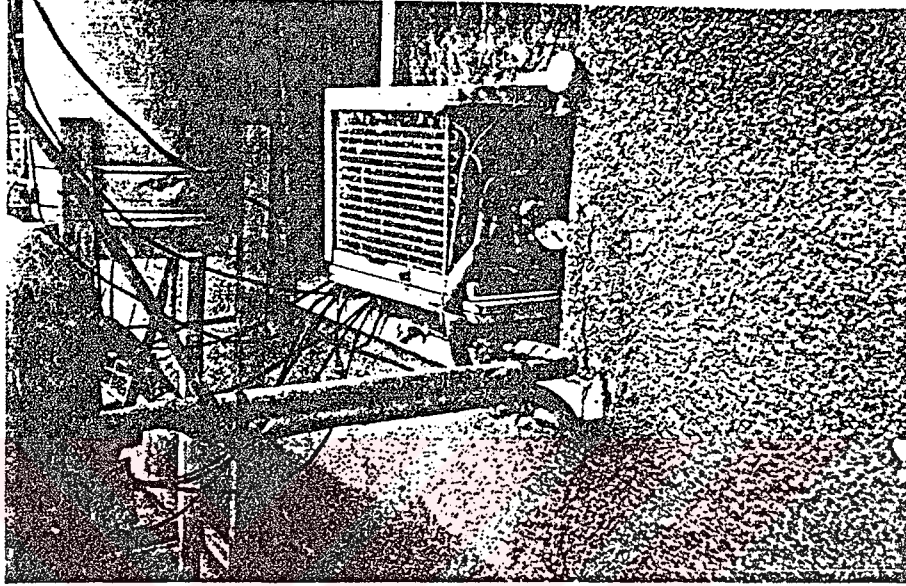
Galvanizli saçtan yapılmış silindirik su borusu kondansör bölgesi üzerine monte edilerek ısı yalıtımıyla ısı kayıpları minimuma indirgenmiştir.

Sıcaklık ölçümleri için Fe-Constant termokupl uygun yerlere lehimlenmiş, dijital mV. okuyucu bağlantıları sağlanmıştır. Ölçümlerde referans sıcaklık olarak buz+su karışımı kullanılmıştır. Isı pompasının çektiği gücü tesbit etmek için elektrik sayacı bağlanmıştır.

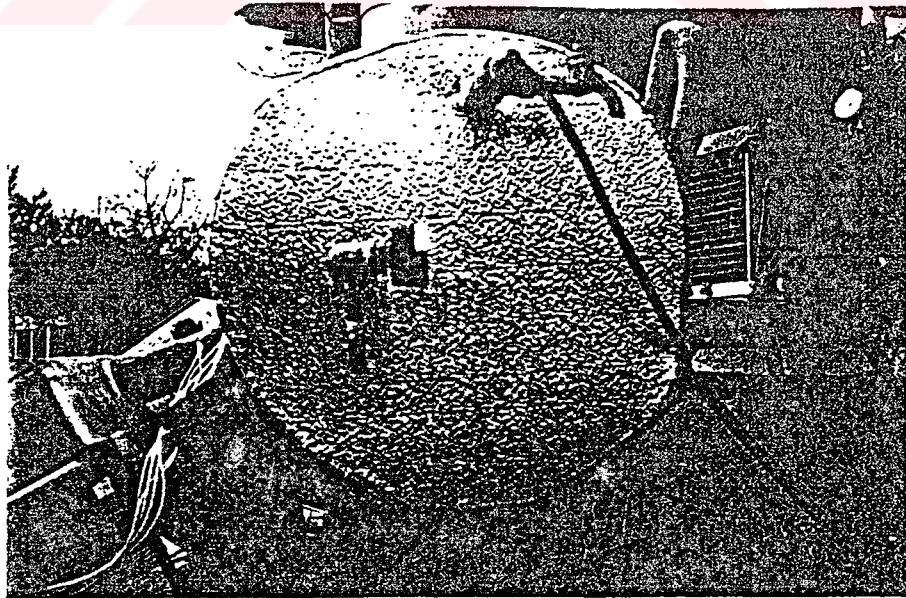


Şekil 3.1 Deney Düzeneği

Yatayla 30° açı yapacak şekilde hazırlanan konstrüksiyona kolektör sabitlenmiştir. Şekil 3.2, 3.3 ve 3.4’de görüldüğü gibi monte edilen sistem klasik tip güneş kolektörlerinin don, korozyon ve kireçlenme gibi mahsurlarını ortadan kaldırarak düşük sıcaklıklarda ısı nakletmeye devam etmektedir.



Şekil 3.2 Su Deposu ile Su Pompası Bağlantısı



Şekil 3.3 Manometre ve Dolum Ağız Bağlantıları



Şekil 3.4 Kollektör Üzerindeki Fe-Const Termokupl Bağlantıları

3.2 Metod

Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları ile kütlenin korunumu ve Newton'un ikinci hareket Kanunu'ndan yararlanılarak sistem analizi yapılmıştır. Deneyler 10-14 Şubat 1996 tarihlerinde 09:00-16:00 saatleri arasında gözlenerek alınmış ve çalışmalarda, deneyde elde edilen sonuçlar kullanılmıştır.

Konya Meteoroloji İstasyonu'ndan alınan değerlerle anlık güneş enerjisi şiddeti hesaplanmıştır. Isı pompasında R-22, ısı borulu güneş kolektöründe R-11 kullanılmış ve akışkanlar bakım yapılarak sisteme doldurulmuştur. Manometreler yardımıyla basınç ve sıcaklık değerleri ölçülmüştür.

Depo su sıcaklığının ölçümler süresinde yükseldiği gözlenmiştir.

4.TEORİ

Sistem ısı borulu bir düzlemsel güneş kolektörü ile, hava-hava çalışan bir ısı pompasından ibarettir. Tüm sistemi teorik olarak incelemek için, sistemi oluşturan alt elemanları fonksiyonlarına göre ayrı ayrı incelemek ve matematik modellerini kurmak gerekir.

Isı borulu düzlemsel güneş kolektörlerde absorber yüzey üzerine gelen güneş ışınımı;

$$S = (\tau\alpha)_c \cdot I = \frac{\tau \alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p)} \cdot I \quad [1]$$

şeklinde yazılabilir. Kolektöre ait alt ve üst toplam ısı geçiş katsayısı için aşağıdaki ifadeler verilebilir.

$$U_{alt} = \frac{k_y}{I_y} \quad [2]$$

$$U_{üst} = \left[\frac{N}{\frac{344}{T_p} \left(\frac{T_p - T_{çevre}}{N + f'} \right)^{0.31} + \frac{1}{h_d}} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_p + T_{çevre}) (T_p^2 + T_{çevre}^2)}{\left[\varepsilon_p + 0,0425 N (1 - \varepsilon_c) \right]^{-1} + \left[\frac{2N + f' - 1}{\varepsilon_p} - N \right]} \quad [3]$$

f' için;

$$f' = (1 - 0.04 h_d + 5.10^{-4} h_d^2) (1 + 0.058 N) \quad [4]$$

Burada, h_d ise;

$$h_d = 5.7 + 3.8 V \quad [5]$$

bağıntıları söz konusudur.

Burada V , rüzgar hızı olup, Aralık ayı ortalaması Konya için $V = 3.1$ m/s'dir.

Hesaplamalar için her bir boru diğerinden bağımsız ve absorber yüzey ucu yalıtılmış bir kanat gibi düşünülecektir.

$$q_x - q_{x+dx} + S dx - U (T_x - T_{\text{çevre}}) dx = 0 \quad \text{【6】}$$

veya;

$$-k\delta \frac{dT_x}{dx} + k\delta \frac{dT_x}{dx} + k\delta \frac{d}{dx} \left(\frac{dT_x}{dx} \right) dx + Sdx - U (T_x - T_{\text{çevre}}) dx = 0 \quad \text{【6.1】}$$

veya;

$$\frac{d^2 T_x}{dx^2} - \frac{U}{\delta k} \left[(T_x - T_{\text{çev}}) - \frac{S}{U} \right] = 0 \quad \text{【6.2】}$$

elde edilir.

$$m^2 = \frac{U}{\delta \cdot k} \quad \text{ve} \quad Q = (T_x - T_{\text{çev}}) - \frac{S}{U}$$

olarak tanımlanabilir. Buradan 【6.2】 denklemini;

$$\frac{d^2 Q}{dx^2} - m^2 Q = 0 \quad \text{【7】}$$

şeklinde yazılabilir. 【7】 ifadesinin çözümü için sınır şartları;

$$\left. \frac{dT_x}{dx} \right|_{x=0} = 0; \quad T_x \Big|_{x=\frac{w-D}{2}} = T_b$$

$$\left. \frac{dQ}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad \text{ve} \quad Q \Big|_{x=\frac{w-D}{2}} = (T_b - T_{\text{çev}}) - \frac{S}{U}$$

yazılabilir. Bu ifadenin genel çözümü;

$$Q = C_1 \cdot \sinh(mx) + C_2 \cdot \cosh(mx) \quad \text{【8】}$$

şeklindedir. Sınır şartları dikkate alınarak C_1 ve C_2 katsayıları bulunup yerine konursa;

$$\frac{T_p - T_{\zeta ev} - \frac{S}{U}}{T_b - T_{\zeta ev} - \frac{S}{U}} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh\left(m \frac{W-D}{2}\right)} \quad \text{【9】}$$

bulunur. Akış doğrultusunda iletilen enerji;

$$Q_f = \frac{k \cdot \delta \cdot m}{U} \left[S - U (T_b - T_{\zeta ev}) \right] \tanh\left(m \frac{W-D}{2}\right) \quad \text{【10】}$$

yazılabilir. Kanadın her iki tarafındaki enerji için aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$Q_f = (W-D) \left[S - U (T_b - T_{\zeta ev}) \right] \frac{\tanh\left(m \frac{W-D}{2}\right)}{m \left(\frac{W-D}{2}\right)} \quad \text{【11】}$$

Burada,

$$\eta_k = \frac{\tanh\left(m \frac{W-D}{2}\right)}{m \frac{W-D}{2}}$$

kanat verimidir. Yerine konursa 【11】 ifadesi;

$$Q_f = (W-D) \left[S - U (T_b - T_{\zeta ev}) \eta_k \right] \quad \text{【12】}$$

şeklinde elde edilebilir.

Kanatlar dışında tüp bölgesindeki enerji kazancı dikkate alınır;

$$Q_{tüp} = D \left[S - U (T_b - T_{\zeta ev}) \right] \quad \text{【13】}$$

yazılabilir. Buradan kollektörden elde edilen faydalı enerji;

$$Q_f = [(W-D)\eta_k + D] \left[S - U (T_b - T_{\zeta ev}) \right] \quad \text{【14】}$$

olarak bulunur. Bu faydalı enerji boru içindeki Freon-11'e transfer edilecektir.

Akışkana transfer edilecek ısı;

$$Q_{faydalı} = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_f \cdot \pi D_i + \frac{1}{C_b}}} \quad \text{【15】}$$

şeklinde verilir. Burada C_b boru ile levha arasındaki birleştirme ısı direnci olup,

$$C_b = \frac{k_b \cdot b_b}{\gamma} \quad \text{【16】}$$

şeklinde verilebilir. 【14】 Bağıntısıyla verilen faydalı ısının Freon 11'e geçmesi boru cidarı ile akışkan arasındaki film katsayısına bağlıdır.

Boru için kabarcıklı buharlaşma bölgesinde film katsayısı,

$$Nu_b = 0.071 (q^*)^{0.7} \cdot (d_a^*)^{0.4} (R_p^*)^{\frac{1}{3}} f \cdot (P^*) = \frac{h_f \cdot d_a}{k_s} \quad \text{【17】}$$

ifadesiyle verilebilir. Burada;

q^* : Boyutsuz ısı akım şiddeti,

$$q^* = \frac{q \cdot d_a}{k_s \cdot T_a} \quad \text{【17.1】}$$

d_a^* : Boyutsuz çap.

$$d_a^* = \frac{d_a \cdot T_a \cdot k_s}{\sigma_{yg} \cdot g_s} \quad \text{【17.2】}$$

Burada d_a ;

$$d_a = 0.0144 \beta_b \left[\frac{2\sigma_{yg}}{g \cdot \cos \theta (\rho' - \rho'')} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{【17.3】}$$

ifadesiyle verilir. 【17.3】 ifadesinde verilen β_b ; kabarcık ile akışkan arasındaki açı olup soğutucu akışkanlar için $\beta_b = 35^\circ$ olarak alınabilir.

R_p^* : Boyutsuz pürüzlülük olup;

$$R_p^* = \frac{R_p \rho' . r}{(f . d_a)^2 . d_a . \rho'} \quad \text{【17.4】}$$

bağıntısı yazılabilir. f için aşağıdaki bağıntı söz konusudur.

$$f = \left(0.314 \frac{\rho' - \rho''}{\rho'} . \frac{g . \cos \theta}{d_a} \right)^2 \quad \text{【17.5】}$$

P^* : boyutsuz basınç ise;

$$P^* = \frac{P}{P_{kr}} \quad \text{【17.6】}$$

ve

$$f(P^*) = 0.7 + P^* \left(\theta + \frac{2}{1 - P^*} \right) \quad \text{【17.7】}$$

ifadesiyle verilmektedir. Verilen bu ifadeler 【17】 ifadesinde yerine koyulursa film katsayısı bulunabilir.

【14】 ifadesiyle verilen faydalı ısı yaklaşık olarak akışkana transfer edilir. Transfer edilen bu enerji, bir kayıpla depodaki soğuk suya geçecektir. Hesaplamalarda kayıp ihmal edilmiştir.

$$m_{11} C_{p11} (T_{kg} - T_{kq}) - m_s C_{ps} (T_{sg} - T_{sq}) - m_{22} C_{p22} (T_{22} - T_{c22}) - UA (T_b - T_{cev}) = m C_p \frac{dT}{d\tau} \quad \text{【18】}$$

Burada istenilen zaman dilimi içinde sürekli rejimde depo sıcaklığı bulunabilir. Deponun iyi yalıtıldığı ve ısı kaybının olmadığı kabul edilerek $-U A (T_b - T_{cev})$ terimi ihmal edilebilir. Buna göre;

$$m . C_p . \frac{dT}{d\tau} = Q_{k11} - Q_s - Q_{p22} \quad \text{【18.1】}$$

şeklinde yazılabilir. Depoda sıcak su kullanılmadığı düşünülürse, 【18.1】 ifadesi

$$m \cdot C_p \cdot \frac{dT}{d\tau} = Q_{k11} - Q_{p22} \quad [19]$$

elde edilir. Burada; Q_{k11} terimi [14] ifadesiyle verilmiştir. Q_{p22} terimi buhar sıkıştırıcı ısı pompası evaporatörünün hava ve su ısı kaynağından çektiği ısıdır. Isı pompasının, ısıtma modundaki performans katsayısı;

$$(COP)_H = \frac{Q_{sıcak}}{W_{net}} = \frac{Q_{sıcak}}{Q_{sıcak} - Q_{soğuk}} \quad [20]$$

yazılabilir.

Sistemde kaynak olarak hem su hem de hava kullanılmaktadır. Bu nedenle, sistemin ısıtma modundaki performans katsayısı için fan gücünü de dikkate almak gerekir. Buradan hareketle; yukarıda verilen [20] ifadesi;

$$(COP)_H = \frac{Q_{sıcak} + W_{fan}}{W_{komp} + W_{fan}} \quad [21]$$

olarak verilebilir. Isı pompasının verimi ise;

$$\eta_{ip} = \frac{(COP)_H}{(COP)_{Carnot}} = \frac{(h_2 - h_3) + W_{fan}}{(h_2 - h_1) + W_{fan}} \eta_m \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right) \quad [22]$$

yazılabilir. Burada;

η_m : Mekanik verimdir.

Isı pompasının hangi enerji kaynağı ile daha ekonomik olarak tahrik edileceğinin hesabı sistemin iyilik derecesi (PER) olarak tanımlanır.

Sistemin İyilik Derecesi (PER);

$$PER = \frac{Q_{sıcak} + W_{fan}}{W_{komp} + W_{fan}} \eta_{th} \quad [23]$$

veya;

$$PER = (COP)_H \eta_{th} \quad [24]$$

bulunur.

Sisteme verilen ilk enerji petrol, kömür veya elektrik enerjisi olabilir. İlk yatırım masraflarının fazla, fakat işletme masraflarının düşük olduğu çözüm kompresörün güneş enerjisi ile tahrik edilmesidir.



5. DENEY SONUÇLARI VE YORUMU

Bir ay (Şubat Ayı) süreyle devam eden deneysel çalışmada elde edilen veriler yardımıyla sistem veriminin aylık değişimi, İşletme Noktası Parametresi, sadece ısı pompasına ait hava-hava performans katsayısının değişimi, Fıtsız Isı Borusu Destekli Isı Pompası performans katsayısının aylık değişimi ve tüm sistemin Balans Diyagramı ayrı ayrı yorumlanmıştır.

Deneylerin yapıldığı tarih itibariyle elde edilen sonuçlar 10 Şubat 1996 için Şekil 5.1, 5.2 ve 5.3, 11 Şubat 1996 için Şekil 5.4, 5.5 ve 5.6, 12 Şubat 1996 için Şekil 5.7, 5.8 ve 5.9, 13 Şubat 1996 için Şekil 5.10, 5.11 ve 5.12 verimin sırasıyla günlük değişimi, işletme noktası parametresine göre değişimi, boru cidar sıcaklığına göre değişimlerini gösterilmiştir. Şekil 5.13 ve 5.14’de ise $(COP)_{Hava}$ ve $(COP)_{Hava + Su}$ ’nun günlük değişimleri verilmiştir.

Isı pompası devresine ısı borulu güneş kollektör devresi eklendiği zaman, sistemin performansında %17’lik bir artış gözlenmiş ve her gün 09:00 - 16:00 saatleri arasında alınan veriler yardımıyla elde edilen diyagramda görüldüğü gibi saat 12:00’da verim maksimum olmakta, bu saatten sonra verimde düşüş gözlenmektedir.

Verimin işletme noktası parametresine göre değişimi incelendiğinde, sistemin işletme noktası parametresinin kritik değeri olan $P_{kr} \leq 0,19$ değerine ulaşmadığı ve İşletme Noktası Parametreleri (INP)’nin 0,55’den büyük değerler aldığı görülmektedir.

El-Nasr ve El-Haggar [14] tarafından yapılan çalışmada INP’nin 0,05’den büyük değerlerde değiştiği tesbit edilmiştir. INP’nin büyük olması, ışının şiddetinin küçük, ΔT sıcaklık farkının büyük olması demektir. Bu ise toplayıcı veriminin INP’ye göre değişimi yaklaşık sabit kabul edilirse, doğru eğiminin azalmasına ve fıtsız ısı borulu güneş kollektörünün ortalama veriminin artmasına karşı gelecektir.

Isı borulu güneş kollektör kaynaklı ısı pompasının, performans katsayısının aylık ortalama değişimini grafik olarak elde etmeden önce, sadece ısı kaynaklı ısı pompasına ait performans katsayısının aylık ortalama değişimini incelemek faydalı olacaktır.

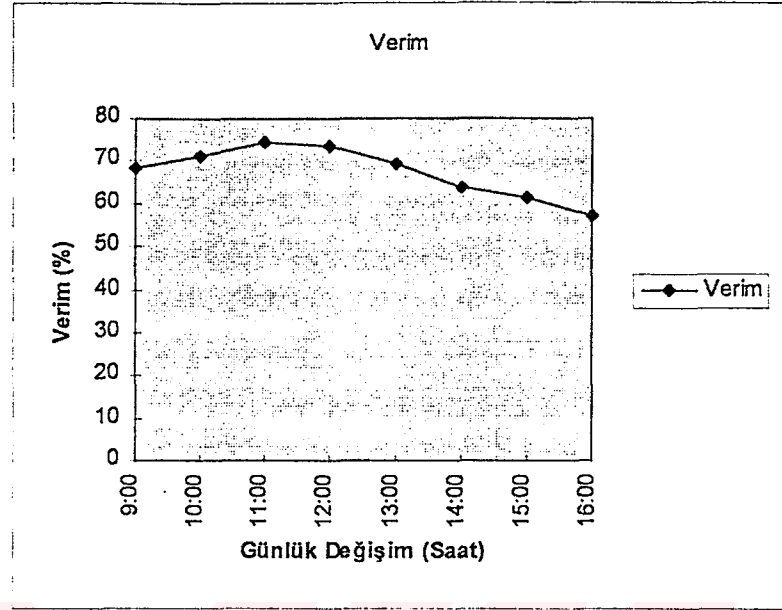
Sistemin Performans Katsayısı 5.2, Verimi %45 ve İyilik Derecesi (PER) ise 4.16 olarak elde edilmiştir. Daha sonra fıtsız ısı borulu güneş kollektör kaynaklı hava ve sudan havaya çalışan ısı pompasının performans katsayısının ortalama aylık değişimi

incelendiği zaman, sistemin Performans Katsayısı 6.23, Verimi %51 ve Sistemin İyilik Derecesi (PER) ise 4.87 olarak elde edilmiştir.

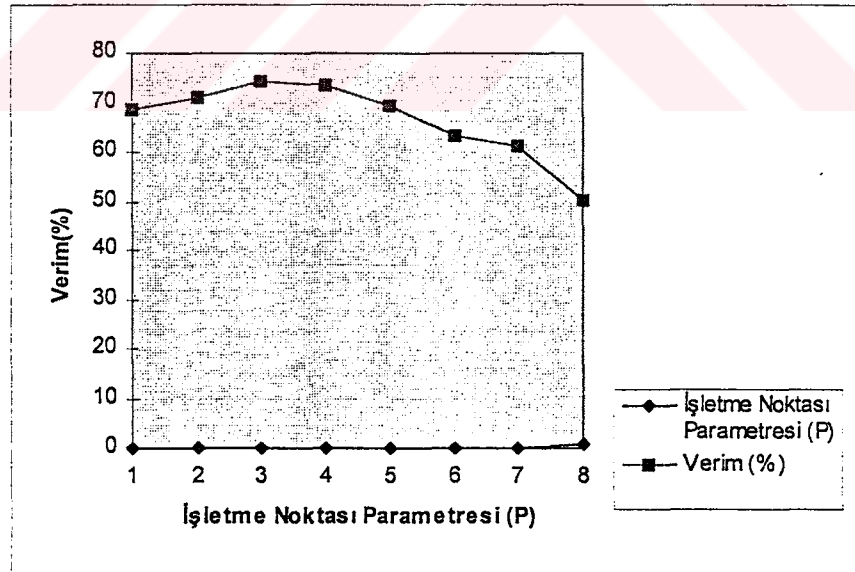
Görüldüğü gibi hava ve sudan havaya çalışan su pompası, havadan havaya çalışan ısı pompasına göre %16,53 daha yüksek performansa sahiptir.

Sistemin ısıtma modundaki balans diyagramında görüldüğü gibi ısı pompası 3°C dış ortam sıcaklığında balans noktasına ulaşmıştır. Bu sıcaklığın altındaki sıcaklıklarda sisteme yardımcı ısıtıcı gereklidir. 3°C'nin üstündeki sıcaklıklarda ise, ortam sıcaklığı arttıkça fazla ısı depolanmakta ve depolanan bu ısı binanın sıcak su ihtiyacını karşılamak üzere kullanılmaktadır.

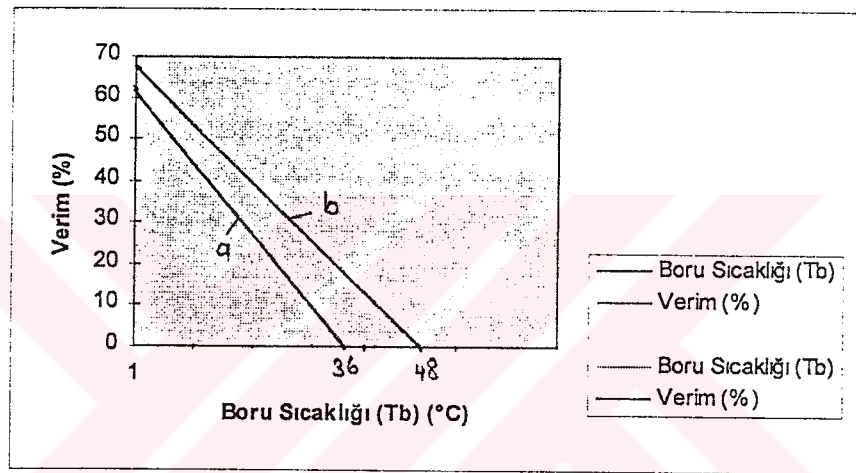




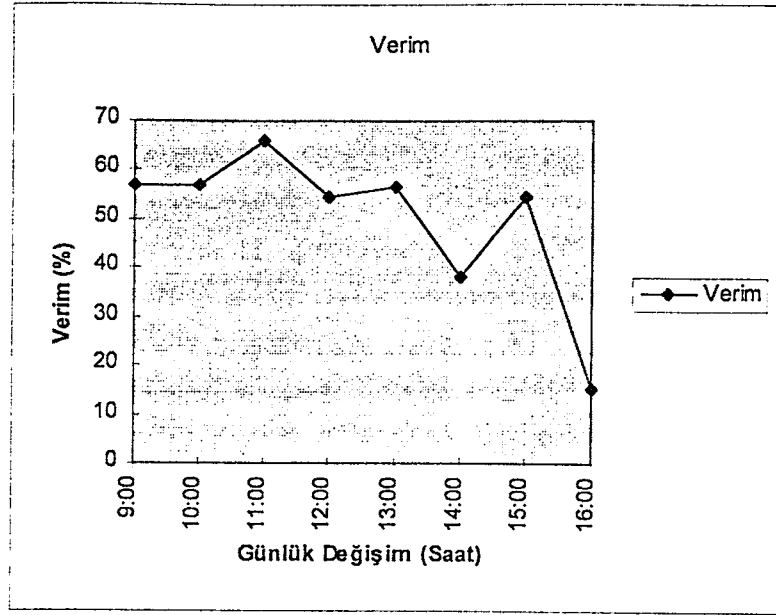
Şekil 5.1 10 Şubat 1996'da verimin günlük değişimi.



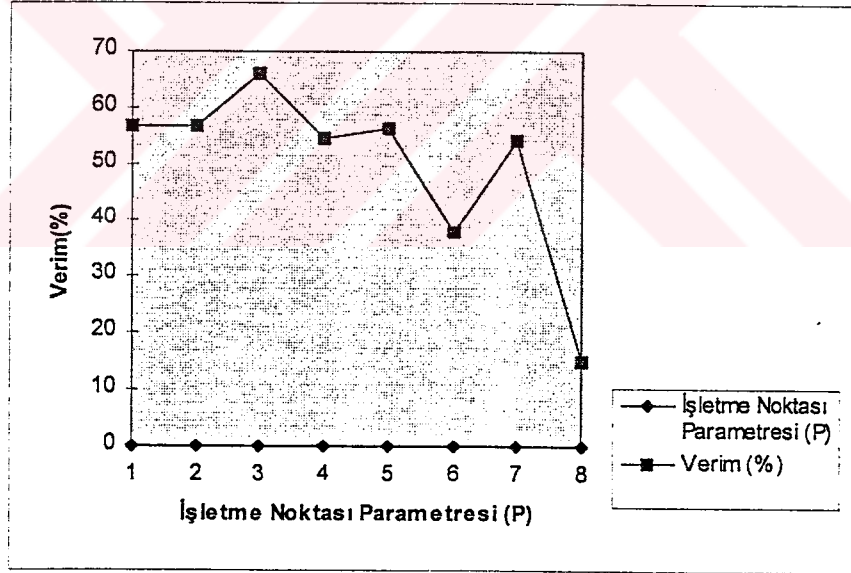
Şekil 5.2 10 Şubat 1996'da verimin işletme noktası parametresine göre değişimi.



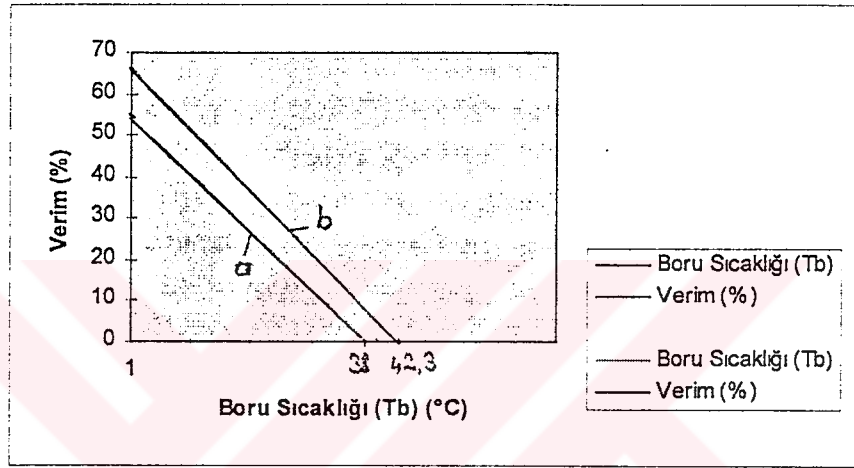
Şekil 5.3 10 Şubat 1996'da verimin boru cidar sıcaklığına göre değişimi



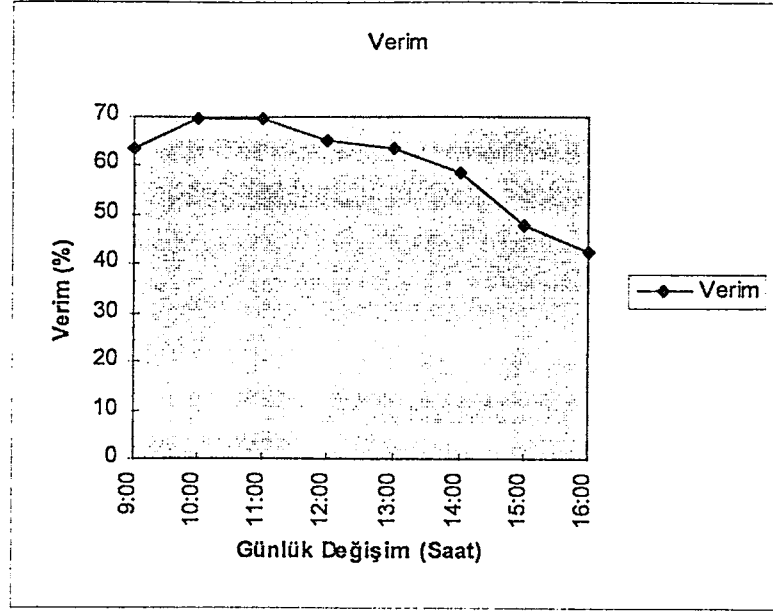
Şekil 5.4 11 Şubat 1996'da verimin günlük değişimi



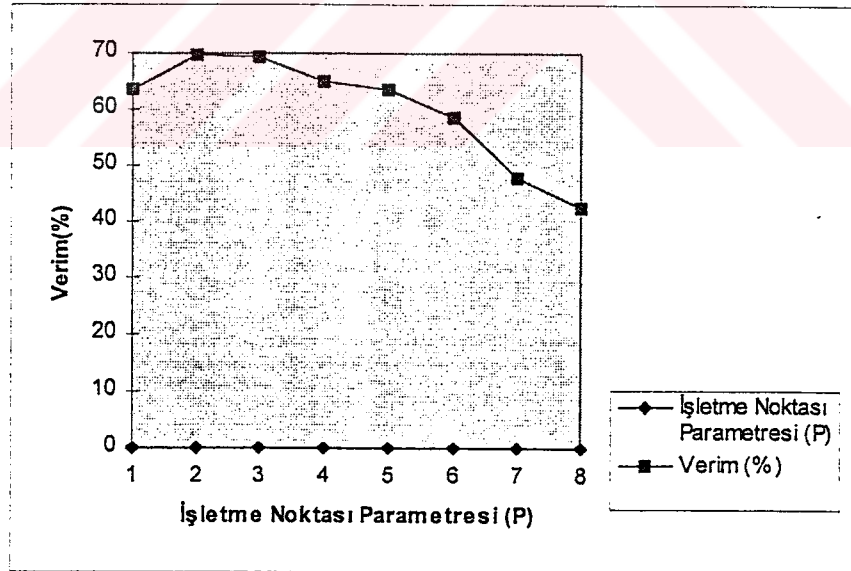
Şekil 5.5 11 Şubat 1996'da verimin işletme noktası parametresine göre değişimi



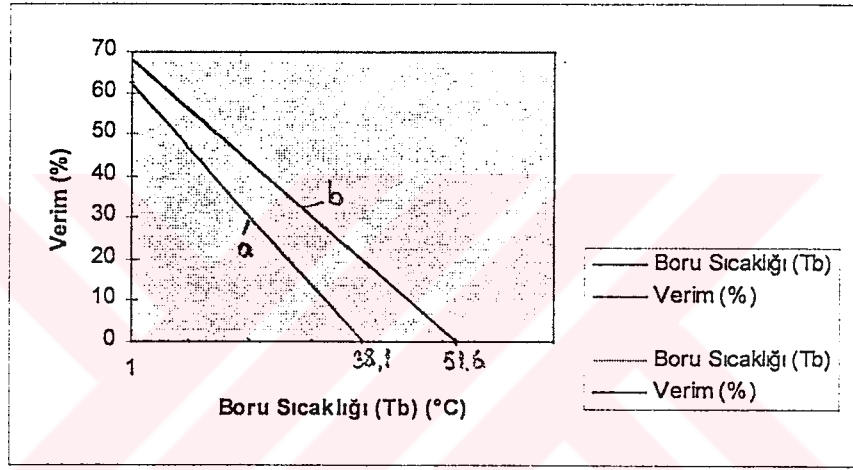
Şekil 5.6 11 Şubat 1996'da verimin boru cidar sıcaklığına göre değişimi



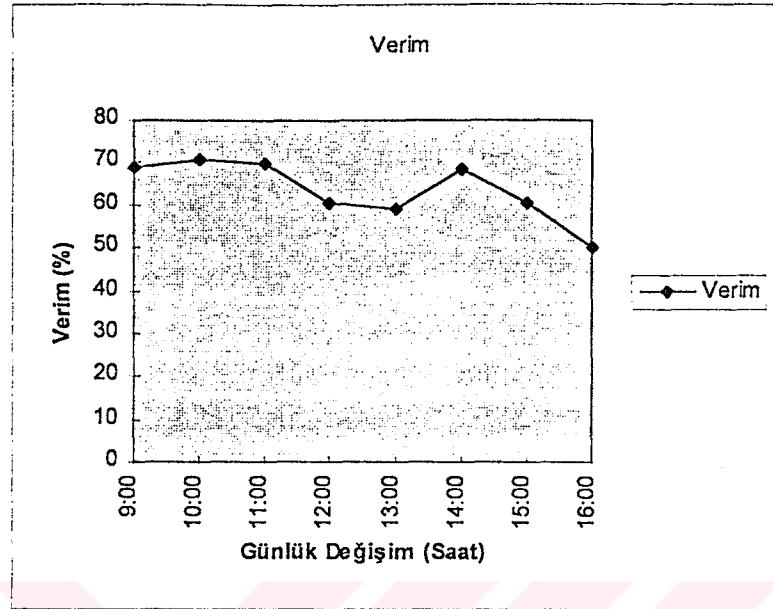
Şekil 5.7 12 Şubat 1996'da verimin günlük değişimi



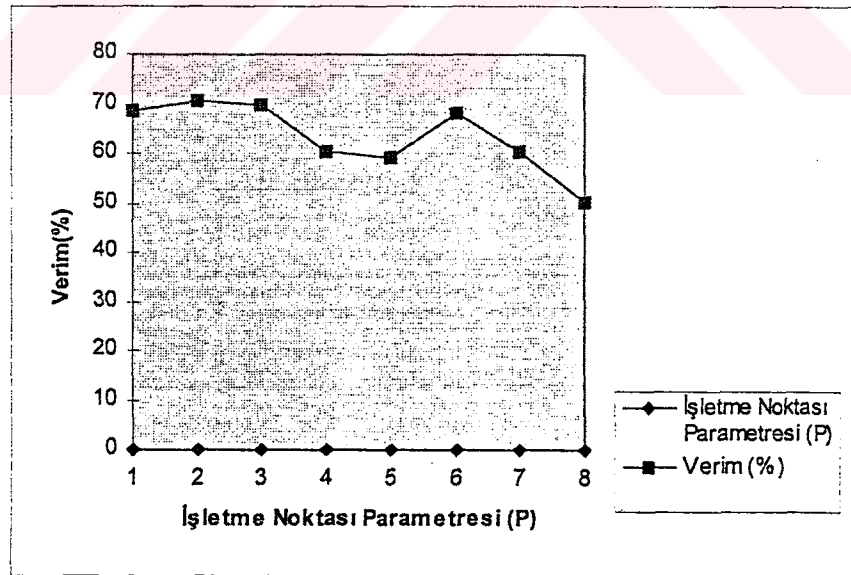
Şekil 5.8 12 Şubat 1996'da verimin işletme noktası parametresine göre değişimi



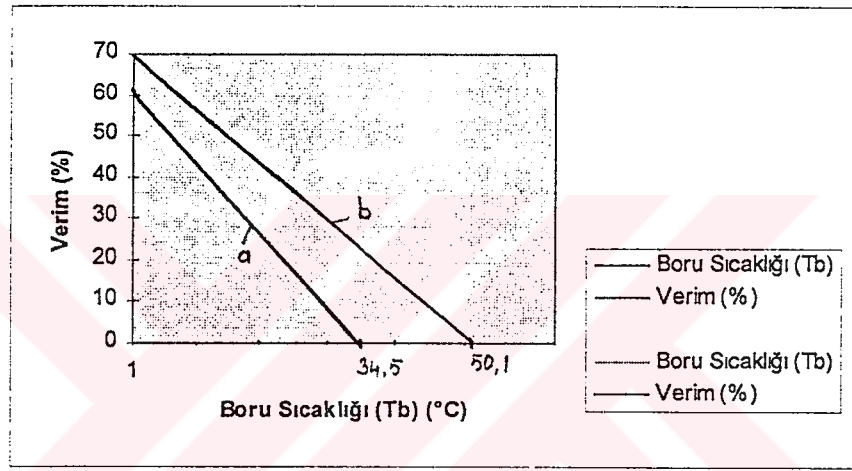
Şekil 5.9 12 Şubat 1996'da verimin boru cidar sıcaklığına göre değişimi



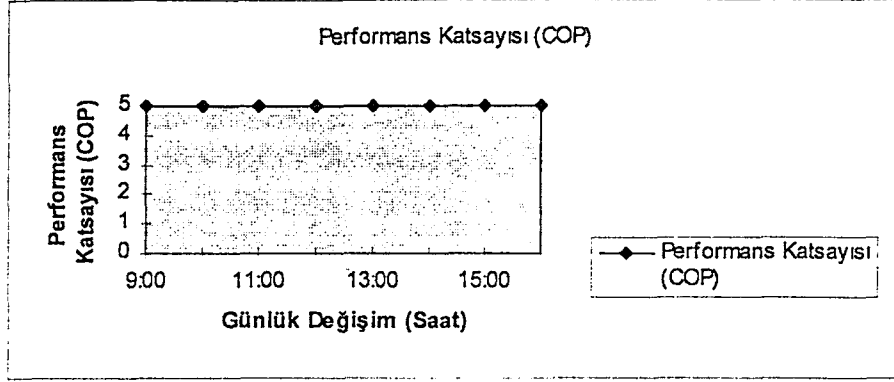
Şekil 5.10 13 Şubat 1996'da verimin günlük değişimi



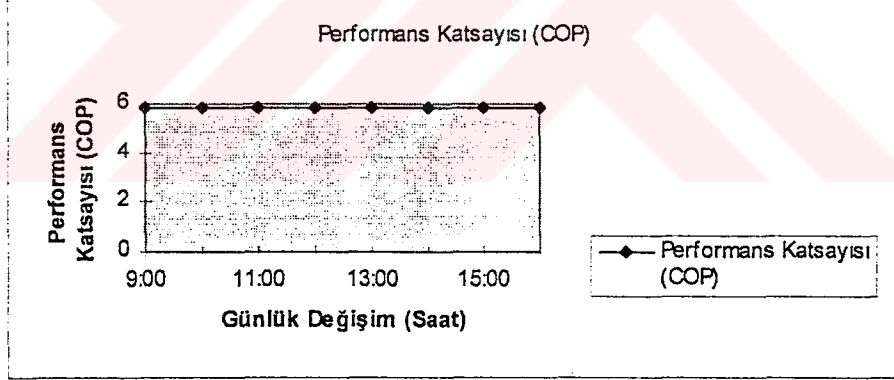
Şekil 5.11 13 Şubat 1996'da verimin işletme noktası parametresine göre değişimi



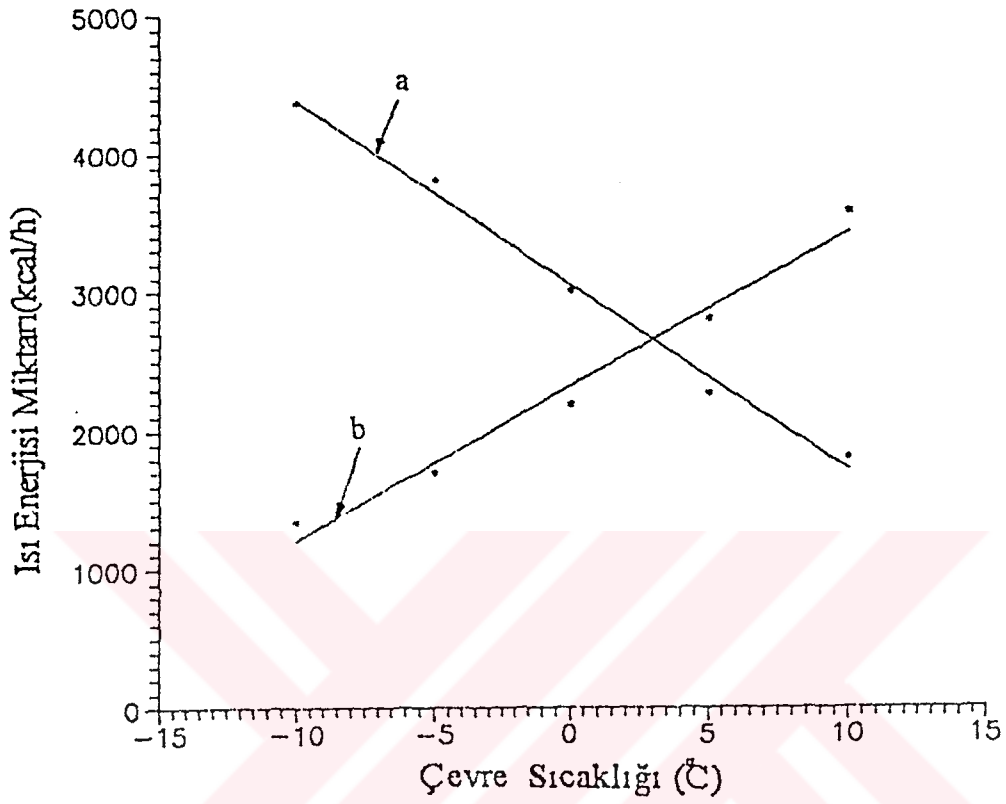
Şekil 5.12 13 Şubat 1996'da verimin boru cidar sıcaklığına göre değişimi



Şekil 5.13 Havadan havaya çalışan ısı pompasının, performans katsayısının $(COP)_{Hava}$ artışının ortalama günlük değişimi



Şekil 5.14 Hava ve sudan havaya çalışan ısı pompasının, performans katsayısının $(COP)_{Hava+Su}$ ortalama günlük değişimi



- a) 20 m²'lik bir dairenin dış sıcaklığına göre su sıcaklığı
 b) Dış sıcaklığa göre ısı pompasının verdiği ısı miktarı

Şekil 5.15 Isı pompasının ısıtma durumunda; ısıtma kapasitesi ve ısıtma yükünün denge noktası

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Isı borulu güneş kollektör destekli hava ve sudan havaya çalışan ısı pompasına ait İşletme Noktası Parametresi (INP) >0.05 'den büyük değerler almaktadır. Boru cidarıyla akışkan ve depo arasındaki sıcaklık farkı yaklaşık $7-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir. Bu, sistemin soğuk iklim bölgelerinde kullanılabileceğini göstermektedir. Sistemin performans katsayısını arttırmak için boru boylarını kısa tutmak ve basınç kayıplarını düşürmek gerekir.

Deneysel çalışma Konya-Türkiye şartlarında Şubat ayı için yapıldı. Sistem sadece ısıtma modunda çalıştırıldı. Sistem yaz şartları için soğutma modunda çalıştırılıp (kondenser evaporatör, evaporatör kondansör olarak çalıştırılması), yeni değerler alınarak burada elde edilen tüm grafikler yaz şartları için değerlendirilerek tüm sistemin yaz ve kış şartlarında verimliliği ortaya konabilir.

7. KAYNAKLAR

- [9] AL-TAMIMI, and CLARCK, 1984, "Performance of a gravity heat pipe solar collector.", International Journal of Solar Energy, V:3, P:1-11
- [12] ALTINIŞIK, K., 1991, "İki Fazlı Düzlemsel Güneş Kollektör Kaynaklı Sudan-Havaya Çalışan Isı Pompası", IV. Türk-Alman Enerjisi Sempozyumu Güneş Enerjisi Dergisi Yayınları, N:1, p:309-318.
- [6] ANDERSON, J.V. et. al., 1980, "A design Method for Parallel Heat Pumps" Solar Energy.
- [13] ARINÇ, Ü.D., 1984, "Güneşli Su Isıtıcılarının Projelendirilmesi", YTÜ Müh. Mim. Fak., İstanbul.
- [8] BOTTOM, E.W., 1981, "Refrigerant changed phase change solar water and space systems", ASHRAE transactions, v:87, n:2, p:397-404.
- [7] DOWNING, R.C., and WALDIN, V.H., 1980, "Phase change heat transfer in solar water heating using R 11 and R 114", ASHRAE transactions, v:86, n:1, p:848-856.
- [14] EL-NASR, M.A., and EL-HAGGAR, S.M., 1993, "Performance of a Wickless Heat Pipe Solar Colector", Energy Sources, v:15, p:513-522.
- [2] EVANS, R.D., and GREETEY, D.N., 1977, "Analysis, design and thermal performance", International solar energy, v:1, p:2-4.
- [5] PAIKERT, P., 1980, "Calculation on optimization of condensers and evaporators for heat pumps, ASI Heat Pumps. Fundamentals, Espinho, 1-12 Eylül PORTEKİZ.
- [1] RAMSEY, J.W., 1976, "Experimental evolution of a cylindrical parabolic solar collector", ASME, paper 76-WA/HT-13,8 p.
- [4] REAY, D.A., 1979, "Mac Michael, D.B.a.", Heat pumps design and application Pergamon press, Oxford.

- [10] TABASSUM, S.A., 1988, "Heat Removal from a Solar Energy Collector with a Heat Pipe Absorber", Solar and Wind Technology, v:5, n:2, p:141-145.
- [3] TLEIMAT, B.W., 1978, "A solar Assisted heat pumps systems for heating and cooling Residences". Solar Energy.
- [11] YILMAZ, S., 1988, "Güneş enerjili ısı borusuyla sıcak su üretimi", Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, ANKARA, 45 s.



ÖZGEÇMİŞ

Ord.Kd.Ütğm.Birol KIRAN

İç Güvenlik Piyade Taburu Görev Kuvveti

MİLLÎ ŞIRNAK TÜRKİYE

Tel: 0.486.226 60 91

DOĞUM YERİ VE TARİHİ:

Samsun, 08.04.1968

EĞİTİM:

9/95-Devam ediyor, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Konya, TÜRKİYE, Yüksek Mühendislik Tezi: R-11 Kullanılan Fıtsız ısı Borulu Güneş Kollektörü Kaynaklı Hava Ve Sudan Havaya Çalışan ısı Pompasının Teorik Ve Deneysel incelenmesi.

2/92- 8/95 İç Güvenlik Harekatı Eğitimi, Lojistik ve Personel Seferberlik Eğitimi, İstihbarat Eğitimi, Hava İndirme Eğitimi, BOLU

7/90 Ordudonatım Sınıf Okulu, BALIKESİR.

8/89 Kara Harp Okulu Makine Bölümü, ANKARA.

1982-1985 Lise Mezunu, Bafra-Kolay Lisesi, SAMSUN.

1979-1982 Ortaokul Mezunu, Bafra-Kolay Lisesi, SAMSUN.

1974-1979 İlkokul Mezunu, Ayvacık İlkokulu, SAMSUN.

BİLDİĞİ YABANCI DİLLER:

İngilizce

BASIC Bilgisayar Programlama Dili

ÇALIŞTIĞI İŞ YERİ:

7/96- Bölük Komutanı, İç Güvenlik Piyade Taburu Görev Kuvveti, Milli, Şırnak, TÜRKİYE.

The aim of a heat pump investigation is to increase the coefficient of performance. This would be possible by finding enough energy source for the evaporator. Classical heat pump work efficiently only in tropical regions, and therefore are not preferred in cold climates.

In this work, thermodynamic analyses of heat pumps working from air and water to air, assisted by a solar collector with wickless heat pipes, is done and its COP and PER (Primary energy ratio) are investigated. In the experiment, freon-22 was used in the heat pump and freon-11 in the wickless heat pipes.

The results show that, the newly designed system can efficiently be used in cold climatic regions. Furthermore, 26% of hot water requirement for residential use may be obtained with 4°C - 10°C environmental temperatures.