



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR KONUTUN ISITILMASI VE SOĞUTULMASINDA
GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SİSTEMLERİN
KULLANILMASI**

Bilsay PASTAKKAYA
Doç. Dr. Ömer KAYNAKLI
(DANIŞMAN)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2012
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Bilsay PASTAKKAYA tarafından hazırlanan "Bir Konutun Isıtılması ve Soğutulmasında Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Sistemlerin Kullanılması" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Ömer KAYNAKLI

- Başkan:** Doç. Dr. Ömer KAYNAKLI
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği A.B.D.
- Üye:** Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği A.B.D.
- Üye:** Yrd. Doç. Dr. Salih COŞKUN
Uludağ Üniversitesi
T.B.M.Y.O
İklimlendirme ve Soğutma Programı
- Üye:** Yrd. Doç. Dr. Erhan PULAT
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği A.B.D.
- Üye:** Prof. Dr. Murat HOŞÖZ
Kocaeli Üniversitesi
Teknoloji Fakültesi Otomotiv Müh. Bölümü

Yukarıdaki sonucu onaylarım
Prof. Dr. Kadri ARSLAN
Enstitü Müdürü
27 / 07 / 2012

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

27 / 07 / 2012

Bilsay PASTAKKAYA

ÖZET

Doktora Tezi

BİR KONUTUN ISITILMASI VE SOĞUTULMASINDA GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SİSTEMLERİN KULLANILMASI

Bilsay PASTAKKAYA

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ömer KAYNAKLI

Bu çalışmada, konutların güneş enerjisi kaynaklı absorbsiyonlu sistemlerle ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanması deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Binaların ısıtılması ve soğutulması için kullanılan enerji miktarı gün geçtikçe artmaktadır. Enerji kullanımı ile ilintili çevresel ve ekonomik sorunlar, enerji ihtiyacının temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanmasını daha önemli hale getirmektedir. Bu noktada güneş enerjisi kaynaklı absorbsiyonlu sistemler, kullanımlarının yaygınlaşması ile birlikte, söz konusu sorunların çözümünde önemli rol oynamaktadır.

Literatürde yapılan çalışmalardan farklı olarak bu çalışma kapsamında, Bursa Uludağ Üniversitesi'nde kurulan deney tesisatında, bir test odasının, dâhili enerji depolamalı, LiCl-Su akışkan çiftli bir absorbsiyonlu ısı pompası ile ısıtılması ve soğutulması sağlanmıştır. Absorbsiyonlu sistem için gereken termal enerji, düz tip güneş kolektörlerinden oluşan güneş kolektör sistemi ile elde edilmiştir. Güneş enerjisinin yeterli olmadığı durumlarda yardımcı sistem olarak, elektrikli ısıtıcı ve hava kaynaklı ısı pompası kullanılmıştır. Ayrıca sistemde, yapının sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanması da sağlanmıştır. Deneysel çalışma dâhilinde, örnek günler için sistemin çalışma performansı ve performans etki eden parametreler incelenmiştir. Sistemin sayısal analizinde TRNSYS simülasyon programı kullanılarak, deneysel sonuçlar ile simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Deney tesisatı için yapılan yıllık simülasyon sonuçları çalışma dâhilinde sunulmuştur. Ayrıca örnek bir konut tasarımı esas alınarak, Türkiye'de farklı iklimsel ve coğrafi şartlara sahip on farklı il için yapılan yıllık simülasyon sonuçları karşılaştırılmalı olarak sunulmuş, sonuçlar teknik ve ekonomik açıdan analiz edilmiştir.

Çalışma dahilinde gerçekleştirilen deneysel ve sayısal analiz uygulamalarında benzer sonuçlar elde edilmiştir. Sistemin dâhili enerji depolama özelliğinin teknik ve ekonomik açıdan önemli faydalar sağladığı görülmüştür. Sistemde yardımcı enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcı kullanımının, alternatiflerine göre daha avantajlı olduğu sonucuna varılmıştır. Absorbsiyonlu sistem veriminin ısı atım ve ısı dağıtım sisteminin çalışma özelliklerinden önemli ölçüde etkilendiği görülmüştür. Örnek bir konut için yapılan simülasyon uygulamalarında, güneş enerjisi kullanımının CO₂ salınımındaki azalma ve işletim maliyetlerinde sağladığı kazançlarla büyük faydalar sağladığı ve sistemin uygulanabilir nitelikte olduğu sonucuna varılmıştır. Güneş enerjisi eldesi yüksek olan bölgelerde sistemin sağladığı faydaların daha fazla, geri ödeme süresinin daha kısa olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Güneş Enerjisi, Absorbsiyonlu Isı Pompası, Isıtma-Soğutma, Konutsal Uygulama.

2012, xvii + 198 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

HEATING AND COOLING WITH SOLAR ABSORPTION SYSTEMS IN A RESIDENTIAL APPLICATION

Bilsay PASTAKKAYA

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Associate Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

In this study, heating and cooling of buildings with solar absorption systems were investigated experimentally and numerically. The usage of energy for heating and cooling of the buildings is increasing. Many problems have arisen from the increased usage and demand of energy; therefore, the use of clean and renewable energy sources is becoming more important. Widespread use of solar absorption systems is important to address environmental and economical problems.

Unlike other studies in the literature, in this study, a lithium chloride absorption heat pump with interior energy storage was used for heating and cooling a test room located in Uludag University, Bursa. Thermal energy was delivered via a solar collector system that consists of flat plate solar collectors to drive the absorption system. An electric heater and an air source heat pump were used as auxiliary systems when the solar energy was insufficient. Energy demand for domestic hot water was also satisfied by solar energy. System performance and the parameters that have an impact on the system performance were investigated for typical days in experimental studies. TRNSYS simulation programme was used in numerical analysis. Experimental and numerical results were compared. The annual simulation results for the experimental facility were presented in this study. In addition to that, the annual simulations were performed for a typical residence located in ten different regions in Turkey with different geographical and climatic conditions, and the results were analyzed technically and economically.

Similar results were obtained both in experimental and numerical analysis. The results showed that interior energy storage of the absorption system provided technical and economical benefits. It was concluded that, using electric heater as an auxiliary energy system had more advantages than its alternatives. Absorption system efficiency was affected significantly by heat distribution and heat rejection systems' performance. In numerical analysis for typical residence, it was confirmed that using the solar power provided considerable benefits by reducing CO₂ emission and operation costs. It was also deduced that using solar power in the regions that gain more solar energy, provides more benefits and less pay back periods for the solar system.

Key Words: Solar Power, Absorption Heat Pump, Heating-Cooling, Residential Application.

2012, xvii + 198 pages.

TEŞEKKÜR

Öncelikle bu tez çalışmamı tamamlamak için gereken sabrı ve sağlığı bahşettiği için, Yüce Tanrım'a sonsuz şükranlarımı sunarım.

Bana küçük yaşta kalem tutmayı, okuyup yazmayı öğreten ve her zaman bilgeliği öğütleyen, ilk öğretmenlerim sevgili Anne ve Babam'a ne kadar teşekkür etsem, azdır. Doktora eğitimim boyunca, katlanmak zorunda kaldığım her türlü sıkıntıda, maddi ve manevi desteğini benden esirgemeyen sevgili ablam, Bilsev Pastakkaya'ya teşekkürlerimi sunarım. Destekleri ile bana güç veren diğer aile bireylerime şükranlarımı sunar, bugünlere gelmemde büyük emeği olan ancak doktora çalışmamı tamamladığımı görmek için ömrü vefa etmeyen sevgili Yengem başta olmak üzere, ebediyete intikal etmiş olanları saygı ve rahmetle anarım.

Bu çalışmanın tamamlanması için geçen zorlu süreçte, değerli yardımları ile bu çalışmayı tamamlamamda önemli bir rol oynayan saygıdeğer hocam, tez danışmanım Sn. Doç. Dr. Ömer Kaynaklı'ya şükranlarımı sunarım. Ayrıca, tez çalışmasını tamamlamamda değerli desteklerini esirgemeyen; Sn. Prof. Dr. Recep Yamankaradeniz'e, Sn. Yrd. Doç. Dr. Salih Coşkun'a, Sn. Yrd. Doç. Dr. Erhan Pulat'a, Sn. Prof. Dr. Murat Hoşöz'e ve Sn. Prof. Dr. İlhami Horuz'a teşekkür ederim. Deney tesisatının kurulumundaki katkılarından ötürü Uludağ Üniversitesi Rektörlüğü Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi'ne teşekkürlerimi sunarım.

1999 senesinde başladığım üniversite hayatımdan, sonsuzluğa uzanan bu serüvende bilim aşkını bana tanıtan, kavratan ve sevdiren, hayatımdaki her güzellikte bir payı olan saygıdeğer hocam, sevgili dostum Dr. Kürşat Ünlü'ye sonsuz sevgi ve minnetlerimi sunarım. Doktora çalışmalarımı kapsayan, yeni bir doktora kültürünü hayata geçirdiğimiz süreç boyunca, bilgi, ilgi ve desteklerini esirgemeyen, sevgili dostlarım Dr. Mustafa Kemal İşman ve Dr. Özgün Korukçu'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın başarıya ulaşması için gereken sistem bileşenlerinin temininde, kurulumunda ve işletiminde her türlü maddi ve manevi yardımı tüm içtenlikleri ile sağlayan, Sn. Kadriye Şahinsoy'a, Sn. İsmail Müjdeci'ye, Sn. Tamer Durmayaz'a, ve Sn. İrfan Şahin'e ne kadar teşekkür etsem, azdır. Doktora çalışmamın tam anlamıyla başarıya ulaşması amacıyla Güney Florida Üniversitesi'nde gerçekleştirdiğim yurt dışı çalışmasındaki katkılarından ötürü Sn. Prof. Dr. Yogi Goswami'ye, Sn. Prof. Dr. Nejat Veziroğlu'na ve meslektaşım, sevgili dostum Sn. Dr. Gökmen Demirkaya'ya; Stuttgart Üniversitesi'nde gerçekleştirdiğim çalışmalardaki katkılarından ötürü Sn. Dr. Thomas Weimar'a, şükranlarımı sunarım. Deney tesisatının kurulumu ve sistem ile ilgili teorik hesaplamaların gerçekleştirilmesindeki yardımlarından ötürü Sn. Olof Hallström'a ve Sn. Dr. Murat Akın'a teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak, akademik yaşamım ve doktora çalışmaları boyunca, öğrenme istekleriyle yaptığım işe olan inancımı her gün arttıran, test düzeneği ve ölçüm işlemlerinde bil fiil çalışmalara katılarak destek veren sevgili öğrencilerimi, gurur ve minnetle anarım. Bu çalışmanın oluşmasında emeği geçen herkese en içten teşekkürlerimi sunar, bilim uğruna uğraş veren ve bilimin yüceliğini kavrayabilen herkese çalışmalarında başarılar ve esenlikler dilerim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	3
2.1. Konu ile İlgili Yapılmış Çalışmalar.....	3
2.2. Yapılan Tez Çalışmasının Literatürdeki Çalışmalardan Farkı ve Sağladığı Katkılar.....	13
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	16
3.1. Test Odası.....	16
3.2. Absorbsiyonlu Isı Pompası Ünitesi.....	21
3.2.1. Absorbsiyonlu sistemin çalışma prensibi.....	24
3.2.2. Absorbsiyonlu sistemin matematik modeli.....	29
3.2.3. LiCl-Su eriyiğinin termofiziksel özellikleri.....	39
3.3. Güneş Kolektör Sistemi.....	47
3.4. Isı Dağıtım Sistemi.....	65
3.5. Isı Atım Sistemi.....	68
3.6. Basınçlandırma Sistemi.....	72
3.7. Sıcak Kullanım Suyu Sistemi.....	75
3.8. Yardımcı Enerji Kaynakları.....	76
3.9. Otomasyon Sistemi.....	78
3.10. Harici Enerji Depolama Sistemi.....	81
3.11. Deney Ölçüm Cihazları ve Simülasyon Programı.....	82
3.12. Hata Analizi.....	85
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	87
4.1. Deneysel Uygulama Sonuçları.....	87

4.1.1. Soğutma uygulamasının deneysel analizi.....	87
4.1.2. Isıtma uygulamasının deneysel analizi.....	123
4.2. Sayısal Uygulama Sonuçları.....	140
4.2.1. Soğutma ve ısıtma uygulamaları için sayısal analiz sonuçları.....	140
4.2.2. Örnek bir konut için yıllık soğutma-ısıtma periyodu sayısal analiz sonuçları.....	160
5. SONUÇ.....	171
KAYNAKLAR.....	175
EKLER.....	180
EK-A. Test odası yapı bileşenleri ve özellikleri.....	181
EK-B. Aylara göre günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değerleri.....	183
EK-C. Bursa ili meteorolojik tasarım parametreleri.....	187
EK-D. Örnek bir konut uygulamasının farklı iller için yıllık simülasyon sonuçları.....	188
ÖZGEÇMİŞ.....	198

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A_t	Kolektör yüzey alanı [m^2]
C_p	Kolektörde dolaşan akışkanın özgül ısısı [[$kJ/kg/K$]
$C_{p,c}$	Yoğuşturucu için özgül ısı değeri [$kJ/kg/K$]
$C_{p,cxf}$	Yoğuşturucu çıkışındaki eriyik özgül ısısı [$kJ/kg/K$]
$C_{p,r}$	Reaktör için özgül ısı değeri [$kJ/kg/K$]
$C_{p,rx}$	Reaktör çıkışındaki eriyik özgül ısısı [$kJ/kg/K$]
CR	Dolaşım oranı [-]
d	Deklinasyon açısı [$^\circ$]
dM_m	İhtiyaç duyulan monohidrat kütlesi [kg]
DT_f	Denge durumunda reaktör ve yoğuşturucu arasındaki sıcaklık farkı [$^\circ C$]
d	Kolektör taşıyıcı akışkan borularının dış çapı [m]
dT_i	Dahili işlem adım süresi [h]
e	Enlem açısı [$^\circ$]
f_d	Tozlanma faktörü [-]
f_g	Gölgelenme faktörü [-]
F_t	Toplayıcı ısı kazanç faktörü [-]
F_v	Toplayıcı verim faktörü [-]
h	Saat açısı [$^\circ$]
H	Güneş batış saat açısı [$^\circ$]
H_2O	Su
H_{dil}	Eriyiğin diferansiyel entalpi değeri [kJ/kg]
H_{solv}	Çözünme ısısı
h_t	Dış ortam ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]
H_{vap}	Buharlaşma entalpi değeri [kJ/kg]
I_{gs}	Güneş sabiti [W/m^2]
I	Yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen anlık güneş ışıını [W/m^2]
I_e	Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen toplam güneş ışıını değeri [W/m^2]
I_{ed}	Eğik düzlem üzerine gelen anlık difüze ışıını [W/m^2]
I_{ey}	Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen yayılı güneş ışıını [W/m^2]
I_o	Atmosfer dışında birim yatay düzlem üzerine gelen anlık güneş ışıını [W/m^2]
I_y	Yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen anlık yayılı ışıını miktarı [W/m^2]
I_{ya}	Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen, yansıyan güneş ışıını [W/m^2]
I_t	Güneş ışıını şiddeti [W/m^2]
K	Kolektör toplam ısı geçiş katsayısı [W/m^2K]
K_{alt}	Kolektörün alt kısmının ısı geçiş katsayısı [W/m^2K]
k_g	Kolektör gövde malzemesinin ısı geçiş katsayısı [W/m^2K]
k_s	Kolektör soğurucu yüzeyi ısı iletim katsayısı [W/m^2K]
$K_{üst}$	Kolektörün üst kısmının ısı geçiş katsayısı [W/m^2K]

k_y	Kolektör yalıtım malzemesinin ısı geçiş katsayısı [W/m^2K]
l_g	Kolektör gövde malzemesinin kalınlığı [m]
LiCl	Lityum klorür
LiBr	Lityum bromür
LiI	Lityum iyodür
l_y	Kolektör yalıtım malzemesinin kalınlığı [m]
m	Kolektörde dolaşan akışkan debisi [kg/s]
m_c	Yoğuşturucu eriyik debisi [kg/h]
M_{cb}	Yoğuşturucu alt bölümünün kütlesi [kg]
M_{ct}	Yoğuşturucu üst bölümünün kütlesi [kg]
M_{ct0}	Yoğuşturucu üst bölümünün boş iken kütlesi [kg]
m_{cx}	Yoğuşturucu ısı değiştiricisindeki eriyik debisi [kg/h]
M_f	Reaktörün üst bölümünün doldurulması için gereken eriyik kütlesi [kg]
M_{Lc}	Toplam LiCl kütlesi [kg]
m_r	Reaktör eriyik debisi [kg/h]
M_{rb}	Reaktör alt bölümü bileşenlerinin kütlesi [kg]
M_{rb0}	Reaktör alt bölümünün boş iken kütlesi [kg]
M_{rt}	Reaktör üst bölümü bileşenlerinin kütlesi [kg]
M_{rt0}	Reaktör üst bölümünün boş iken kütlesi [kg]
m_{rx}	Reaktör ısı değiştiricisindeki eriyik debisi [kg/h]
m_{vap}	Reaktör ve yoğuşturucu arasında geçiş yapan buhar debisi [kg/h]
M_{vap}	Reaktör ve yoğuşturucu arasında geçiş yapan buhar kütlesi [kg]
M_{ssrb}	Reaktör alt bölümündeki eriyik içerisindeki LiCl kütlesi [kg]
M_{ssrt}	Reaktör üst bölümündeki eriyik içerisindeki LiCl kütlesi [kg]
M_{w0}	Toplam su kütlesi [kg]
M_{webi}	Yoğuşturucu alt bölümü başlangıç su kütlesi [kg]
M_{wcti}	Yoğuşturucu üst bölümü başlangıç su kütlesi [kg]
M_{wsrt}	Reaktör üst bölümündeki eriyik içerisindeki su kütlesi [kg]
M_{wsrb}	Reaktör alt bölümündeki eriyik içerisindeki su kütlesi [kg]
n	Hesaplama yapılan günün bir yıl içerisindeki sayısı [-]
N	Cam örtü sayısı [-]
NaCl	Sodyum klorür
NH_3	Amonyak
P	Basınç [Pa]
Q	Yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen günlük tüm güneş ışınımı [W/m^2]
Q_o	Atmosfer dışındaki yatay birim düzleme bir gün boyunca gelen güneş ışınımı [W/m^2]
q_{abs}	Kolektörün absorbe ettiği ısı miktarı [W/m^2]
Q_{abs}	Absorber ısı gücü [W]
Q_{buh}	Buharlaştırıcı ısı gücü [W]
Q_{cv}	Yoğuşturucu için buharlaşmadan ötürü ısı kazanımı [W]
Q_d	Yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen direkt ışınım [W/m^2]
Q_e	Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen günlük toplam güneş ışınımı [W/m^2]
Q_{ed}	Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen günlük difüze güneş ışınımı [W/m^2]

Q_{ey}	Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen günlük yansıyan güneş ışınımı [W/m^2]
Q_f	Kolektörde akışkana verilen faydalı enerji miktarını [W]
Q_{cx}	Yoğuşturucu ısı değiştiricisi ısı gücü [W]
Q_{kay}	Kaynatici ısı gücü [W]
q_L	Kolektör ısı kayıpları [W/m^2]
q_{loss}	Haznenin çevreye olan toplam ısı kaybı [kJ/h]
Q_{re}	Reaktör ısı gücü [W]
Q_{rv}	Reaktör için buharlaşmadan ötürü ısı kazanımı [W]
Q_{rx}	Reaktör ısı değiştiricisi ısı gücü [W]
Q_y	Yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen yayılı ışınım [W/m^2]
Q_{ya}	Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen günlük yayılı güneş ışınımı [W/m^2]
q_u	Birim kolektör yüzeyinden elde edilen faydalı ısı [W/m^2]
$Q_{yoğ}$	Yoğuşturucu ısı gücü [W]
r_m	Katı LiCl monohidratın yoğunluğu [kg/dm^3]
r_s	LiCl eriyiğinin yoğunluğu [kg/dm^3]
s	Düzlem eğim açısı [$^{\circ}$]
S	Yutucu yüzey üzerine gelen efektif güneş ışınım şiddeti [W/m^2]
T	Sıcaklık [$^{\circ}C, K$]
t_0	Gün uzunluğu [h]
t_a	Dış ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_a	Absorber sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{aç}$	Kolektör çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{amb}	Çevre sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_c	Yoğuşturucu sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{cb}	Yoğuşturucu alt bölümü sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{cf}	Yoğuşturucu film sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{cxi}	Yoğuşturucu ısı değiştiricisi giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{cxo}	Yoğuşturucu ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{ct}	Yoğuşturucu üst bölümü sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{çev}$	Çevre sıcaklığı [$^{\circ}C, K$]
T_e	Buharlaştırıcı sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{ert}	Reaktör üst bölümü için eriyik denge sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{fc}	Fan coil sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$T_{g,min}$	Kaynatici sıcaklığı minimum değeri [$^{\circ}C$]
T_i	İç ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{gk}	Güneş kolektörü sıcaklığı [$^{\circ}C$]
t_p	Emici plaka sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_r	Reaktör sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{rf}	Reaktör film sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{rx_i}	Reaktör ısı değiştiricisi giriş sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{rx_o}	Reaktör ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{rb}	Reaktör alt bölümü sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_{rt}	Reaktör üst bölümü sıcaklığı [$^{\circ}C$]
T_y	Soğurucu plaka yüzey sıcaklığı [K]

UA	Isı kayıp katsayısı [W/K]
UA _{cb}	Yoğuşturucu alt bölümünün ısı kayıp katsayısı [kJ/h/K]
UA _{ct}	Yoğuşturucu üst bölümünün ısı kayıp katsayısı [kJ/h/K]
UA _{cx}	Yoğuşturucu ısı değiştiricisi ısı kayıp katsayısı [kJ/h/K]
UA _{ch}	Şarj durumu için ısı kayıp katsayısı [kJ/h/K]
UA _{di}	Deşarj durumu için ısı kayıp katsayısı [kJ/h/K]
UA _{rb}	Reaktör alt bölümünün ısı kayıp katsayısı [kJ/h/K]
UA _{rt}	Reaktör üst bölümünün ısı kayıp katsayısı [kJ/h/K]
UA _{rx}	Reaktör ısı değiştiricisi ısı kayıp katsayısı [kJ/h/K]
V	Rüzgar hızı [m/s]
V _{rt}	Reaktör üst bölümü bileşenlerinin hacmi [dm ³]
V _{rt0}	Reaktör üst bölümünün kapasitesi [dm ³]
w	Kolektör taşıyıcı akışkan boruları merkezleri arasındaki mesafe [m]
x	LiCl eriyiği konsantrasyonu [-]
x _b	Reaktör alt bölümündeki eriyik konsantrasyonu [-]
x _e	Reaktör üst bölümündeki sıcaklığa bağlı eriyik konsantrasyonu [-]
X _{SS}	Zengin eriyik konsantrasyonu [-]
x _t	Reaktör üst bölümündeki eriyik konsantrasyonu [-]
X _{WS}	Fakir eriyik konsantrasyonu [-]
z	Zenit açısı [°]
z _r	Rakım [m]
ε _p	Plakanın yayma oranı [-]
ε _c	Camın yayma oranı [-]
Δh _d	Diferansiyel entalpi değeri [kJ/kgK]
ξ	Eriyik konsantrasyonu [-]
π	İndirgenmiş basınç değeri [-]
θ	Eriyiğin indirgenmiş sıcaklık değeri [-]
η _{cA}	Kolektör anlık verimi [-]
η _c	Kolektör toplam verimi [-]
η _k	Kolektör kanat verimini [-]
τ	Camın yüzde geçirme oranı [-]
τα _c	Cam plakanın düzeltilmiş geçirme ve yutma oranı [-]
α _p	Plakanın yüzde yutma oranı [-]
ρ _c	Camın yüzde yansıtma oranı [-]
δ	Kolektör soğurucu yüzeyinin kalınlığı [m]

Kısaltmalar

Açıklama

Abs.	Absorber
B	Batı
BD	Betonarme Duvar
Buh.	Buharlaştırıcı
ÇP	Çift Pencere
D	Doğu
DD	Dış Duvar
DÖ	Döşeme

G	Güney
HKIP	Hava kaynaklı ısı pompası
ITK	Isıtma tesir katsayısı
İK	İç Kapı
İD	İç Duvar
K	Kuzey
Rea.	Reaktör
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
TA	Tavan
Yoğ.	Yoğuşturucu

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Einstein Soğutucusu.....	4
Şekil 3.1. Deney tesisatının şematik görünümü.....	17
Şekil 3.2. Test odası.....	18
Şekil 3.3. Bir konutun güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompası sistemi ile ısıtılması ve soğutulmasının şematik görünümü.....	22
Şekil 3.4. Soğutma uygulamasında absorpsiyonlu çevrimin In P-h ve In P- 1/T diyagramları.....	24
Şekil 3.5. Absorpsiyonlu ısı pompasının genel görünümü.....	24
Şekil 3.6. Absorpsiyonlu sistemin çalışma prensibi-soğutma modu.....	26
Şekil 3.7. Absorpsiyonlu sistemin çalışma prensibi-ısıtma modu.....	26
Şekil 3.8. Absorpsiyonlu cihazın hazne ve bağlantılarının görünümü.....	27
Şekil 3.9. Absorpsiyonlu ısı pompasının tüm bileşenlerinin şematik görünümü.....	28
Şekil 3.10. Absorpsiyonlu sistemin bir haznesinin şematik görünümü ve temel nicelikler.....	30
Şekil 3.11. LiCl-Su eriyiğinin seyrelmesinde diferansiyel entalpi değerinin, eriyik konsantrasyonuna bağlı değişiminin grafiği.....	42
Şekil 3.12. LiCl-Su eriyiği için indirgenmiş basınç- sıcaklık- konsantrasyon diyagramı.....	43
Şekil 3.13. Güneş kolektör sistemi.....	48
Şekil 3.14. Güneş kolektör sisteminin yerleşim özellikleri.....	49
Şekil 3.15. Kolektör sistemi için günlük güneş enerjisi miktarının yıllık ortalaması.....	50
Şekil 3.16. Ortalama dış ortam sıcaklık değerinin aylara göre değişimi.....	51
Şekil 3.17. Aylık ortalama gün uzunluğu.....	51
Şekil 3.18. Optimum kolektör eğim açısının aylara göre değişimi.....	52
Şekil 3.19. Aylık ortalama güneş enerjisi miktarı.....	53
Şekil 3.20. Gündüz saatlerindeki aylık ortalama bulutlanma miktarının aylara göre değişimi.....	54

Şekil 3.21. Buzlanma olayının görüldüğü gün sayısının aylık ortama değerleri.....	55
Şekil 3.22. Kolektör bileşenlerinin boyutlarının gösterimi.....	64
Şekil 3.23. Fan-coil ünitesinin kesit görüntüsü.....	66
Şekil 3.24. Fan-coil cihazları (a) ve cihazların içyapısı (b).....	68
Şekil 3.25. Aksiyel fanlı açık tip soğutma kulesi.....	70
Şekil 3.26. Deney tesisatında kullanılan soğutma kulesi.....	71
Şekil 3.27. Isı atım hattında kullanılan plakalı ısı değiştiricisi.....	71
Şekil 3.28. Çift serpantinli boylar.....	72
Şekil 3.29. Soğutma kulesi pompası.....	73
Şekil 3.30. Dolaşım hatları pompaları.....	73
Şekil 3.31. Pompa debi ölçüm işlemi.....	74
Şekil 3.32. Sıcak kullanım suyu boyleri.....	75
Şekil 3.33. Elektrikli ısıtıcı.....	76
Şekil 3.34. Hava kaynaklı ısı pompası.....	77
Şekil 3.35. PT 100 sıcaklık sensörü.....	79
Şekil 3.36. Otomasyon sistemi kontrol paneli.....	80
Şekil 3.37. Absorbsiyonlu cihazın bilgisayar destekli veri ölçümü.....	83
Şekil 3.38. Elektrik sarfiyatı ölçümünde kullanılan sayaçların görünümü.....	84
Şekil 4.1. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-1)	88
Şekil 4.2. Güneş kolektör hattı sıcaklıkları (Deney-1)	88
Şekil 4.3. Soğutma enerjisinin zamana bağlı değişimi (Deney-1)	89
Şekil 4.4. Reaktöre verilen termal enerji miktarı (Deney-1)	90
Şekil 4.5. Reaktör ve absorber giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-1)	90
Şekil 4.6. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-1).....	91
Şekil 4.7. Isı değiştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-1)	91
Şekil 4.8. Sıcak kullanım suyu boylerindeki su sıcaklığının değişimi (Deney-1)	92
Şekil 4.9. Fan-coil sıcaklıkları (Deney-1)	93
Şekil 4.10. Absorbsiyonlu sistem enerji tüketim değerleri (Deney-1)	94
Şekil 4.11. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-1)	94

Şekil 4.12. CW20 ortalama soğutma kapasitesi eğrileri.....	96
Şekil 4.13. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-2)	99
Şekil 4.14. Güneş kolektör hattı sıcaklıkları (Deney-2)	99
Şekil 4.15. Soğutma enerjisinin zamana bağlı değişimi (Deney-2)	100
Şekil 4.16. Reaktöre verilen termal enerji miktarı (Deney-2)	100
Şekil 4.17. Reaktör ve absorber giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-2)	101
Şekil 4.18. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-2).....	102
Şekil 4.19. Isı değiştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-2)	102
Şekil 4.20. Sıcak kullanım suyu boilerindeki su sıcaklığının değişimi (Deney-2)	103
Şekil 4.21. HKIP ve fan-coil sıcaklıkları (Deney-2)	104
Şekil 4.22. Absorbsiyonlu sistem enerji tüketim değerleri (Deney-2)	104
Şekil 4.23. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-2)	105
Şekil 4.24. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-3)	107
Şekil 4.25. Dış ortam şartlarının görünümü (Şekil-3)	108
Şekil 4.26. Güneş kolektör hattı sıcaklıkları (Deney-3)	109
Şekil 4.27. Soğutma enerjisinin zamana bağlı değişimi (Deney-3)	110
Şekil 4.28. Reaktöre verilen termal enerji miktarı (Deney-3)	110
Şekil 4.29. Reaktör ve absorber giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-3)	112
Şekil 4.30. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-3)	112
Şekil 4.31. Isı değiştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-3)	113
Şekil 4.32. Fan-coil sıcaklıkları (Deney-3)	114
Şekil 4.33. Sıcak kullanım suyu boilerindeki su sıcaklığının değişimi (Deney-3)	115
Şekil 4.34. Elektrikli ısıtıcı enerji tüketim değerleri (Deney-3)	115
Şekil 4.35. Absorbsiyonlu sistem enerji tüketim değerleri (Deney-3)	116
Şekil 4.36. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-3)	117
Şekil 4.37. Harici enerji depolama sistemi sıcaklık değişimleri (Deney-4)	118
Şekil 4.38. Kolektör giriş-çıkış ve dış ortam sıcaklıkları (Deney-5)	120
Şekil 4.39. Boyler ve kolektör giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-5)	121

Şekil 4.40. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-6)	125
Şekil 4.41. Fan-coil sıcaklıkları (Deney-6)	126
Şekil 4.42. Termal enerjilerin zamana göre değişimi (Deney-6)	127
Şekil 4.43. Reaktör ve absorber giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-6)	128
Şekil 4.44. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-6).....	129
Şekil 4.45. Güneş kolektörlerinde buzlanma olayı (Deney-6)	129
Şekil 4.46. Güneş kolektör sistemi ve boyler sıcaklıkları (Deney-6)	130
Şekil 4.47. Elektrikli ısıtıcı enerji tüketim değerleri (Deney-6)	131
Şekil 4.48. Absorbsiyonlu sistem enerji tüketim değerleri (Deney-6)	131
Şekil 4.49. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-6).....	133
Şekil 4.50. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-7)	134
Şekil 4.51 Güneş kolektör hattı sıcaklık değerleri (Deney-7).....	135
Şekil 4.52. Güneş kolektörleri üzerindeki buzlanma ve buzların çözülmesi (Deney-7)	135
Şekil 4.53. Hazne B reaktör ve yoğuşturucu giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-7)	136
Şekil 4.54. Güneşlenme kazançları ile pasif ısıtma uygulaması (Deney-7).....	136
Şekil 4.55. Termal enerjilerin zamana göre değişimi (Deney-7)	137
Şekil 4.56. Sistem bileşenleri enerji tüketim değerleri (Deney-7)	138
Şekil 4.57. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-7)	139
Şekil 4.58. Absorbsiyonlu cihazın üretici firması tarafından önerilen absorbsiyonlu sistem şeması.....	141
Şekil 4.59. Soğutma uygulaması-test odası ve dış ortam sıcaklığı.....	145
Şekil 4.60. Soğutma uygulaması-kolektör hattı gidiş-dönüş sıcaklıkları.....	145
Şekil 4.61. Soğutma uygulaması-absorbsiyonlu sistem bileşenleri sıcaklık değerleri.....	146
Şekil 4.62. Soğutma uygulaması-ısı atım hattı gidiş-dönüş sıcaklık değerleri...	147
Şekil 4.63. Soğutma tesir katsayısının soğutma kulesi dizayn sıcaklığı ile değişimi.....	148
Şekil 4.64. Isıtma uygulaması-test odası ve dış ortam sıcaklığı.....	152

Şekil 4.65. Isıtma uygulaması-kolektör hattı gidiş-dönüş ve boyler sıcaklıkları.....	153
Şekil 4.66. Isıtma uygulaması- absorpsiyonlu sistem bileşenleri sıcaklık değerleri.....	153
Şekil 4.67. Yıllık soğutma ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılanma miktarı.....	156
Şekil 4.68. Yıllık ısıtma ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılanma miktarı.....	157
Şekil 4.69. Yıllık sıcak kullanım suyu ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılanma miktarı.....	158
Şekil 4.70. CO ₂ salınımindaki azalma miktarının aylara göre değişimi.....	159
Şekil 4.71. Ekonomik tasarruf miktarının aylara göre değişimi.....	159
Şekil 4.72. Örnek bir konutun yıllık soğutma ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılanma miktarı.....	163
Şekil 4.73. Örnek bir konutun yıllık ısıtma ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılanma miktarı.....	164
Şekil 4.74. Örnek bir konutun yıllık sıcak su ihtiyacı ve güneş enerjisi karşılanma miktarı.....	164
Şekil 4.75. Örnek bir konut için CO ₂ salınımindaki azalma miktarının aylara göre değişimi.....	166
Şekil 4.76. Örnek bir konut için ekonomik tasarruf miktarının aylara göre değişimi.....	166
Şekil A.1. Test odası duvar bileşenleri ve özellikleri.....	181
Şekil A.2. Test odası tavan ve taban bileşenleri ve özellikleri.....	182
Şekil B.1. Ocak-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	183
Şekil B.2. Şubat-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	183
Şekil B.3. Mart-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	183
Şekil B.4. Nisan-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	184
Şekil B.5. Mayıs-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	184
Şekil B.6. Haziran-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	184
Şekil B.7. Temmuz-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	185
Şekil B.8. Ağustos-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	185
Şekil B.9. Eylül-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	185
Şekil B.10. Ekim-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	186
Şekil B.11. Kasım-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	186
Şekil B.12. Aralık-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri.....	186

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Test odası ısı kaybı hesabı.....	19
Çizelge 3.2. Test odası soğutma yükü hesabı.....	20
Çizelge 3.3. LiCl-Su eriyiğinin diferansiyel entalpi değerinin hesaplanmasında kullanılan denklemdeki parametreler.....	40
Çizelge 3.4. LiCl-Su eriyiğinin çözülebilirlik sınırlarını tanımlayan denklemdeki parametreler.....	40
Çizelge 3.5. LiCl-Su eriyiğinin buhar basıncının hesaplanmasında kullanılan parametreler.....	41
Çizelge 3.6. Denklem 3.65 için sabit sayıların farklı eriyik bileşimleri için değerleri.....	45
Çizelge 3.7. Denklem 3.67’de kullanılan sabit sayıların LiCl-Su eriyiği için değerleri.....	46
Çizelge 3.8. Denklem 3.68’de kullanılan sabit sayıların LiCl-Su eriyiği için değerleri.....	47
Çizelge 3.9. Güneş kolektörü teknik özellikleri.....	48
Çizelge 3.10. Fan-coil sisteminin teknik özellikleri.....	68
Çizelge 3.11. Dolaşım pompalarının özellikleri ve debi ölçüm değerleri.....	74
Çizelge 3.12. Taşınabilir ölçüm cihazlarının özellikleri.....	82
Çizelge 3.13. Absorbsiyonlu sistem ölçüm cihazlarının ölçüm aralığı ve hassasiyeti.....	86
Çizelge 4.1. Sıcak kullanım suyu tüketim miktarı ve kullanım özellikleri (Deney-1)	92
Çizelge 4.2. Elektrikli ısıtıcı enerji tüketim değerleri (Deney-1)	93
Çizelge 4.3 . HKIP enerji tüketim değerleri (Deney-2)	103
Çizelge 4.4. Farklı ısı atım hattı ekipmanları ile soğutma tesir katsayısı değerleri.....	148
Çizelge 4.5. Farklı ısı dağıtım hattı ekipmanları ile soğutma tesir katsayısı değerleri.....	149
Çizelge 4.6. Soğutma uygulaması aylık simülasyon sonuçları.....	155

Çizelge 4.7. Isıtma uygulaması aylık simülasyon sonuçları.....	155
Çizelge 4.8. Örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	162
Çizelge D.1. İllerin coğrafik ve iklimsel özellikleri.....	188
Çizelge D.2. İstanbul ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	189
Çizelge D.3. Ankara ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	190
Çizelge D.4. İzmir ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	191
Çizelge D.5. Antalya ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	192
Çizelge D.6. Adana ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	193
Çizelge D.7. Erzurum ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	194
Çizelge D.8. Samsun ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	195
Çizelge D.8. Gaziantep ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	196
Çizelge D.9. Diyarbakır ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları.....	197

1. GİRİŞ

Enerji ihtiyacı, tüm dünyada büyük bir hızla artış göstermekte, bu durum sosyal, ekonomik ve çevresel açıdan birçok sorunu da beraberinde getirmektedir. Bu sorunlar, enerji ihtiyacının temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanmasının önemini her geçen gün arttırmaktadır. Yaşamsal faaliyetlerin konfor şartları altında sürdürülebilmesi için yaşam alanlarının ısıtılması ve soğutulmasında harcanan enerji, küresel ölçekteki toplam enerji tüketiminde önemli bir paya sahiptir. Avrupa ülkelerinde, birincil enerji tüketiminin %40'lık bölümü binaların enerji ihtiyacını karşılamakta kullanılmaktadır (Henning 2007). Binaların soğutulması için harcanan enerji miktarı, küresel ısınma ve iklim değişiklikleri ile paralel olarak hızla artış göstermektedir. Bu durum özellikle sıcak yaz günlerinde elektrik dağıtım şebekelerinin yetersiz kalmasına sebep olmaktadır. Enerji kaynağı olarak temiz ve yenilenebilir enerji kaynağı kullanan, yardımcı enerji kaynağı ihtiyacı asgariye indirilmiş iklimlendirme sistemlerinin kullanımı, söz konusu sorunlar için önemli bir çözüm alternatifi olmaktadır. Günümüzde yapıların ısıtılması ve soğutulması amacıyla kullanılan ve enerji kaynağı olarak güneş enerjisini kullanan birçok ısıtma-soğutma sistemi mevcuttur. Bu sistemlerin işletim maliyetleri düşüktür ve enerji ihtiyacı tamamen temiz ve yenilenebilir bir enerji kaynağından sağlanmaktadır (Pastakkaya ve ark. 2008). Binaların hem ısıtma hem de soğutma ihtiyacını karşılayabilen, güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompası sistemlerinin kullanımı, sistem verimlilikleri ve işletim maliyetlerinin düşüklüğü nedeni ile gittikçe yaygınlaşmaktadır. Bu nedenle konu ile ilgili yapılan bilimsel çalışmalar her geçen gün artmaktadır.

Bu çalışmanın hedefleri şu şekilde sıralanabilir:

- Binaların ısıtılması ve soğutulmasında güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompası sistemlerinin kullanımının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi.
- Dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu ısı pompası sistemi için oluşturulan matematik modelin tanıtılması ve sistemde kullanılan LiCl-Su eriyiği ile ilgili termofiziksel özellikleri içeren bağıntı ve grafiklerin sunulması.
- Absorpsiyonlu sistemde kullanılan harici donanımların, absorpsiyonlu ısı pompasının çalışma performansına etkisinin araştırılması.

- Sistemin farklı yardımcı enerji kaynakları ile birlikte kullanımının incelenmesi.
- Tüm bir yıl boyunca güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemin çalışma özelliklerinin teknik ve ekonomik açıdan karşılaştırılması olarak analizi.
- Örnek bir konutun tasarımının farklı iklimsel ve coğrafi şartlara sahip on farklı bölge için yapılan yıllık simülasyon sonuçlarının teknik ve ekonomik açıdan karşılaştırılması analizi.
- Sistemin kullanımının yaygınlaştırılması ve dolayısıyla bundan sağlanacak faydaların artırılması için gereken koşulların incelenmesi.

Çalışmanın hedeflerinin sağlanabilmesi açısından yürütülen çalışmalar şu şekilde özetlenebilir. Konunun deneysel olarak incelenmesi adına Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü laboratuvar binası dâhilinde, güneş enerjisi kaynaklı bir ısı pompası sistemi kurulmuştur. Deney tesisatında yer alan LiCl-H₂O akışkan çifti ile çalışan, dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu ısı pompası, 30 m² taban alanına sahip bir test odasının ısıtma ve soğutma yükünü karşılamak için kullanılmıştır. Absorpsiyonlu sistemin çalışması için gereken termal enerji, güneş kolektör sistemi ile sağlanmıştır. Güneş kolektör sistemi, her biri 2,5 m² yüzey alanına sahip 16 adet düz güneş kolektöründen oluşmaktadır. Güneş enerjisinin yetersiz olduğu durumlarda kullanılmak üzere yardımcı sistem olarak elektrikli ısıtıcı ve hava kaynaklı ısı pompası sistemi kullanılmıştır. Sıcak kullanım suyu ihtiyacının güneş enerjisi ile karşılanması 1000 l. hacminde bir sıcak su tankı ile sağlanmıştır. Tüm deney tesisatının otomatik kontrolü, kurulan otomasyon sistemi ile gerçekleştirilmiştir. Isıtma ve soğutma uygulamalarını incelemek amacıyla, Ağustos ve Şubat aylarında, ısı kazancı ve ısı kaybının yüksek olduğu örnek günler için tüm soğutma-ısıtma periyotlarının incelendiği deney sonuçları elde edilmiştir. Deneysel çalışmalarda, harici donanımların, absorpsiyonlu ısı pompasının çalışma performansına etkisi araştırılmıştır.

TRNSYS simülasyon programı kullanılarak, deney tesisatında yer alan sistemin çalışma özellikleri sayısal olarak incelenmiştir. Sistemin tüm yıl boyunca çalışma özelliklerinin belirlenmesi amacıyla yapılan simülasyonlar ile elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Ayrıca farklı iklimsel ve coğrafi şartlara sahip on farklı bölge için yapılan yıllık simülasyon sonuçları, teknik ve ekonomik açıdan incelenmiştir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

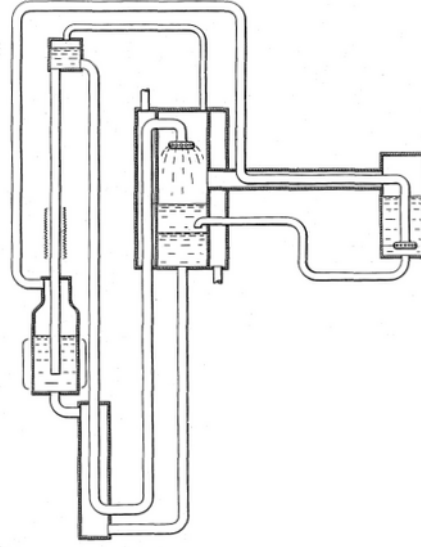
Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompası sistemlerinde ısıtma ve soğutma ihtiyacı, güneş enerjisinden elde edilen termal enerjinin, sistemin kaynatıcısında kullanımı ile sağlanır. Soğutma olayı, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla gerçekleştirilirken, ısıtma olayı absorber ve yoğuşturucuda oluşan ısı vasıtasıyla gerçekleştirilir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine oldukça benzerdir. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimindeki mekanik işlem yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde fiziko-kimyasal işlemler alır. Mekanik kompresör yerine absorpsiyonlu soğutma sisteminde kaynatıcı ve absorberden oluşan ısı eşanjörleri gurubu yer almaktadır. Soğutma elde etmek için buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemindeki mekanik ve elektrik enerjisi yerine absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde termal enerji kullanılmaktadır. Bunun sağlamış olduğu avantajlarla çeşitli endüstriyel tesislerdeki atık ısının değerlendirilmesi ve tükenmez bir enerji kaynağı olan güneş enerjisinin kullanılması yoluyla enerjinin pahalı olduğu günümüzde absorpsiyonlu soğutma sistemleri daha ekonomik olmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin, dış hava sıcaklığının yüksek olduğu yörelerde kullanılması çok uygundur (Yamankaradeniz ve ark. 2002)

2.1. Konu ile İlgili Yapılmış Çalışmalar

Absorpsiyonlu ısı pompası sistemlerinin tarihçesi 19.yy'a kadar uzanmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma makinesi üzerine ilk çalışma 1850 yılında Fransız bilim adamı Edmond Carré tarafından yapılmıştır. İlk orijinal tasarımda akışkan çifti olarak zehirli bir bileşim olan su ve sülfürik asit kullanılmıştır. Edmond Carré'nin konu ile ilgili çalışmalarını sürdüren kardeşi Ferdinand Carré, 1858 yılında ilk absorpsiyonlu soğutma sistemini icat etmiştir (Granryd ve Palm 2005). Ferdinand Carré, amonyak-su eriyiği kullanan absorpsiyonlu cihazının patentini 1859 yılında Fransa'da almıştır. Absorpsiyonlu sistemin güneş enerjisi kaynaklı olarak ilk kullanım örneği 1878 yılında Paris'te görülmektedir. Bu tarihte Fransız mucit Augustin Mouchot ve asistanı Abel Pifre tarafından Paris Dünya Fuarı'nda sergilenen güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma makinesi, yoğunlaştırılmış güneş enerjisini kullanarak buz üretimi

gerçekleştirmiştir (Henning 2007). Ancak bu tarihte başta kömür olmak üzere termal enerji kaynaklarının son derecede ekonomik şartlar altında elde edilebilmesi, güneş enerjisinin absorpsiyonlu sistemlere entegresini olumsuz olarak etkilemiştir.

1922 yılında İsveç Kraliyet Teknoloji Enstitüsü'nde öğrenci olan Baltzar von Platen ve Carl Munters tarafından pompasız çalışabilen ilk absorpsiyonlu sistem dizayn edilmiştir. Bu sisteme alternatif olarak 1926 senesinde Albert Einstein ve asistanı Leó Szilárd tarafından sunulan "Einstein Soğutucusu" nun şematik görünümü Şekil 2.1.'de yer almaktadır.



Einstein Refrigerator
Patent number US1781541 -- November 11, 1930
Albert Einstein
Leó Szilárd

Şekil 2.1. Einstein Soğutucusu (Anonim 2011a)

Absorpsiyonlu sistemlerin ticari üretimi 1923 tarihinden itibaren görülmektedir. Bu tarihte ilk kez AB Arctic firması tarafından ticari üretimine başlanan sistemler, özellikle 1960'lı yıllarda, karavanların soğutucu ihtiyacının karşılanması amacıyla oldukça ilgi görmüştür. Absorpsiyonlu sistemlerle ilgili araştırma çalışmaları, 70'li yıllardaki enerji krizleri ile birlikte ivmelenmiştir. Buna bağlı olarak 80'li yıllarda; başta güneş enerjisi olmak üzere alternatif enerji kaynaklarının kullanımına yönelik arayışlar sonucunda,

Amerika Birleşik Devletleri'nde ve Japonya'da absorpsiyonlu sistemlerle ilgili yoğun araştırma-geliştirme çalışmaları gerçekleştirilmiştir (Sayigh ve Mc Veigh 1992). Bu ivmelenme 90'lı yıllarda azalma eğilimi gösterse de günümüzde güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemler ile ilgili birçok ülkede teorik ve uygulamalı araştırma çalışmaları yürütülmektedir.

ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)'nin bildirdiğine göre, geleneksel ısıtma soğutma uygulamalarının alternatifleri arasında absorpsiyonlu sistemler, en çok umut vaat eden sistemlerdendir. (Anonim 1972). Lof ve Tybout (1974) konutların güneş enerjisi ile ısıtılması ve soğutulmasında sistem tasarımı ve maliyetini konu alan bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda birçok bölge için, ısıtma-soğutma uygulamasının bir arada olduğu kombine güneş enerjisi sisteminin, sadece ısıtma amaçlı kullanılan güneş enerjisi sisteminden daha ekonomik olduğunu bildirilmiştir. Wilbur ve Manchini (1975) güneş enerjili absorpsiyonlu sistemlerin farklı sistem bileşenleri ile çalışmalarını simüle ederek, çalışma sonucunda LiBr-Su eriyiği ile çalışan sistemin NH₃-Su eriyiği ile çalışan sisteme göre çok daha üstün olduğunu bildirmiştir. Ward (1979) yaptığı çalışmada, küçük ölçekli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin diğer soğutma sistemleri ile teknik ve ekonomik açıdan karşılaştırmalarını yaparak, bu sistemlerin uygulanabilirliğini incelemiş ve ekonomik uygulanabilirliğin ağırlıklı olarak yakıt maliyetleri gibi finansal parametrelere bağlı olduğunu bildirmiştir.

Ayyash (1980) güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ve buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin uygulanabilirliği konusunda yaptığı çalışmada, her iki sistemi karşılaştırmalı olarak analiz etmiştir. Çalışma sonucunda söz konusu sistemlerin karşılaştırılmasının doğru şekilde yapılabilmesi için, her iki sistemin de enerji ihtiyacının aynı enerji kaynağı tarafından eşit miktarda sağlanması ve kalan enerji ihtiyaçlarının ise güneş enerjisinden sağlanması gerektiğini belirtmiştir. Suri ve ark. (1984) çalışmalarında güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde termal enerji sisteminin seçimi konusunu inceleyerek, yardımcı ısıtma enerji kaynağı kullanımının yüksek soğutma tesir katsayısı (STK) eldesi ve elektrik enerjisi tasarrufu sağlamasından ötürü cazip olduğunu belirtmiştir. Muneer ve Uppal (1985) çalışmalarında, ticari bir

absorbsiyonlu soğutma sisteminin matematiksel modelini oluşturarak sistemin soğutma tesir katsayısını incelemiştir. Çalışma sonucunda güneş enerjisi kaynaklı, su soğutmalı absorpsiyonlu sistemlerin, kurak iklimlerdeki soğutma uygulamaları için önemli bir potansiyel oluşturduğunu bildirmiştir. Corbella ve Garibotti (1989) geleneksel ve güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemleri, sistem verim ve soğutma tesir katsayıları ile enerji fiyatlarındaki değişimleri göz önüne alarak karşılaştırmalı olarak inceleyerek tekno-ekonomik analiz sonuçlarını sunmuştur.

Hammad ve Audi (1992) enerji depolama sistemi olmayan LiBr-Su eriyikli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemini, Ağustos-Eylül aylarında günlük 5-6 saatlik soğutma periyotları için incelemiştir. Çalışma sonucunda sistem performansının; faydalı güneş enerjisi miktarı, kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarına bağlı olarak değiştiğini ve en yüksek soğutma tesir katsayısının 0,55 olduğunu bildirmiştir. Chinnappa ve ark. (1993) tarafından yapılan çalışmada, güneş enerjisi kaynaklı NH₃-Su eriyikli absorpsiyonlu sistem ile buhar sıkıştırma mekanik soğutma sisteminin birlikte kullanıldığı soğutma uygulaması gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, buhar sıkıştırma mekanik soğutma sisteminin yoğunlaştırıcısı, absorpsiyonlu sistemin buharlaştırıcısıyla soğutulmuş, buhar sıkıştırma soğutma sisteminin enerji tüketiminde önemli tasarruflar sağlanmıştır. Siddiqui (1994) yaptığı çalışmada, farklı akışkan çifti kullanan dört ayrı absorpsiyonlu sistemin, kaynatıcı ve yoğunlaştırıcı sıcaklıklarının optimizasyonu için işletim maliyetlerinin ekonomik analizini gerçekleştirmiştir. Siddiqui çalışması sonucunda, farklı çalışma koşullarında kaynatıcı sıcaklığı ve ısıtma-soğutma tesir katsayılarının optimum değerlerinin değişimini grafiksel olarak sunmuştur.

Millán ve ark. (1997) çalışmalarında güneş enerjisi kaynaklı LiBr-Su eriyikli bir absorpsiyonlu sistemin teorik olarak modellenmesini gerçekleştirerek, Madrid'in meteorolojik koşullarına göre soğutma uygulamasında sistem performansını araştırmıştır. Yapılan çalışma sonucunda güneş kolektörlerinin günlük veriminin yaklaşık %22, soğutma makinesinin günlük soğutma tesir katsayısının ise 0,55 olduğu bildirilmiştir. Mendes ve ark. (1998) tarafından yapılan çalışmada, ısıtma ve soğutma uygulaması için güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompası ile buhar sıkıştırma sisteminin enerji tüketim değerleri karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir. Soğutma

uygulamasında güneş enerjisi kaynaklı kullanılan absorpsiyonlu sistem, kış uygulamasında gaz yakıtlı kazan ile beslenmiştir. Çalışma sonucunda güneş enerjisi kaynaklı sistemin buhar sıkıştırılmalı sisteme göre birincil enerji tüketiminin çok daha az olduğu vurgulanmıştır. Li ve Sumathy (2000) tarafından yapılan çalışmada, güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemler ile ilgili yapılan teorik ve uygulamalı çalışmalar ayrıntıları ile sunulmuş ve sistem tasarımı ve sistemi oluşturan donanımların seçimi konusunda bilgiler verilmiştir. Absorpsiyonlu sistem verimini etkileyen en önemli parametrenin kaynatıcıyı besleyen kaynağın kaynatıcıya giriş sıcaklığı olduğu bildirilmiştir.

2000'li yıllarda konu ile ilgili yapılan teorik ve özellikle deneysel çalışmalarda büyük bir artış olduğu gözlenmektedir. Bunun başlıca sebebi fosil yakıtların kullanımına bağlı çevresel ve ekonomik sorunların, son on yılda büyük bir artış göstermesidir. Ayrıca geleneksel soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkileri, bu sistemlerin yüksek enerji tüketiminden ötürü oluşan enerji dağıtım şebekelerinde yaşanan sorunlar ve buna bağlı yaşanan enerji kesintileri, birçok ülkenin konuya ilgi göstermesine ve konu ile ilgili yapılan çalışmaların artışına sebep olmuştur.

Li ve Sumathy'nin (2001) yaptığı deneysel çalışmada, 4,7 kW kapasiteli güneş enerjisi kaynaklı LiBr-Su eriyikli absorpsiyonlu soğutma makinesinin bölüntülü sıcak su depolama sistemi ile birlikte kullanımını incelemiştir. İki farklı bölüntüye ayrılabilen 2,75 m³ kapasiteli sıcak su tankında, üst bölüntü toplam hacmin dörtte biri kapasitededir. Çalışmada, depolama sisteminin bir bütün ya da bölüntülü olarak kullanılması durumu karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, bölüntülü depolama modunda çalışan sistemin toplam soğutma tesir katsayısının 0,7 olduğu ve bu değerinde geleneksel depolama yöntemi kullanan sisteme oranla %15 daha yüksek olduğu bildirilmiştir. Ayrıca bölüntülü depolamanın kullanımında, bulutlu günlerde bile sistemin soğutma olayını gerçekleştirebildiği vurgulanmıştır.

Atmaca ve Yiğit (2003) çalışmalarında, geliştirdikleri simülasyon programı ile Antalya yöresi için güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı ve kaynatıcı giriş sıcaklığını incelemiştir. Yapılan çalışma sonucunda

absorbsiyonlu sistemin yüksek performanslı güneş kolektörlerine ihtiyaç duyduğu vurgulanarak çalışma için 80°C'lik kaynatıcı sıcaklığının en iyi seçenek olduğu bildirilmiştir.

Syed ve ark. (2005) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, tipik bir Madrid evinin soğutma yükünün karşılanmasında LiBr-Su eriyikli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanımı uygulamalı olarak incelenmiştir. Çalışmada 35kW nominal soğutma kapasiteli, ticari olarak üretilen bir absorpsiyonlu sistem, 49,9 m² yüzey alanına sahip düz güneş kolektörlerinden elde edilen ve 2 m³ hacmindeki su deposunda depolanan sıcak su ile beslenmiştir. Isı dağıtım sistemi olarak fan coil sistemi, ısı atım sistemi olarak da kuru tip soğutma kulesi kullanılmıştır. Çalışma sonucunda; kaynatıcı sıcaklığının 57-67°C, absorber sıcaklığının 32-36°C arasında değiştiği; absorpsiyonlu sistemin soğutma tesir katsayısının maksimum, günlük ortalama ve periyot ortalama değerlerinin sırasıyla 0,6 (maksimum kapasitede), 0,42 ve 0,34 olarak ölçüldüğü bildirilmiştir.

Izquierdo ve ark. (2007), ticari olarak üretilmiş 4,5 kW soğutma kapasiteli LiBr-Su eriyikli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemi ile konutsal soğutma uygulamasında sistem performansını incelemiştir. Ağustos ayı için Madrid'te gerçekleştirilen deneylerde kaynatıcı sıcaklığının 80–107°C arasında değiştiği koşullarda, sistemin soğutma tesir katsayısı ölçülmüştür. Çalışma sonucunda, absorpsiyonlu sistemin ısı atımında sıcaklık değerinin 35–41,3 °C mertebelerine ulaştığında buharlaştırıcı sıcaklığının 15°C'ye kadar yükseldiği soğutma periyodu için ortalama soğutma tesir katsayısının 0,37 olduğu bildirilmiştir.

Pongtornkulpanic ve ark. (2008) LiBr-Su eriyikli, 10 ton soğutma kapasiteli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemin çalışma performansını deneysel olarak incelemiştir. Tek kademeli olan absorpsiyonlu sistemin kaynatıcısı için gereken termal enerji, 72 m² vakum tüplü güneş kolektörleri ile sağlanmış, güneş enerjisinin yetersiz olduğu durumlar için sıvılaştırılmış petrol gazı yakıtlı kazan yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılmıştır. Çalışma sonucunda absorpsiyonlu sistemin toplam termal enerji ihtiyacının %81'inin güneş enerjisinden, geri kalan %19'luk kısmınınsa yardımcı enerji

kaynağından sağlandığı bildirilmiştir. Absorbsiyonlu cihaz ve güneş kolektör sisteminin toplam kurulum maliyetinin, geleneksel sistem maliyetine göre oldukça yüksek olduğu vurgulanmıştır.

Ali ve ark. (2008) doğal serinletme sistemi ile entegre çalışan güneş enerjisi kaynaklı absorbsiyonlu sistemin çalışma performansını deneysel olarak incelemiştir. 270 m² taban alanına sahip bir mahalın soğutulması, ticari olarak üretilmiş 35,17 kW soğutma kapasiteli tek kademeli LiBr-Su eriyikli absorbsiyonlu cihaz ile sağlanmıştır. Sistemin çalışması için gereken termal enerji 108m² toplam yüzey alanına sahip vakum tüplü kolektörler aracılığı ile sağlanmıştır. Sistemde 6,8 m³ hacminde sıcak su ve 1,5 m³ hacminde soğuk su deposu yer almaktadır. Yazarların bildirdiğine göre çalışma sonucunda, doğal serinletme, 5 yıllık soğutma periyodu boyunca toplam soğutma yükünün %25'lik kısmını karşılamıştır. Soğutma dönemi boyunca absorbsiyonlu cihazın soğutma tesir katsayısının 0,37 ile 0,81 arasında değiştiği ve elde edilen sonuçlara göre, kW soğutma başına gerekli güneş kolektörleri alanının 4,23 m² olarak tespit edildiği belirtilmiştir.

Hidalgo ve ark. (2008) yaptıkları deneysel çalışmada, 90 m² taban alanına sahip bir konutun güneş enerjisi kaynaklı absorbsiyonlu sistem ile soğutulması uygulamasında enerji tasarrufu ve yenilenebilir enerji kullanımına bağlı karbon salınımındaki azalmayı incelemişlerdir. Ticari bir ürün olan tek kademeli LiBr-Su eriyikli pompasız absorbsiyonlu soğutma makinesi için ihtiyaç duyulan termal enerji, 50 m² düz güneş kolektörleri ile sağlanmıştır. Sistemde yer alan 2 m³ hacmindeki sıcak su deposu ile termal enerjinin depolanması sağlanmıştır. Konutun soğutma periyodunun günlük 6,5 saat ve günlük ortalama soğutma yükünün 3,5 kW olduğu belirtilmiştir. Çalışma sonucunda, konutun tüm soğutma ihtiyacı absorbsiyonlu sistem ile karşılanırken, sistemin ihtiyaç duyduğu termal enerjinin %56'lık kısmı güneş enerjisinden, geri kalan %44'lük kısmı ise doğalgazlı kazandan sağlandığı, buna göre CO₂ salınımında %36'lık azalma, enerji tasarrufunda %62'lik bir kazanç elde edildiği bildirilmiştir.

Lecuona ve ark. (2009) yaptıkları çalışmada LiBr-Su eriyikli bir absorpsiyonlu sistem ile soğutma uygulaması için optimum sıcak su sıcaklığını incelemiştir. Geliştirilen model, konutlar ve küçük binaların iklimlendirilmesi için kullanılabilecek ticari olarak üretilmiş küçük kapasiteli cihazlar için uygulanarak, farklı güneş kolektör tipleri için sıcaklık ve soğutma tesir katsayısının değişimi sunulmuştur. Optimum sıcaklık değerine ulaşılması için, sıcak su hattındaki debi kontrolünün önemine dikkat çekilmiştir. Eicker ve Pietruschka (2009) ofis binaları için güneş enerjisi kaynaklı soğutma sistemlerinin tasarım ve performansını incelemiştir. Çalışmada TRNSYS (Anonim 2011b) simülasyon programı ile sürekli rejim şartları için oluşturulan model kullanılarak Avrupa'nın farklı bölgelerinde yer alan ofis binalarının güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistem ile soğutulması durumunda, sistemi oluşturan ekipmanların çalışma performansını ve ekonomik analizini yapılmış, sayısal sonuçlar, gerçek ölçüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, soğutma yükünün %80'lik kısmının karşılanması için, otomatik kontrol stratejisi, soğutma hattı sıcaklığı, yapının bulunduğu alan ve soğutma yükü değerlerine bağlı olmak üzere, kW soğutma başına gerekli vakum tüplü güneş kolektörleri alanının 1,7 ila 3,6 m² aralığında değiştiği tespit edilmiştir. Ayrıca ekonomik analizlerle göre, soğutma yükünün fazla olduğu güney Avrupa bölgelerinde, sistem maliyetlerinin oldukça düşük olduğu, düşük ısı kazancı ve düşük soğutma periyotlu yapılar için soğutma maliyetinin 200 ila 280 € MW/h arasında değiştiği vurgulanmıştır.

Mateus ve Oliveira'nın (2009) farklı iklim koşulları ve bina tiplerinin güneş enerjisi kaynaklı ısıtılması ve soğutulmasını konu alan çalışmada, TRNSYS (Anonim 2011b) simülasyon programı ile Berlin, Lizbon ve Roma'da yer alan; konut, ofis ve otel binaları modellenerek tüm yıllık ısıtma-soğutma ve sıcak kullanım suyu ihtiyaçlarının güneş enerjisi ile karşılanması incelenmiştir. Farklı bölgeler için farklı enerji maliyetleri göz önüne alınarak yapılan çalışmada, enerji ve ekonomik analizler yapılarak, güneş kolektörleri ve diğer sistem ekipmanlarının belirlenmesi konusunda optimizasyon hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda müstakil konutların ve otel binaları için güneş enerjisi sistemlerinin kullanımının ekonomik açısından daha uygulanabilir olduğu sonucuna varılmıştır. Ancak güneş enerjisi sistemlerinin işletme maliyetlerinin geleneksel sistemlere göre daha az olmasına rağmen, kurulum

maliyetlerinin çok daha yüksek olduğuna dikkat çekilmiştir. Ayrıca farklı bölge ve uygulamalarda, güneş kolektör tipi olarak düz tip yerine vakum tüplü kolektörlerin seçilmesinin, sistem için gereken toplam güneş kolektörü alanını %5 ila %50 arasında azaltacağı belirtilmiştir.

Agyenim ve ark. (2010) tarafından yapılan çalışmada, güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemin soğuk su depolama sistemi ile birlikte kullanımını deneysel olarak incelemiştir. Sistemde yer alan absorpsiyonlu cihaz, ticari olarak üretilen 4,5 kW soğutma kapasiteli tek kademeli LiBr-su eriyikli bir soğutma makinesidir. Absorpsiyonlu cihaz tarafından üretilen soğuk su 1000 l. hacminde bir soğuk su deposuna gönderilmekte ve sistemin çalışması için gereken termal enerji 12 m^2 toplam yüzey alanına sahip vakum tüplü kolektörler vasıtasıyla sağlanmaktadır. Çalışma sonucunda, güneş enerjisinin pik değerlere ulaştığı öğlen saatlerinde, güneş ışınım miktarının 800 W/m^2 olduğu ve yaş termometre sıcaklığının 24°C olduğu belirtilmiş, absorpsiyonlu cihazın soğutma tesir katsayısının 0,58 olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca deney sonuçlarının, soğuk depolama uygulamasının evsel ölçekli kullanımlar için uygulanabilir olduğu bildirilmiştir.

Sanjuan ve ark. (2010) çalışmalarında güneş enerjisi kaynaklı dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu ısı pompası için dinamik simülasyon modeli oluşturularak, 860 m^2 taban alanına sahip bir mahalin söz konusu sistem ile soğutulması uygulamasının optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Sistemde dört adet absorpsiyonlu cihaz yer almaktadır ve cihazlar 170 m^2 toplam alana sahip düz güneş kolektörlerinden oluşan kolektör sistemi ile beslenmektedir. Çalışmada absorpsiyonlu cihazların farklı konfigürasyonlarda düzenlenmesi ve binanın soğutma ihtiyacına göre enerji depolama kapasitesi ve kabiliyeti incelenmiştir. Çalışma sonucunda absorpsiyonlu sistemin dâhili enerji depolama özelliği sayesinde harici bir enerji depolama sistemine ihtiyaç duymadan işlevin yerine getirdiği vurgulanarak aynı çalışma şartlarında harici depolamalı bir absorpsiyonlu sistemin 16 m^3 'lük bir ek depo hacmine ihtiyaç duyacağı belirtilmiştir. Simülasyon sonuçlarında kontrol stratejisine bağlı olarak güneş enerjisinden faydalanma oranının %50 ilâ %90 arasında değiştiği ve kW soğutma başına gerekli düz tip güneş kolektörü alanının $2,125 \text{ m}^2$ olduğu bildirilmiştir. Ayrıca

çalışmada otomatik kontrol stratejisinin toplam sistem performansı üzerinde güçlü bir etkisinin olduğu vurgulanmıştır.

Dâhili ve harici enerji depolamalı absorpsiyonlu sistemlerin karşılaştırılmasına yönelik bir çalışma Soutullo ve ark. (2011) tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, her ikisi de ticari olarak üretilen; dâhili enerji depolamalı LiCl-su eriyikli bir absorpsiyonlu sistem ile LiBr-Su eriyikli harici bir su tankında enerji depolayan absorpsiyonlu sistem karşılaştırılmıştır. Dinamik simülasyon modeli TRNSYS (Anonim 2011b.) programı ile oluşturulmuştur. Çalışma sonucunda dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu sistemin ihtiyaç duyduğu kurulum alanının harici depolamalı sisteme göre daha fazla olmasına karşın, harici depolamalı sistemin, enerji depolama amacıyla 15 m³ hacminde ek bir kurulum alanına ihtiyaç duyduğu bildirilmiştir.

Pinel ve ark. (2011) güneş enerjisinin termal enerji formunda depolanması konusunda yaptıkları çalışmada, farklı depolama yöntemlerinin konutların ısıtılması ve sıcak kullanım suyunun temini uygulamalarındaki kullanımını incelemiştir. Güneş enerjisinin kimyasal enerji, duyulur ya da gizli ısı formunda depolanmasını sağlayan yeni metotlar tartışılmıştır. Çalışma kapsamında dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu ısı pompası sisteminin termo-kimyasal enerji depolama özelliği tanıtılarak, bu özelliğin sağladığı faydalar ve geleneksel sıcak su depolama yönteminden farkları vurgulanmıştır. Çalışma sonucunda, konu ile ilgili gelecekte yapılacak çalışmalarda, kullanılan materyallerin tanımlanması ve kimyasal enerji ve gizli ısı depolamalı sistemlerin daha detaylı simülasyonunu sağlayacak yöntemlerin geliştirilmesi üzerine yoğunlaşılması gerektiği belirtilmiştir.

Moneé ve ark. (2011) çalışmalarında ticari bir ürün olan 4,5 kW soğutma kapasiteli LiBr-Su eriyikli absorpsiyonlu soğutma makinesinin çalışma performansını analiz etmiştir. Soğutma sisteminde absorpsiyonlu cihazın çalışması için gereken termal enerji 37,5 m² toplam yüzey alanına sahip düz tip güneş kolektörlerinden elde edilirken, ısı atım sisteminde kuru tip soğutma kulesi kullanılmıştır. 2007–2008 yıllarındaki çalışma periyodunda, absorpsiyonlu sistemin soğutma kapasitesinin 3,6 ila 5,6 kW arasında, soğutma tesir katsayısının ise 0,46 ila 0,6 arasında değiştiği bildirilmiştir. TRNSYS

simülasyon programı (Anonim 2011b) ile yapılan simülasyon sonuçlarının, ölçüm değerleri ile örtüştüğü bildirilmiştir ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Isı atım hattındaki soğutma suyunun sıcaklığının ve kaynatıcıyı besleyen sıcak suyun sıcaklığın soğutma tesir katsayısı üzerinde oldukça etkili olduğu vurgulanmıştır. Buna göre ısı atım hattı için yapılan alternatif tasarım ile absorpsiyonlu sistemin soğutma tesir katsayısının %42 oranında iyileştirilebildiği belirtilmiştir.

Uluslararası Enerji Ajansı'nın Güneş Enerjisi Kaynaklı Isıtma-Soğutma Programı'nda yer alan çalışmalar, güneş enerjisinin söz konusu uygulamalarda kullanımının yaygınlaştırılması ve sistem ile ilgili araştırma-geliştirme faaliyetlerinin sağlanması konusunda önemli yararlar sağlamıştır. Bu program dâhilinde yer alan Program 25- Binaların Güneş Enerjisi Kaynaklı İklimlendirilmesi çalışması, 1999–2004 yılları arasında birçok ülkenin katılımı ile gerçekleştirilmiştir (Anonim 1999). Benzer şekilde Program 38- Güneş Enerjisi Kaynaklı İklimlendirme ve Soğutma çalışması 2006–2010 yılları arasında gerçekleştirilmiştir (Anonim 2006). Bu çalışmaların temel amaçları, konu ile ilgili çalışmaların uluslar arası ölçekte yapılan ortak projelerle geliştirilmesi, bilgi birikiminin artırılması ve paylaşımı, sistem verimlerinin iyileştirilmesi, ticari ölçekli üretimin teşviki ve yaygınlaştırılması ve yeni tasarım yazılımlarının oluşturulması olarak sıralanabilir. Sistem tasarımlarının doğru şekilde yapılması ve uygulanması için sunulan rehber kaynaklar (Henning 2007, Anonim 2005a, Anonim 2005b) ve geliştirilen bilgisayar yazılımları (Anonim 2011b) sayesinde konu ile ilgili birçok projenin uygulanması ve mevcut bilgi birikiminin artırılması mümkün olmuştur.

2.2. Yapılan Tez Çalışmasının Literatürdeki Çalışmalardan Farkı ve Sağladığı Katkılar

Bu tez çalışmasında diğer çalışmalardan farklı olarak, dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu ısı pompası sistemi ile bir test odasının ısıtılması ve soğutulması, aynı zamanda sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanması deneysel olarak incelenmiştir. Soğutma ve ısıtma uygulaması için örnek günlerde yapılan deneysel uygulamalarla, tüm soğutma-ısıtma periyodu ve bu periyotlar boyunca test odasının ısıl konfor parametreleri incelenmiştir. Isıtma-soğutma periyotları boyunca absorpsiyonlu sistemin

ısıtma-soğutma verimi belirlenerek, sistemi oluşturan diğer donanımların çalışma özelliklerinin, absorpsiyonlu sistem üzerine etkisi araştırılmıştır.

Sistem için oluşturulan matematik model kullanılarak yapılan simülasyon çalışmasında, aynı şartlar için sistem özellikleri sayısal olarak analiz edilmiş, deneysel ve sayısal sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Ayrıca simülasyon çalışması ile tüm bir yıl boyunca sistemin çalışma özellikleri detaylı olarak incelenerek, sağladığı faydalar teknik ve ekonomik açıdan incelenmiştir.

Soğutma uygulamasında, güneş enerjisinin yetersiz olduğu zamanlar için absorpsiyonlu sistemle birlikte kullanılan iki farklı yardımcı enerji kaynağının ile birlikte oluşturduğu hibrit sistemler deneysel olarak incelenmiştir. Her ikisi de temiz ve yenilenebilir enerji kaynağı olan elektrik enerjisi ile çalışan yardımcı enerji kaynaklarının kullanımının çevresel açıdan sağladığı faydalar belirtilmiştir.

Absorpsiyonlu sistemin dâhili enerji depolama özelliği, sistem bünyesinde bulunan harici depolama ünitesinin mevcut sistem ile deneysel veriler ışığında karşılaştırılmasıyla, dâhili enerji depolama özelliğinin sağladığı faydalar belirtilmiştir. Ayrıca dâhili enerji depolama özelliğinin teknik ve ekonomik açıdan sistemin kurulumu ve işletimi üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemlerin ısıtma-soğutma amaçlı kullanımının avantaj ve dezavantajları teknik ve ekonomik açıdan analiz edilerek sunulmuştur. Ayrıca, sistemi oluşturan diğer bileşenlerin alternatifleri belirlenerek, sistem verimi üzerinde oluşturacağı etkiler belirtilmiştir.

Dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu ısı pompası ve güneş kolektör sistemi için oluşturulan matematik model ayrıntılı şekilde tanıtılarak, sistemin çalışma prensibi açıklanmıştır. Sistemde kullanılan LiCl-Su eriyiği ile ilgili termofiziksel özelliklerini içeren bağıntı ve grafikler sunulmuştur. LiCl-Su eriyiği ile çalışan absorpsiyonlu sistemlerin diğer tuz-su eriyiği kullanan sistemlere göre üstün yönleri açıklanmıştır.

TRNSYS simülasyon programı aracılığıyla, örnek bir konut tasarımı esas alınarak, Türkiye’de farklı iklimsel ve coğrafi şartlara sahip on farklı il için yapılan yıllık simülasyon sonuçları karşılaştırılmalı olarak sunulmuş, sonuçlar teknik ve ekonomik açıdan analiz edilmiştir. Sistemin kullanımının çevresel ve ekonomik açıdan sağlayacağı faydalar vurgulanmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tez çalışması kapsamında, bir konutun güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemler vasıtasıyla ısıtılması ve soğutulması konusu incelenmiştir. Bu amaçla Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü laboratuvar binasında oluşturulan deney tesisatı ile konunun deneysel olarak incelenmesi sağlanmıştır. Kurulan deney tesisatının bir bölümü, 2008/63 Eysel ve Endüstriyel Isı Pompalarının deneysel Analizi Uludağ Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi kapsamında desteklenmiştir. Ayrıca TRNSYS simülasyon programı (Anonim 2011b) ile, sistemin tüm yıllık ve belli şartlar altındaki çalışma performansları incelenerek, elde edilen deneysel veriler ile simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır.

Deney tesisatını oluşturan bileşenler şu şekilde sınıflandırılabilir:

1. Test odası
2. Absorpsiyonlu ısı pompası ünitesi
3. Güneş kolektör sistemi
4. Isı dağıtım sistemi
5. Isı atım sistemi
6. Basınçlandırma sistemi
7. Sıcak kullanım suyu sistemi
8. Yardımcı enerji kaynakları
9. Otomasyon sistemi
10. Harici enerji depolama sistemi

Şekil 3.1’de deney tesisatının şematik görünümü yer almaktadır.

3.1. Test Odası

Çalışmada, ısıtma ve soğutma uygulamasının deneysel olarak incelenmesi için iklimlendirilecek mahal, mevcut imkânlar ve proje bütçesi dâhilinde bir test odası olarak inşa edilmiştir. Test odası, 30 m² taban alanına sahiptir ve brüt hacmi 84 m³’tür. Odanın dış ortama cepheli duvarı güney-batı yönüne bakmaktadır ve bu yapı bileşeninin

üzerinde ısı iletim katsayısı $2,9 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olan, 9 m^2 çift camlı pencereler yer almaktadır. Odanın diğer duvarları, iç ortama komşudur ve tüm duvarlar 50 mm kalınlığında ekstrüde polistren yalıtım plakaları ile içten yalıtılmıştır.

Test odasının yapı bileşenlerinin özelliklerinin tespiti, kesit görüntülerinin oluşturulması ve birleştirilmiş ısı transfer katsayılarının hesaplanması ısı yalıtım hesaplama programı (Anonim 2009a) yardımıyla gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar ve yapı bileşenlerinin şekilleri EK-A'da sunulmuştur. Yapının soğutma yükü ve ısı kaybı değerleri geleneksel hesap metotları ve yerel meteorolojik değerler kullanılarak (Yamankaradeniz ve ark. 2008) hesaplanmıştır. Test odasının ısı kaybı hesabı Çizelge 3.1'de, soğutma yükü hesabı ise Çizelge 3.2'de görülmektedir. Buna göre test odasının soğutma yükü değeri 4223 W, ısıtma yükü değeri ise 2069 W olarak tespit edilmiştir. Yapılan hesaplamalarda, odanın soğutma yükünün, ısı kaybı değerinin iki katından fazla olduğu görülmektedir. Odanın güney-batı yönüne bakan pencere alanının, odanın dış ortama cepheli tek duvarının yaklaşık % 65'lik kısmını kaplamaktadır (Şekil 3.2.). Ayrıca odanın soğutma yükünün %60'lık kısmını, güneş enerjisinden kaynaklanan ışıyım kazançlarının oluşturduğu görülmüştür. Bir binanın oryantasyonu; yapının, güneşe, kuzeye ve diğer cephelere bakan pencereleri gibi mimari özelliklerinden kaynaklanan en iyi pasif güneş ısı kazanımını veya kaybını hesaplamada en önemli faktördür (Anonim 2009c). Bu nedenle ısıtma ihtiyacı, soğutma ihtiyacına göre daha yüksek olan Bursa ili şartları için, güneşlenme kazançlarını artırma yönündeki mimari tasarımlar, ısıtma ihtiyacını karşılamak için harcanan enerjinin tasarrufu noktasında büyük önem arz etmektedir.



Şekil 3.2. Test odası

Çizelge 3.1. Test odası ısı kaybı hesabı

ISI KAYBI HESABI															
Tesisin Adı: 2008/63 Güneş enerjisi laboratuvarı															
Yapı bileşeni							Isı Kaybı Hesabı				Zamlar				Top.
İşaret	Yön	Uzunluk	Yüks. veya genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkartılan Alan	Hesaba Giren Alan	Isı iletim Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	İşletme	Kat yükseklik	Yön	Toplam	Toplam Isı İhtiyacı
		m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	W/m ² °C	°C	W	%	%	%	1+%	W
ÇP		2,5	1,8	4,41	2	-	8,82	2,9	26	665,03					
DD	-	2,5	2,8	6,86	2	8,82	4,9	1,446	26	184,22					
BD	-	0,9	2,8	2,58	1	-	2,58	2,236	26	149,99					
İK	K	0,9	2	1,74	1	-	1,74	3,5	2	12,18					
İD	-	5,4	2,8	15	2	-	30,1	0,759	2	45,646					
İD	K	5,8	2,8	16,1	1	1,78	14,3	0,759	2	21,738					
BD	G	0,4	2,8	1,01	1	-	1,01	2,236	5	11,292					
TA	-	5,8	5,4	31,2	1	0,17	31,1	0,846	10	262,85					
DÖ	-	5,8	5,4	31,2	1	0,17	31,1	1	14	435,4					
											7	-	-5	1,02	1824
Toplam										1788,3					
Qs=											245 W				
Qtop=											2069 W				

Çizelge 3.2. Test odası soğutma yükü hesabı

Yapının Bulunduğu Yer: Bursa Kat: Zemin 2008/63 Güneş enerjisi lab.		ISI KAZANCI HESABI FORMU			Sahife No: 1	
Projelendirme Şartları		Hava şartları	Kuru Ter.	Yaş Ter.	İzafi Nem	(kJ/kg) (g/kg)
		Dış	37	25	39	h w
Projeleme Günü: 4 Ağustos		İç	25	19	30	15,2 19,5
Projeleme Saati: 16:00						

$$\Delta T = 12^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta w = 4,3 \text{ h/kg}$$

ODA TRANSMİSYON VE GÜNEŞ ISI KAZANÇLARI

Cins	Yön	Ölçü (mxm)	A d	Alan (cx d) (m ²)	Çık. (m ²)	Net alan (e-f) (m ²)	Güneş Yükü			Transmisyon		Duy. ısı (W)
							(W/m ²)	Dz Fk	Isı (gxh x1) (W)	U (W/m ^{2o})	ΔT _{eş} (°C)	
	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m
ÇP	G	2,45x1,8	2	4,41	-	8,82	321	0,9	2548	2,9	12	307
ID	B	2,8x5,37	1	15	-	15				0,759	3,3	38
ID	K	2,8x5,75	1	16	-	16				0,759	2,2	27
ID	D	2,8x5,37	1	15	-	15				0,759	13,3	151
DD	G	2,8x5,75	1	16	8,82	7,18				1,446	6,7	70
DK	K	0,86x2,02	1	1,74	-	1,74				3,5	2,2	14
TA	-	5,83x5,36	1	31,25	-	31,25				0,846	3,3	87

(*)Toplam güneş yükü Q güneş 2548 W

(*)Toplam Transmisyon: Q trans

694

ODA DİĞER DUYULUR ISI KAZANÇLARI

İnsanlardan duyulur ısı kazancı (Q duy)	İnsan sayısı x Q _d insan= 3 kişi x 63 W/şahıs	189
Aydınlatma duyulur ısı kazancı	Q _{TA} x A _{DET} x k ₁ = 18 W x 16 x 1	288
Diğer aletlerden ısı kazancı	Bilgisayar	300

(*)Toplam diğer duyulur ısı kazancı

777

ODA GİZLİ ISI KAZANÇLARI

İnsanlardan gizli ısı kazancı (Q gizli)	İnsan sayısı x Q _g insan= 3 kişi x 68 W/şahıs	204
---	--	-----

(**)Toplam gizli ısı kazancı

204

TOPLAM ISI KAZANÇLARI

Q top=Q güneş+Q trans.+Q duy.+Q gizli	Q toplam= 2548+694+777+204	4223W
---------------------------------------	----------------------------	-------

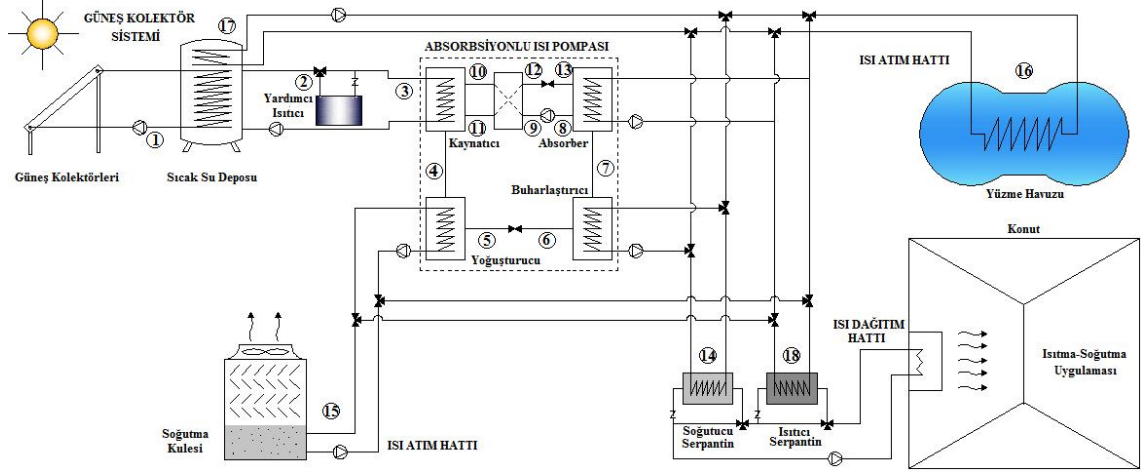
3.2. Absorbsiyonlu Isı Pompası Ünitesi

Absorbsiyonlu ısı pompaları, termal enerji vasıtasıyla ısıtma ve soğutma olayını gerçekleştiren cihazlardır. Temelde çalışma prensibi buhar sıkıştırımlı mekanik ısı pompası sistemlerine benzemektir. Buhar sıkıştırımlı çevrimde kompresörün yaptığı mekanik işlemler, absorbsiyonlu soğutma sisteminde fiziko-kimyasal işlemler sonucunda gerçekleştirilmektedir. Absorbsiyonlu sistemler temelde, kaynatıcı (reaktör ya da desorber), absorber, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve kısılma vanasından oluşur. Sistemde biri soğutucu akışkan, diğeri ise taşıyıcı akışkan olmak üzere iki farklı akışkan dolaşmaktadır ve sistem genellikle kullandığı akışkan çiftine göre isimlendirilir. Akışkanın çiftinin basınçlandırılması için eriyik pompasının kullanıldığı gibi, üçüncü bir akışkanın kullanımı ile pompaya ihtiyaç duymadan çalışan pompasız absorbsiyonlu çevrimler de mevcuttur.

Absorbsiyonlu sistemlerde soğutucu akışkan olarak amonyak (NH_3) ya da su (H_2O) kullanılır. Amonyak eriyikli sistemlerde, taşıyıcı akışkan olarak su kullanılır. Suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı sistemlerde ise taşıyıcı akışkan tuz-su eriyiğidir. Bu eriyikte genelde LiBr, LiCl, NaCl, LiI ve çeşitli tuz karışımları kullanılır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimi ile absorbsiyonlu soğutma çevrimi ve amonyak-su ile tuz-su eriyikli absorbsiyonlu sistemlerin karşılaştırılması, tek ve çok kademeli absorbsiyonlu sistemlerin özellikleri, Yamankaradeniz ve ark. (2009) tarafından detaylı olarak sunulmuştur.

Absorbsiyonlu sistemlerin çalışması için gereken termal enerjinin güneş enerjisi ile karşılanarak ısıtma-soğutma uygulaması yapılması durumunda sistem, güneş enerjisi kaynaklı absorbsiyonlu ısı pompası olarak adlandırılır. Şekil 3.3.'de bir konutun güneş enerjisi kaynaklı absorbsiyonlu ısı pompası sistemi ile ısıtılması ve soğutulmasının şematik görünümü yer almaktadır. Şekildeki sistem harici enerji depolamalı sistem olup, absorbsiyonlu sistemin çalışması için gereken termal enerji harici bir haznede depolanmaktadır. Konutsal kullanım amacıyla üretilen tuz eriyikli absorbsiyonlu sistemlerde, genellikle LiBr-Su ya da LiCl-Su eriyiği kullanılmaktadır. Burada LiBr-Su eriyiği ile çalışan, sürekli çevrimli ve harici enerji depolamalı, güneş enerjisi kaynaklı

ısı pompası sisteminin çalışma prensibi anlatılarak, sistemin konutsal uygulaması açıklanacaktır.

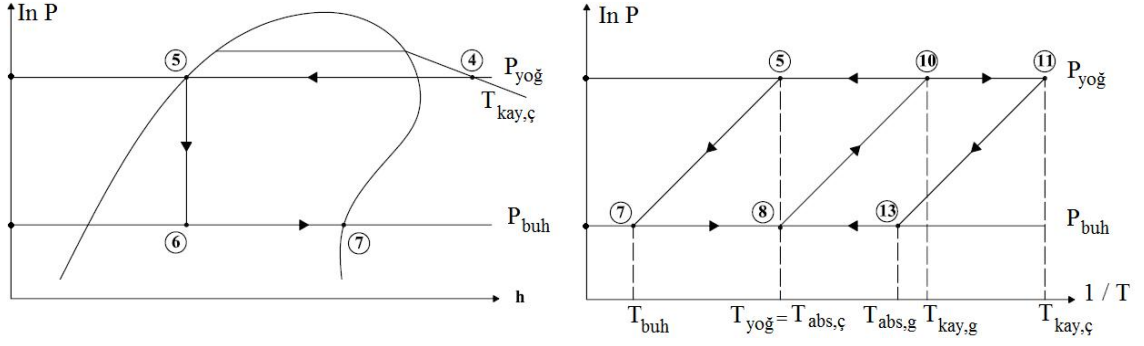


Şekil 3.3. Bir konutun güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompası sistemi ile ısıtılması ve soğutulmasının şematik görünümü

Sistemin çalışma prensibi şu şekilde açıklanabilir. Güneş kolektörleri vasıtasıyla elde edilen termal enerji, bir pompa aracılığıyla enerjinin depolandığı sıcak su deposuna gönderilir (1). Sistemin çalışması esnasında, depoda bulunan sıcak suyun sıcaklığının istenen değerin altında olması durumunda yardımcı enerji kaynağı devreye girerek, sıcaklığın istenen seviyeye çıkmasını sağlar (2). Sıcak su deposundan alınan sıcak su, bir pompa vasıtasıyla kaynatıcıya gönderilir (3). Absorberden çıkıp (8) eriyik pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek (9) ısınan LiBr bakımından fakir LiBr-Su eriyiği (fakir eriyik), kaynatıcıya gelir (10) ve sıcak su deposundan gelen yüksek sıcaklıktaki suyun ısısı ile buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden soğutucu buharı (su buharı) yoğurturucuya girer (4). Bu esnada, kaynatıcıda bulunan tüm soğutucu akışkanın buharlaşması halinde tuz kristalleşir ve sistemin çalışması durur. Bu olaya kristalizasyon denir. Kaynatıcıda LiBr konsantrasyonu artan eriyik (zengin eriyik) (11), ısı değiştiricisinden geçerek (12) fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner (13). Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğurturucuya giren (4) soğutucu buharı burada dışarıya ısı atarak yoğuşur. Yoğurturucudan tamamen yoğuşmuş olarak ayrılan soğutucu akışkan (5) bir kısılma vanasından geçerek, basıncı buharlaştırıcı

basıncına düşürülür (6). Buharlaştırıcıda, buharlaşma için gereken ısıyı çekerek soğutma olayını gerçekleştirir. Buharlaştırıcıda soğutulan ve genellikle antifriz-su karışımından oluşan soğuk taşıyıcı akışkan, harici bir dolaşım hattıyla soğutma serpantininden (14) geçirilir ve bir ısı dağıtım sistemi vasıtasıyla soğutulacak ortama gönderilerek konutun soğutulması sağlanır. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer (7). Kaynaticıdan ayrılan ve ısı değiştiricisinden geçtikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan zengin eriyik (13), buharlaştıracıdan gelen (7) soğutucu buharını absorbe eder. Absorber içerisinde LiBr bakımından zengin hale gelen eriyik pompası vasıtasıyla tekrar kaynaticıya gönderilir ve soğutma döngüsü bu şekilde tamamlanmış olur. Absorberde zengin eriyiğin soğutucu buharını absorbe etmesi esnasında ısı açığa çıkar. Bu işlemin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekmektedir. Absorberden ve yoğuşturucudan açığa çıkan ısının atılması için ısı atım hattı kullanılır. Genellikle ısı atım hatlarında ıslak ya da kuru tip soğutma kuleleri (15) kullanılır. Eğer konutta yazın ısıtılacak bir yüzme havuzu (16) mevcutsa, absorber ve yoğuşturucuda oluşan ısı, harici bir dolaşım hattı aracılığıyla yüzme havuzuna gönderilerek, havuzun ısıtılması sağlanır. Bu uygulama hem ısı pompası sisteminin verimini iyileştirir hem de yüzme havuzunun ekonomik bir şekilde ısıtılmasını sağlar. Havuzun ısıtılması ayrıca güneş kolektör sisteminden alınan bir hat (17) aracılığıyla da sağlanabilir. Soğutma uygulamasında absorpsiyonlu çevrimin In P-h ve In P- 1/T diyagramları Şekil 3.4'te görülmektedir.

Isıtma uygulamasında, konutun ısıtılması için absorber ve yoğuşturucuda oluşan ısı, üç yollu vanalar vasıtasıyla ısıtıcı serpantine (18) gönderilir. Isı dağıtım sistemi vasıtasıyla bu ısının konuta gönderilmesi sonucu ısıtma olayı gerçekleştirilir. Bu esnada, absorpsiyonlu çevrimin devam etmesi için, buharlaştıracının düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından ısı çekmesi gerekmektedir. Islak tip soğutma kuleleri bu işlem için bir ısı kaynağı olarak kullanılamaz. Bu nedenle buharlaştıracı için gereken ısının yüzme havuzu (16) ya da güneş kolektör sisteminde yer alan sıcak su deposundan (17) temin edilmesi gerekir. Söz konusu işlem, sıcak su deposundaki sıcak suyun sıcaklığını azaltarak sistem veriminin düşmesine neden olduğundan, bu işlem için yüzme havuzunun kullanılması ya da mevcutsa farklı bir düşük sıcaklıklı ısı kaynağının tercih edilmesi uygun olacaktır.



Şekil 3.4. Soğutma uygulamasında absorpsiyonlu çevrimin In P-h ve In P- 1/T diyagramları

3.2.1. Absorpsiyonlu sistemin çalışma prensibi

Deney tesisatında, absorpsiyonlu ısı pompası cihazı olarak, ticari olarak ClimateWell firması tarafından üretilen, dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu ısı pompası CW 20 modeli (Anonim 2010a) kullanılmıştır. Tek kademeli LiCl-Su eriyikli sistem, harici bir enerji depolama sistemine ihtiyaç duymaksızın termal enerjiyi kendi içerisinde depolama özelliğine sahiptir. Sistem, çevrim boyunca şarj-deşarj periyotları ile çalıştığından, kesikli absorpsiyonlu çevrim özelliğindedir. Absorpsiyonlu ısı pompası sisteminin genel görünümü Şekil 3.5’te yer almaktadır.



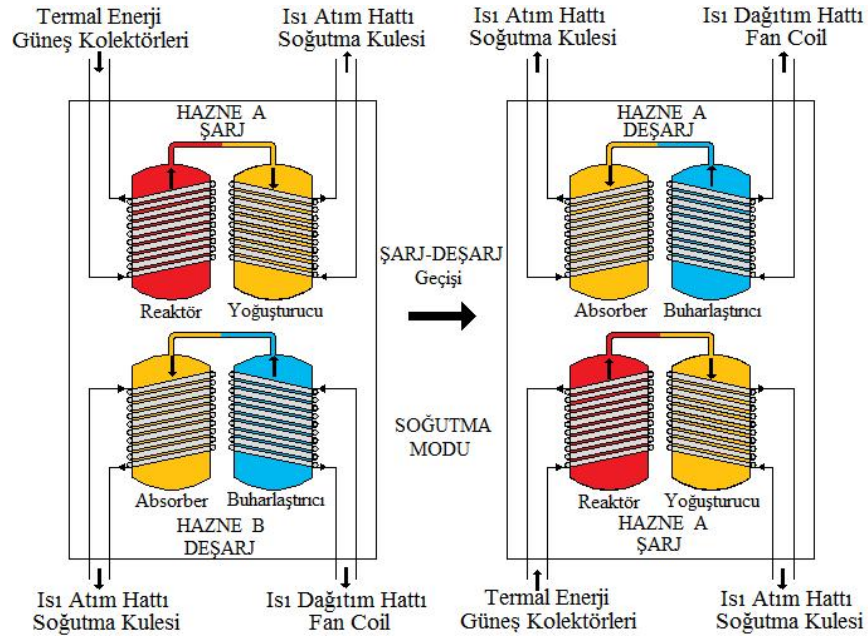
Şekil 3.5. Absorpsiyonlu ısı pompasının genel görünümü

Isı pompası sistemi, sürekli çevrim ile çalışan geleneksel absorpsiyonlu sistemlere göre önemli farklılıklara sahiptir. Sistem, birbirinden bağımsız iki eş hazne ve bu hazneleri harici hatlara bağlayan bir pompalama ünitesinden oluşmuştur. Harici tesisatlar, termal enerji hattı, ısı atımı hattı ve ısı dağıtım hattıdır. Cihaz içerisinde, enerjiyi LiCl tuzuna şarj edebilen ve depolama tankı olarak kullanılabilen veya tuzda depolanan enerjiyi soğutma enerjisi şeklinde deşarj edebilen Hazne-A ve Hazne-B olmak üzere birbirinden bağımsız iki hazne bulunmaktadır. Haznelerin şarj-deşarj geçişleri manüel ya da cihazın farklı çalışma modlarına göre otomatik olarak gerçekleştirilebilmektedir (Anonim 2010a). Her hazne, iki farklı bölmeden oluşmuştur. Bu bölmelerden, biri LiCl tuzu ile diğeri ise su ile doldurulmuştur.

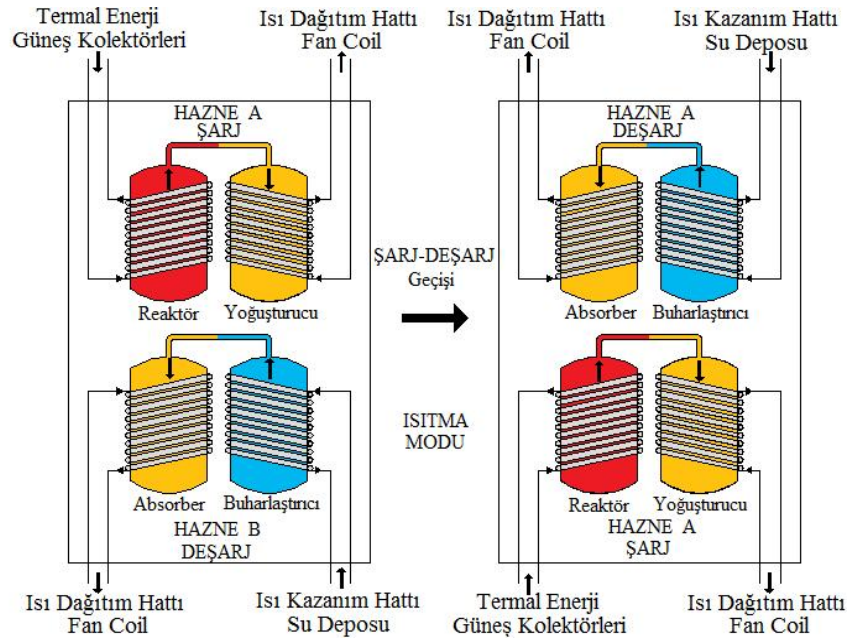
Sistemin soğutma modu için çalışma prensibinin şematik görünümü Şekil 3.6.'da görülmektedir. Sistemin soğutma modundaki şarj olayı esnasında Hazne-A'da, tuz bölmesinde (reaktör) bulunan eriyik, dışarıdan verilen termal enerji ile kurutularak, oluşan su buharı diğeri bölmeye (yoğuşturucu) gönderilir. Yoğuşturucuda oluşan termal enerji ise ısı atım hattında yer alan soğutma kulesi vasıtasıyla dışarı atılır. Deşarj olayını gerçekleştiren Hazne-B'de, tuz ile dolu olan bölümde (absorber); su ile dolu olan bölümde (buharlaştırıcı) soğutma olayını gerçekleştirmek için ortamdan çekilen termal enerji ile oluşan su buharı absorbe edilir. Bu esnada buharlaştırıcı ile soğutma olayı gerçekleştirilerek, ısı dağıtım hattı aracılığıyla mahalın soğutma yükü karşılanır. Absorberde, absorpsiyon olayı esnasında oluşan termal enerji ısı atım hattındaki soğutma kulesi vasıtasıyla dışarı atılır. Şarj-Deşarj geçişi ile şarj modunda olan Hazne-A deşarj moduna geçerek soğutma olayını gerçekleştirirken, deşarj modundaki Hazne-B şarj moduna geçerek termal enerjinin depolanmasını sağlar.

Sistemin ısıtma modu için çalışma prensibinin şematik görünümü Şekil 3.7.'de görülmektedir. Sistemin ısıtma modundaki şarj olayı esnasında Hazne-A'da, reaktörde bulunan eriyik, dışarıdan verilen termal enerji ile kurutularak, oluşan su buharı yoğuşturucuya gönderilir. Yoğuşturucuda oluşan termal enerji ise ısı dağıtım hattında yer alan fan coiller vasıtasıyla ısıtılmak istenen mahale gönderilir. Deşarj olayını gerçekleştiren Hazne-B de yer alan absorberde; buharlaştırıcı tarafından düşük sıcaklıklı bir ısı kaynağından (su deposu, yüzme havuzu) çekilen termal enerji ile oluşan su buharı

absorbe edilir. Absorberde, absorpsiyon olayı esnasında oluşan termal enerji, yoğuşturucudakine benzer şekilde ısı dağıtım hattı ile mahale gönderilerek, mahalın ısıtılması sağlanır. Şarj-Deşarj geçişi ile şarj modunda olan Hazne-A deşarj moduna geçerken, deşarj modundaki Hazne-B şarj moduna geçerek termal enerjinin depolanmasını sağlar.



Şekil 3.6. Absorpsiyonlu sistemin çalışma prensibi-soğutma modu



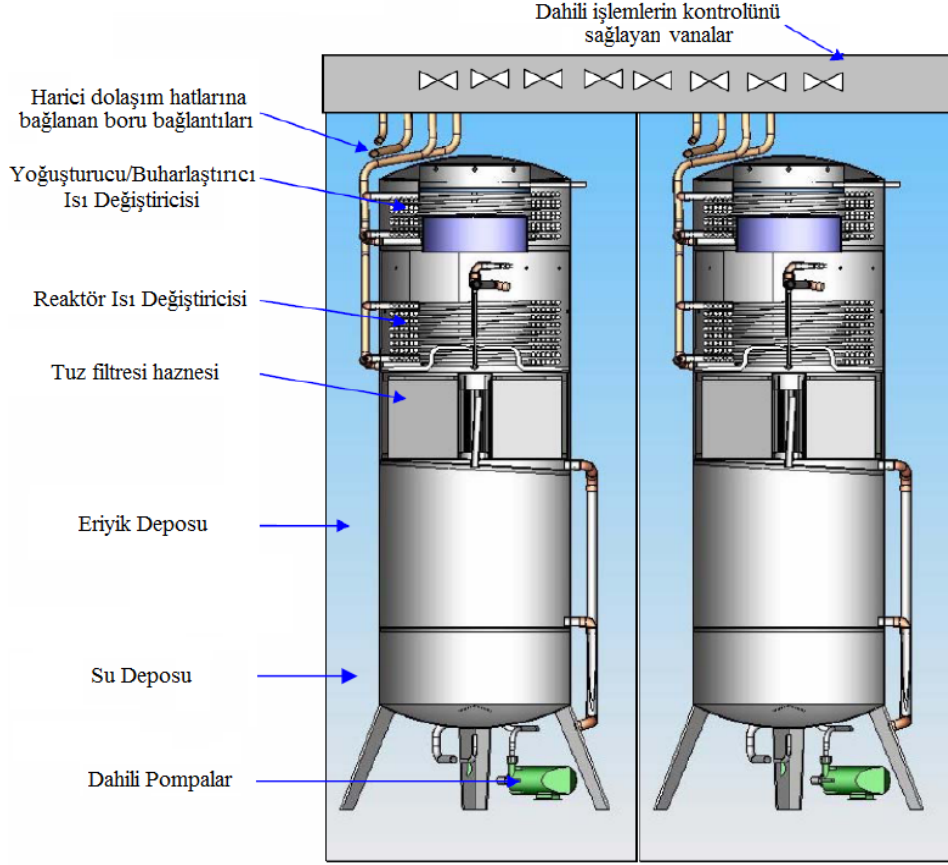
Şekil 3.7. Absorpsiyonlu sistemin çalışma prensibi-ısıtma modu

Absorbsiyonlu sistemde, haznelerde yer alan tuzlu su eriyiği, hiçbir zaman diğer hazneye geçmemektedir. Reaktörde bulunan LiCl-Su eriyiği içerisindeki suyun, tamamen buharlaşarak yoğuşturucu haznesine geçmesi durumunda hazne tamamen şarj olmuş demektir ve bu durum sistemin çalışmasında herhangi bir aksaklığa sebep olmamaktadır. Bu nedenle absorbsiyonlu sistemlerde görülen kristalizasyon tehlikesi, bu sistemde tamamen ortadan kalkmıştır. Ayrıca, güneş enerjisinden elde edilen termal enerjinin haznelerde depolanabilme özelliği, geleneksel absorbsiyonlu sistemlerdeki harici enerji depolama ihtiyacını da ortadan kaldırmaktadır. Bu sayede; sistemin kurulumunda yaşanan kurulum alanı ihtiyacı ve harici depolama sisteminin ilk kurulum maliyetine katacağı ek masraflar konusunda önemli iyileştirmeler sağlanabilmektedir.

Sistemde, Hazne A ve Hazne B dâhilinde yer alan bölmeler (reaktör-absorber, yoğuşturucu-buharlaştırıcı) etrafına spiral şeklinde sarılan ısı değiştiricileri, sistemi termal enerji, ısı atım ve ısı dağıtım hattına bağlanmıştır. Bu bağlantıların ağızlarında yer alan üç yollu vanalar, şarj-deşarj geçişlerinde akış yönünü değiştirerek, cihazın ısıtma-soğutma modları arasındaki geçişini sağlamaktadır. Bu sayede aynı ısı dağıtım sistemi ile hem soğutma, hem de ısıtma işlemi gerçekleştirilebilmektedir. Şekil 3.8.'de, absorbsiyonlu cihazın bir haznesi ve bağlantılarının görünümü, Şekil 3.9.'da ise cihazın tüm bileşenlerinin şematik görüntüsü yer almaktadır.



Şekil 3.8. Absorbsiyonlu cihazın hazne ve bağlantılarının görünümü



Şekil 3.9. Absorbsiyonlu ısı pompasının tüm bileşenlerinin şematik görünümü (Bales ve Nordlander 2005)

Üretici firmanın verdiği katalog değerlerine göre (Anonim 2010a) , absorpsiyonlu ısı pompası cihazının ısıtma enerji depolama kapasitesi 56 kWh olup, pik soğutma gücü 20 kW, ısıtma gücü 25kW'tır. Sistemin teorik soğutma tesir katsayısı 0,68 olup, sistemin kurulum şartlarına bağlı olarak bu değer 0,52-0,57 arasında değiştiği bildirilmiştir. Sistemin reaktörünü besleyen güneş hattının giriş sıcaklığı üst limiti 120°C'dir. Sistem içerisinde 74,5 l. tuz eriyiği bulunmakta ve sistemi besleyen harici dolaşım hatlarında taşıyıcı akışkan olarak %15 derişimli propilen glikol-su eriyiği kullanılmaktadır. Sistemde yer alan hareketli parça sayısının son derece az olması nedeni ile cihazın ortalama elektrik gücü tüketim değeri 18 W'tır. Absorpsiyonlu sistem içerisinde yer alan ölçüm cihazları ve yazılım programı sayesinde, sistemin reaktör-absorber, yoğuşturucu-buharlaştırıcı sıcaklık değerleri, sisteme verilen termal enerji, sistemden atılan termal enerji ve sistemin sağladığı soğutma enerjisi değerleri, sistemdeki su ve eriyik debisi ve sistemin doluluk oranı cihaz tarafından ölçülmekte ve kaydedilmektedir.

3.2.2. Absorbsiyonlu sistemin matematik modeli

Absorbsiyonlu ısı pompası sisteminde, sistemin simülasyonunda kullanılan bilgisayar programı (Anonim 2011b) için oluşturulan matematiksel model, Bales ve Nordlander (2005) tarafından sunulmuştur. Deney tesisatında yer alan absorpsiyonlu sistemin matematik modeli oluşturulurken sistem dâhilinde yer alan ve termokimyasal akümülatör özelliğindeki bir hazne göz önüne alınmıştır. Hazne, reaktör/absorber ve buharlaştırıcı/yoğuşturucu bölüntüleri ve bu bölüntüleri birbirine bağlayan buhar geçiş kanalını içermektedir. Her ana bölüm, kendine has kütle ve ısı kayıp katsayısına (UA -değeri) sahiptir. Modellemede, buharlaşma, yoğuşma ve seyrelme ısıları göz önüne alınmıştır. Şarj-deşarj durumları için tek bir UA -değeri parametre olarak kullanılmış, bu değer yoğuşturucu ve reaktörün UA -değerlerinin hesaplanmasında kullanılmıştır. Reaktör-eriyik deposu ve yoğuşturucu-su deposu arasında bir karışım akışı bulunmaktadır. Matematik model, çözüm için yapılan iterasyon işleminde, sabit iterasyon adımı kullanmaktadır.

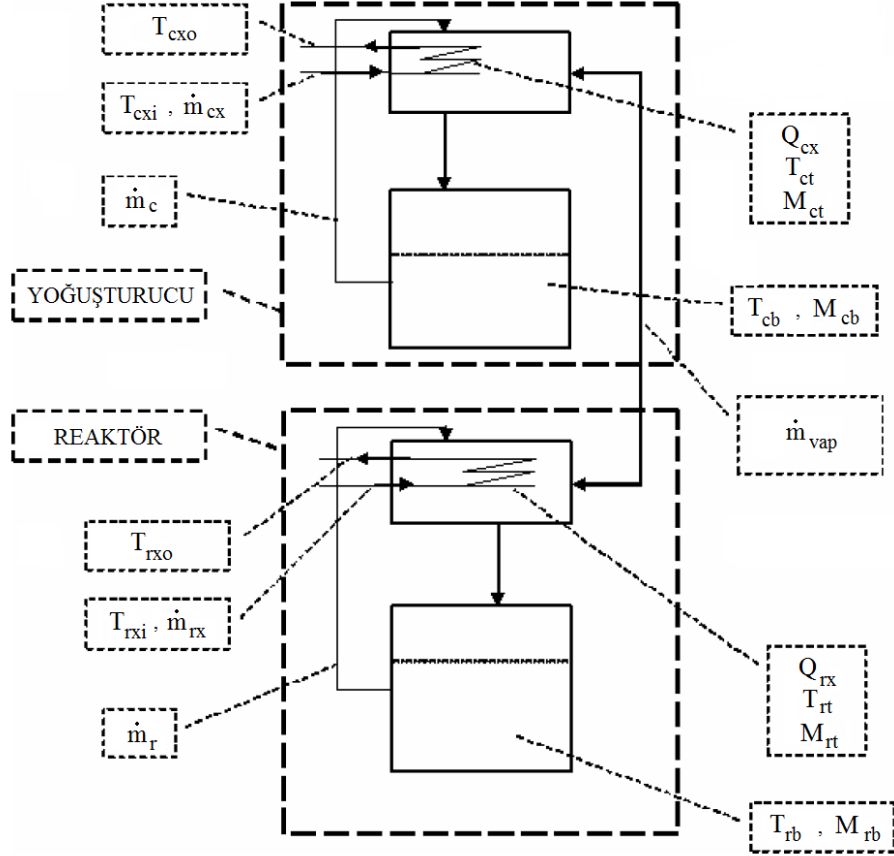
Şekil 3.10'da görüldüğü gibi, matematik modelde yoğuşturucu ve reaktörün birbirinden bağımsız iki bölümden oluştuğu kabul edilmiştir. Üstteki bölümler, bu birimlerle dış ortam arasındaki enerji geçişi için, alt bölümlerse su ve tuz-su eriyiği depolamak için kullanılmaktadır. Buna göre, yoğuşturucu olarak adlandırılan birimin üst kısmındaki bölüm yoğuşturucu alt kısmındaki bölüm ise su deposu, benzer şekilde reaktör olarak adlandırılan birimin üst kısmındaki bölüm reaktör, alt kısmındaki bölüm ise eriyik deposudur.

Yoğuşturucu ve reaktördeki ısı değiştiricilerinin sıcaklık değerlerini veren matematiksel ifadeler sırasıyla şu şekildedir;

$$T_{cxo} = T_{cxi} - (T_{cxi} - T_{ct}) \cdot e^{-\left(m_{cx} \cdot \frac{C_{p,cxf}}{UA_{cx}}\right)} \quad (3.1)$$

$$T_{rxo} = T_{rx_i} - (T_{rx_i} - T_{rt}) \cdot e^{-\left(m_{rx} \cdot \frac{C_{p,rxf}}{UA_{rx}}\right)} \quad (3.2)$$

Yoğuşturucu ve reaktördeki ısı transferi sırasıyla Denklem 3.3 ve Denklem 3.4’de, haznenin çevreye olan toplam ısı kaybı değeri ise Denklem 3.5’de verilmiştir.



Şekil 3.10. Absorbsiyonlu sistemin bir haznesinin şematik görünümü ve temel nicelikler

$$\dot{Q}_{cx} = m_{cx} \cdot C_{p,cxf} \cdot (T_{cxi} - T_{cxo}) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{rx} = m_{rx} \cdot C_{p,rx} \cdot (T_{rx} - T_{rxo}) \quad (3.4)$$

$$\dot{q}_{loss} = UA_{ct} \cdot (T_{ct} - T_{amb}) + UA_{rt} \cdot (T_{rt} - T_{amb}) + UA_{cb} \cdot (T_{cb} - T_{amb}) + UA_{rb} \cdot (T_{rb} - T_{amb}) \quad (3.5)$$

Reaktörün üst ve alt bölümlerindeki sıcaklık değerleri sırasıyla Denklem 3.6 ve Denklem 3.7; yoğuşturucunun üst ve alt bölümlerindeki sıcaklık değerleri sırasıyla Denklem 3.8 ve Denklem 3.9’da verilmiştir.

$$T_{ct} = T_{ct} + \frac{(\dot{Q}_{cx} + \dot{Q}_{cv} - UA_{ct} \cdot (T_{ct} - T_{amb})).dt_i}{M_{ct} \cdot C_{p,c}} \quad (3.6)$$

$$T_{rt} = T_{rt} + \frac{(\dot{Q}_{rx} + \dot{Q}_{rv} - UA_{rt} \cdot (T_{rt} - T_{amb})).dt_i}{M_{rt} \cdot C_{p,r}} \quad (3.7)$$

$$T_{cb} = T_{cb} - \frac{UA_{cb} \cdot (T_{cb} - T_{amb}).dt_i}{M_{cb} \cdot C_{p,c}} \quad (3.8)$$

$$T_{rb} = T_{rb} - \frac{UA_{rb} \cdot (T_{rb} - T_{amb}).dt_i}{M_{rb} \cdot C_{p,r}} \quad (3.9)$$

Başlangıç koşullarında tüm tuz kütlesi reaktörde çözülmüş halde bulunmaktadır. Tuz eriyiğinin konsantrasyon değeri x , şu şekilde hesaplanabilir;

$$x = \frac{M_{Lc}}{M_{Lc} + M_{w0} - M_{wcti} - M_{wcbi}} \quad (3.10)$$

Hesaplanan eriyik konsantrasyon değerine göre, haznenin üst ve alt bölümündeki su ve eriyik kütlesi sırasıyla aşağıdaki denklemlerle hesaplanır:

$$M_{ssrt} = x \cdot V_{rt0} \cdot \rho \cdot s \quad (3.11)$$

$$M_{wsrt} = (1 - x) \cdot V_{rt0} \cdot \rho \cdot s \quad (3.12)$$

$$M_{ssrb} = M_{Lc} - M_{ssrt} \quad (3.13)$$

$$M_{wsrb} = M_{w0} - M_{wsrt} - M_{wcti} - M_{wcbi} \quad (3.14)$$

Şarj ve deşarj işlemlerinde, sırasıyla UA_{ch} ve UA_{di} olmak üzere, farklı UA değerleri söz konusudur. Buna göre, sırasıyla şarj ve deşarj işlemleri için yoğunlaştırucu ve reaktörün UA değerleri, aşağıda sunulmuştur.

Şarj durumu için;

$$UA_{cx} = UA_{ch} \cdot 3 \quad (3.15)$$

$$UA_{rx} = UA_{ch} \quad (3.16)$$

Deşarj durumu için;

$$UA_{cx} = UA_{di} \cdot 3 \quad (3.17)$$

$$UA_{rx} = UA_{di} \quad (3.18)$$

Q_{cv} , yoğuşturucu için buharlaşmadan ötürü ısı kazanım miktarıdır ve pozitif ya da negatif değerde olabilir. Q_{cv} 'nin pozitif olması, sistemin şarj olduğunu, negatif olması ise sistemin deşarj olduğunu gösterir. Q_{cv} değerinin hesaplanması yoğuşturucu ısı değiştiricisi ısı kayıp katsayısı (UA_{cx}), yoğuşturucudaki ısı değiştiricisinde oluşan su filminin sıcaklık değerine (T_{cf}) ve yoğuşturucunun üst bölümündeki sıcaklık değerine (T_{ct}) bağlıdır. Buna göre yoğuşturucudaki ısı transfer miktarı ve yoğuşturucudaki ısı değiştiricisinde oluşan su filminin sıcaklık değeri, sırasıyla Denklem 3.19 ve 3.20'de sunulmuştur.

$$\dot{Q}_{cv} = UA_{cx} \cdot (T_{cf} - T_{ct}) \quad (3.19)$$

$$T_{cf} = T_{ct} + \frac{(T_{rt} - T_{ct} - DT_f) \cdot UA_{rx}}{UA_{rx} + UA_{cx}} \quad (3.20)$$

Denklem 3.20'de yer alan DT_f parametresi, sistem denge durumuna ulaştığında, reaktör ve yoğuşturucu arasındaki sıcaklık farkını ifade etmektedir. Bu değer, sadece eriyikte kullanılan tuz tipi (LiCl), reaktörün üst sıcaklığı ve reaktörün üst bölümündeki tuz eriyiğinin kütleli derişimine bağlıdır. DT_f parametresinin LiCl tuzu için, Conde (2004)

tarafından sunulan çalışmada verilen değerler temel alınarak hesaplanmasında kullanılabilir matematiksel ifade, Denklem 3.21’de görülmektedir.

$$DT_f = T_{rt} - (1,01803 \cdot T_{rt} - 13,3442 \cdot x_t - 122,667 \cdot x_t \cdot x_t - 0,21194 \cdot T_{rt} \cdot x_t) \quad (3.21)$$

Denklem 3.21’de yer alan haznenin üst kısmındaki eriyiğin derişim miktarı x_t değeri şu şekilde hesaplanır;

$$x_t = \frac{M_{ssrt}}{M_{ssrt} + M_{wsrt}} \quad (3.22)$$

Yoğuşturucudaki ısı transfer miktarının hesaplanmasından sonra, reaktördeki ısı transferi miktarının hesaplanması da eriyiğin buharlaşma ve seyrelmesindeki diferansiyel entalpi değerine bağlı olarak Denklem 3.23 ile hesaplanabilir. LiCl-Su eriyiğinin seyrelmesindeki diferansiyel entalpi değerinin hesabı, Bölüm 3.2.3.’de açıklanacaktır.

$$\dot{Q}_{rv} = \frac{-\dot{Q}_{cv} \cdot (H_{vap} + H_{dil})}{H_{vap}} \quad (3.23)$$

Sistem şarj durumundayken, ısının bir kısmı suyun buharlaştırılması için, diğer kısmı ise, bir enerji depolama formu olan, tuzun bağ yapısını bozmak için kullanılır. Sistemdeşarj durumundayken, tuz eriyiğinin seyrelmesi ve yoğuşmadan ötürü, tuzda depolanan enerji serbest kalır.

Su buharının geçişine bağlı reaktör ve yoğuşturucu arasındaki kütle transferi, haznenin durumuna göre değişkenlik gösterebilir. Sistem şarj durumundayken buhar reaktörden yoğuşturucuya doğru hareket eder. Bu nedenden ötürü reaktörün üst bölümünde bulunan suyun bir kısmı yoğuşturucuya giderken, eriyiğin belirli bir miktarı da alt kısımdan üst kısma doğru pompalanarak, üst kısımdaki eriyik kütlesi sabit değerde tutulur.

Reaktörün üst bölümündeki su kütlesi, reaktörün üst bölümünün hacmi ve bu bölümün doldurulması için gereken kütle miktarını gösteren matematiksel ifadeler, sırasıyla Denklem 3.24, Denklem 3.25 ve Denklem 3.26'da verilmiştir.

$$M_{wsrt} = M_{wsrt} + M_f \cdot (1 - x_b) \quad (3.24)$$

$$V_{rt} = \frac{M_{wsrt} + M_{ssrt}}{r_{-s}} \quad (3.25)$$

$$M_f = (V_{rt0} - V_{rt}) \cdot r_{-s} \quad (3.26)$$

$M_{wsrb} + M_{ssrb} - M_f < 1$ olması durumunda $M_f = 0$ 'dır ve bu ifade reaktörün alt bölümünün boş olduğunu ifade eder. Buna göre LiCl konsantrasyonun alt ve üst bölümlerdeki değeri sırasıyla Denklem 3.27 ve Denklem 3.28'de görüldüğü gibi hesaplanabilir.

$$x_t = \frac{M_{ssrt}}{M_{ssrb} + M_{wsrt}} \quad (3.27)$$

$$x_b = \frac{M_{ssrb}}{M_{ssrb} + M_{wsrb}} \quad (3.28)$$

Eğer, $M_f \geq 0$ ise tuz eriyiği alt bölümden üst bölüme doğru pompalanır. Bu durumda, LiCl eriyiğinin konsantrasyonu, reaktördeki su kütlesi ve üst bölümdeki sıcaklık değerini veren matematiksel ifadeler, sırasıyla aşağıda sunulmuştur.

$$M_{wsrt} = M_{wsrt} + M_f \cdot (1 - x_b) \quad (3.29)$$

$$M_{wsrb} = M_{wsrb} + M_f \cdot (1 - x_b) \quad (3.30)$$

$$M_{ssrt} = M_{ssrt} + M_f \cdot x_b \quad (3.31)$$

$$M_{ssrb} = M_{ssrb} + M_f \cdot x_b \quad (3.32)$$

$$T_{rt} = \frac{T_{rt} \cdot M_{rt} + T_{rb} \cdot M_f}{M_{rt} + M_f} \quad (3.33)$$

Eğer, $M_f < 0$ ise tuz eriyiği üst bölümden alt bölüme doğru pompalanır. Bu durumda, LiCl eriyiğinin konsantrasyonu, reaktördeki su kütlesi ve üst bölümdeki sıcaklık değerini veren matematiksel ifadeler, sırasıyla aşağıda sunulmuştur.

$$M_{wsrt} = M_{wsrt} + M_f \cdot (1 - x_t) \quad (3.34)$$

$$M_{wsrb} = M_{wsrb} + M_f \cdot (1 - x_t) \quad (3.35)$$

$$M_{ssrt} = M_{ssrt} + M_f \cdot x_t \quad (3.36)$$

$$M_{ssrb} = M_{ssrb} + M_f \cdot x_t \quad (3.37)$$

$$T_{rb} = \frac{T_{rb} \cdot M_{rb} + T_{rt} \cdot M_f}{M_{rb} - M_f} \quad (3.38)$$

Buharın transferinden ötürü, reaktörün üst bölümündeki eriyiğin derişimi artmış ya da derişimi azalarak eriyik seyrelmiş olabilir. Bu nedenden ötürü reaktörün üst bölümündeki eriyiğin denge durumunda kalabilmesi için ekstra su ya da tuza ihtiyaç duyulur. Reaktörün üst bölümündeki eriyiğin seyrelmesinden ötürü oluşan sıcaklık değişiminin matematiksel ifadesi Denklem 3.39'da yer almaktadır. Reaksiyon her halükarda devam eder ve ihtiyaç duyulan monohidrat kristali miktarı, seyrelmeden ötürü oluşan sıcaklık değişiminin belirlenmesinde anahtar parametredir. Denklem 3.41'de yer alan konsantrasyon ifadesi, Conde (2004)'nin sunduğu verilere göre ifade edilmiştir.

$$T_{rt} = T_{rt} + \frac{dM_m \cdot H_{solv}}{M_{rt} - C_{p,r}} \quad (3.39)$$

$$dM_m = \frac{(x_e - x_t) \cdot (M_{ssrt} + M_{wsrt}) \cdot (42,4 + 18)}{42,4} \quad (3.40)$$

$$x_e = -0,0000046427 \cdot T_{rt} \cdot T_{rt} + 0,0019011210 \cdot T_{rt} + 0,410579 \quad (3.41)$$

Eğer, $(M_{mcr} - dM_m) < 0,1$ ya da $(M_{ssrt} - dM_m) < 0,1$ ya da $(M_{wsrt} - dM_m) < 0,1$ ise yeterli miktarda eriyik ya da su yok demektir ve dM_m değeri sıfır alınır. Reaktörün üst bölümündeki eriyik içerisinde bulunan LiCl kütlesi (M_{ssrt}) ve reaktörün üst bölümündeki eriyik içerisinde bulunan tuz kütlesi (M_{wsrt}), sırasıyla Denklem 3.42 ve Denklem 3.43 yardımıyla hesaplanabilir.

$$M_{ssrt} = M_{ssrt} + dM_m \cdot \frac{42,4}{(42,4 + 18)} \quad (3.42)$$

$$M_{wsrt} = M_{wsrt} + dM_m \cdot \frac{18}{(42,4 + 18)} \quad (3.43)$$

Yoğuşturucunun üst bölümündeki kütle miktarı (M_{ct}) Denklem 3.44, alt bölümündeki kütle miktarı (M_{cb}) ise Denklem 3.45 ile hesaplanır.

$$M_{ct} = M_{ct0} + M_{wcti} \quad (3.44)$$

$$M_{cb} = M_{cb} + M_{vap} \quad (3.45)$$

Sistem şarj durumunda ise su buharı kütlesi sıfırdan büyüktür ($M_{vap} > 0$) ve bu durumda yoğuşturucunun alt bölümündeki sıcaklık değeri Denklem 3.46 ile hesaplanır. Sistemindeşarj durumunda yoğuşturucunun üst bölümündeki sıcaklık değeri Denklem 3.47 ile bulunur.

$$T_{cb} = \frac{T_{cb} \cdot (M_{cb} - M_{vap}) + T_{ct} \cdot M_{vap}}{M_{cb}} \quad (3.46)$$

$$T_{ct} = \frac{T_{ct} \cdot (M_{ct} + M_{vap}) - T_{cb} \cdot M_{vap}}{M_{ct}} \quad (3.47)$$

Bu sıcaklık değerlerinin değişimi, buharın kütle transferinden etkilendiği gibi, dahili karışım pompasından da etkilenecektir. Buna göre, dT_i , modeldeki iterasyon adım süresi olmak üzere, yoğuşturucunun alt bölümündeki sıcaklık değeri Denklem 3.48 ile yoğuşturucunun üst bölümündeki sıcaklık değeri Denklem 3.49 ile bulunur.

$$T_{cb} = T_{cb} + \frac{T_{ct} \cdot m_c \cdot dt_i - T_{cb} \cdot m_c \cdot dt_i}{M_{cb}} \quad (3.48)$$

$$T_{ct} = T_{ct} + \frac{T_{cb} \cdot m_c \cdot dt_i - T_{ct} \cdot m_c \cdot dt_i}{M_{ct}} \quad (3.49)$$

Reaktörün üst bölümü için eriyiğin denge sıcaklığı şu şekilde hesaplanır;

$$T_{ert} = 1213,1 \cdot x_i \cdot x_i - 467,79 \cdot x_i - 13,127 \quad (3.50)$$

Genel olarak, eriyiğin ortalama konsantrasyon değeri, denklem 3.51 ile hesaplanır.

$$x = \frac{M_{LC}}{M_{rt} + M_{rb} - M_{rt0} - M_{rb0}} \quad (3.51)$$

Bales ve Nordlander (2005) tarafından absorpsiyonlu ısı pompası sisteminin simülasyonunda kullanılan bilgisayar programı (Anonim 2011b) için oluşturulan matematiksel model ile sisteme ait değişkenler belirlenerek birçok farklı uygulama için sistemin performansı hesaplanabilmektedir. Konu ile ilgili sistemin performansını belirlemeye yönelik yapılan benzer çalışmalar (Sanjuan ve ark. 2010, Soutullo ve ark. 2011) literatürde yer almaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı (STK) değeri, birim enerji başına yapılan soğutma olarak tarif edilir. Buna göre soğutma tesir katsayısı, sistemin

buharlaştırıcı gücünün kaynatıcı (reaktör) gücüne oranı olarak ifade edilebilir (Denklem 3.52)

$$STK = \frac{Q_{buh}}{Q_{kay}} \quad (3.52)$$

Isıtma tesir katsayısı (ITK) ise, birim enerji başına yapılan ısıtma olarak tarif edilir. Isıtma tesir katsayısı, sistemin yoğuşturucu ve absorber güçlerinin toplamının, kaynatıcı gücüne oranı olarak ifade edilebilir (Denklem 3.53)

$$ITK = \frac{Q_{yoğ} + Q_{abs}}{Q_{kay}} \quad (3.53)$$

Deney tesisatında yer alan absorpsiyonlu ısı pompası sistemi, şarj ve deşarj geçişleri ile kesikli olarak çalışmaktadır. Buna göre sistemin belli bir periyotta soğutma tesir katsayısının hesaplanmasında; soğutma tesir katsayısı, sistemin buharlaştırıcısından elde edilen soğutma enerjisinin, bu işlemin gerçekleşmesi için sistemin reaktörüne şarj edilen termal enerjiye oranı olarak ifade edilebilir (Denklem 3.54) Benzer şekilde, sistemin ısıtma tesir katsayısı, sistemin absorber ve yoğuşturucusundan elde edilen termal enerjinin, bu işlemin gerçekleşmesi için sistemin reaktörüne şarj edilen termal enerjiye oranıdır (Denklem 3.55)

$$STK = \frac{Q_{buh}}{Q_{re}} \quad (3.54)$$

$$ITK = \frac{Q_{yoğ} + Q_{abs}}{Q_{re}} \quad (3.55)$$

Çalışma dahilinde yapılan deneylerde, soğutma ve ısıtma periyotlarının soğutma ve ısıtma tesir katsayıları sırasıyla Denklem 3.54 ve Denklem 3.55 yardımıyla bulunarak, absorpsiyonlu sistemin bu periyotlar boyunca ısıtma-soğutma performansları incelenmiştir.

3.2.3. LiCl-Su eriyiğinin termofiziksel özellikleri

LiCl-Su eriyiğinin termofiziksel özelliklerinin tespiti ile ilgili çalışma Conde (2004) tarafından detaylı olarak sunulmuştur. Conde'nin (2004) bildirdiğine göre, LiCl-Su eriyiğinin diferansiyel entalpi değeri, Denklem 3.56 kullanılarak hesaplanabilir. Denklemlerde yer alan H katsayıları, Çizelge 3.3'de gösterilmiştir.

$$\Delta h_d = \Delta h_{d,0} \left[1 + \left(\frac{\zeta}{H_1} \right)^{H_2} \right]^{H_3} \quad (3.56)$$

Denklemden yer alan ζ terimi, eriyik konsantrasyonuna (ξ) bağlı olup Denklem 3.57 ile hesaplanır.

$$\zeta = \frac{\xi}{H_4 - \xi} \quad (3.57)$$

Referans $\Delta h_{d,0}$ değeri sıcaklığa bağlı bir parametre olup aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\Delta h_{d,0} = H_5 + H_6 \theta \quad (3.58)$$

İndirgenmiş sıcaklık değeri, bir akışkanın gerçek sıcaklık değerinin, o akışkanın kritik sıcaklık değerine bölünmesi ile elde edilir. Denklem 3.58'de yer alan θ değeri, tuz eriyiğinin indirgenmiş sıcaklık değeri olup, Denklem 3.59 ile hesaplanabilir (Conde 2004).

$$\theta = \sum_{i=0}^2 A_i \xi^i \quad (3.59)$$

Denklem 3.59'da ξ parametresi, eriyik içerisindeki tuzun kütle oranı yani eriyik konsantrasyonu olup, A_i değerleri Çizelge 3.4'te gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. LiCl-Su eriyiğinin diferansiyel entalpi değerinin hesaplanmasında kullanılan denklemdeki parametreler (Conde 2004)

LiCl-H ₂ O	
H ₁	0,845
H ₂	-1,965
H ₃	-2,265
H ₄	0,6
H ₅	169,105
H ₆	457,85

Çizelge 3.4. LiCl-Su eriyiğinin çözülebilirlik sınırlarını tanımlayan denklemdeki parametreler (Conde 2004)

Sınır	A ₀	A ₁	A ₂
Buz hattı	0,422088	-0,9041	-2,93635
LiCl-5H ₂ O	-0,00534	2,01589	-3,11459
LiCl-3H ₂ O	-0,56036	4,72308	-5,81105
LiCl-2H ₂ O	-0,31522	2,88248	-2,62433
LiCl-H ₂ O	-1,31231	6,17767	-5,03479
LiCl	-1,3568	3,44854	0

LiCl-Su eriyiği için basınç, sıcaklık ve konsantrasyon arasındaki ilişkiyi gösteren grafik, Conde (2004) tarafından sunulmuştur. İndirgenmiş sıcaklık değerinde olduğu gibi, indirgenmiş basınç değeri (π) de bir akışkanın gerçek basınç değerinin, o akışkanın kritik basınç değerine bölünmesi ile elde edilir. LiCl-Su eriyiği için π değeri aşağıdaki denklem yardımıyla bulunabilir.

$$\pi = \pi_{25} f(\xi, \theta) \quad (3.60)$$

Denklem 3.60'te yer alan $f(\xi, \theta)$ ve π_{25} değerleri, sırasıyla Denklem 3.61 ve Denklem 3.62 ile hesaplanabilir.

$$f(\xi, \theta) = A + B\theta \quad (3.61)$$

$$\pi_{25} = 1 - \left[1 + \left(\frac{\xi}{\pi_6} \right)^{\pi_7} \right]^{\pi_8} - \pi_9 e^{-\frac{(\xi-0,1)^2}{0,005}} \quad (3.62)$$

Denklem 3.61’de yer alan A ve B katsayılarının hesaplanması, sırasıyla Denklem 3.63’de ve Denklem 3.64’te sunulmuştur.

$$A = 2 - \left[1 + \left(\frac{\xi}{\pi_0} \right)^{\pi_1} \right]^{\pi_2} \quad (3.63)$$

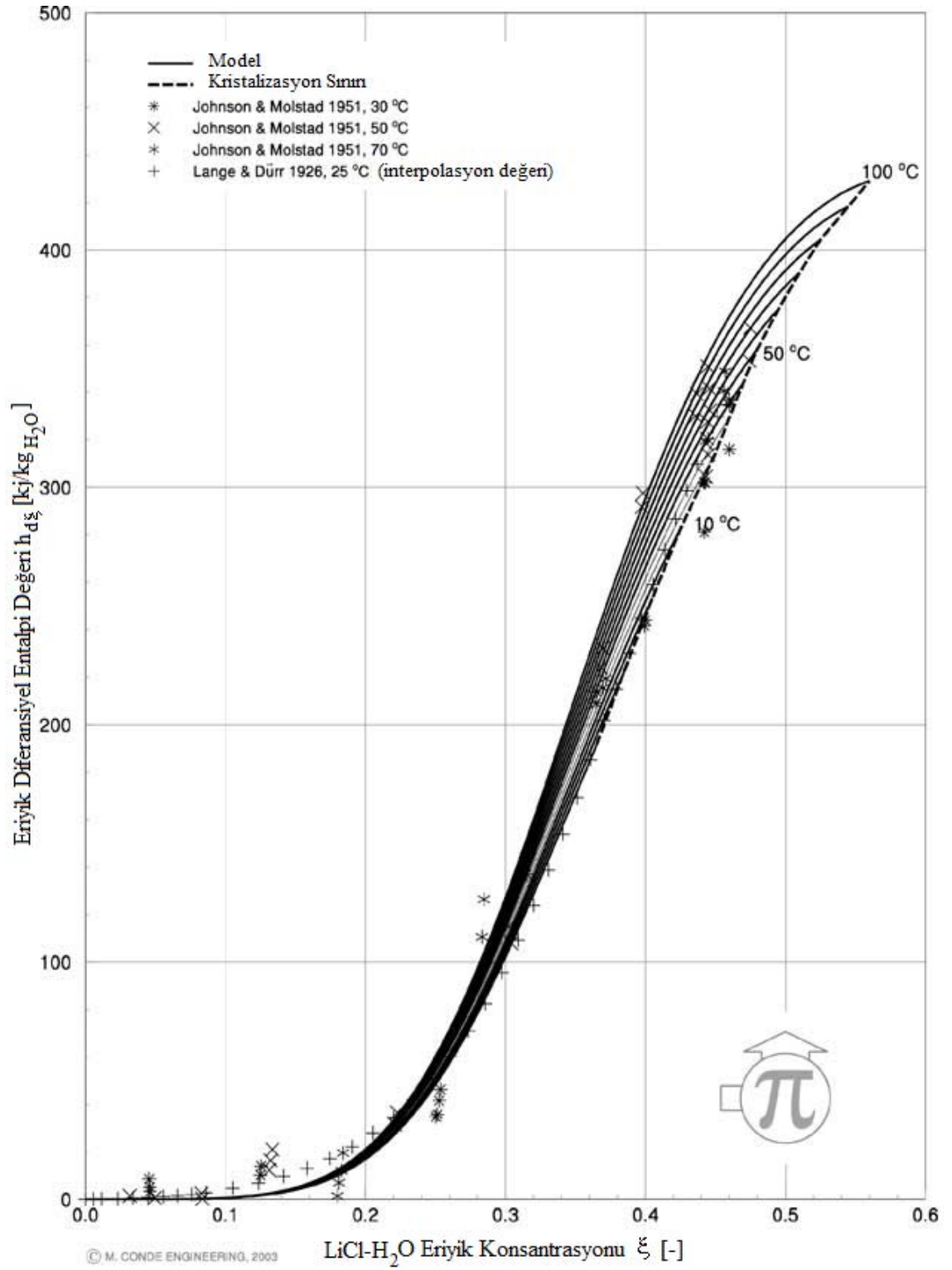
$$B = \left[1 + \left(\frac{\xi}{\pi_3} \right)^{\pi_4} \right]^{\pi_5} \quad (3.64)$$

LiCl-Su eriyiğinin buhar basıncının hesaplanmasında kullanılan parametreler, Çizelge 3.5’de görülmektedir.

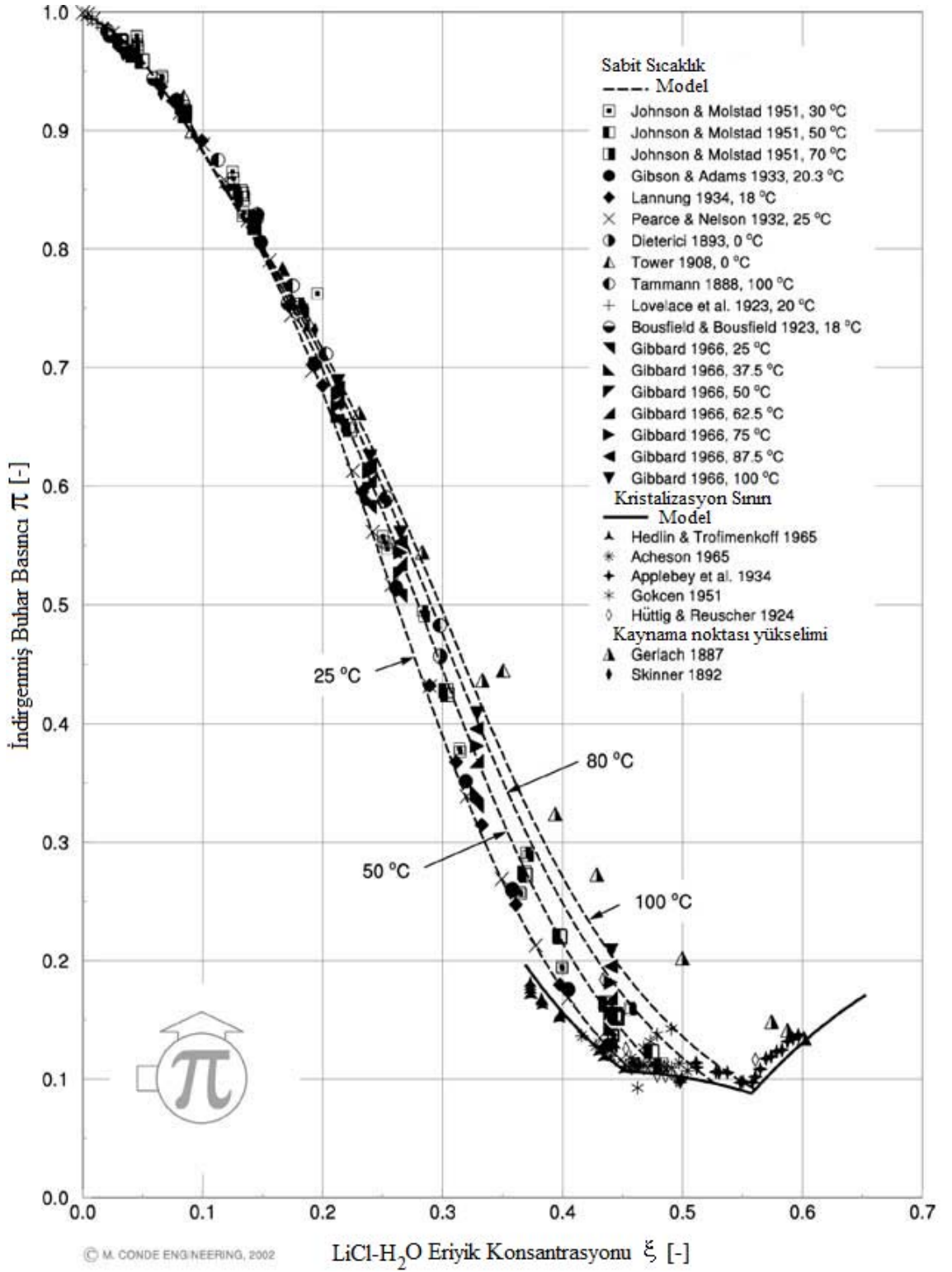
Şekil 3.11’de farklı metotlar ile elde edilen LiCl-Su eriyiğinin seyrelmesinde diferansiyel entalpi değerinin, eriyik konsantrasyonuna bağlı değişiminin grafiği yer almaktadır. LiCl-Su eriyiği için basınç, sıcaklık ve konsantrasyon arasındaki ilişkiyi gösteren grafik ise Şekil 3.12’de görülmektedir.

Çizelge 3.5. LiCl-Su eriyiğinin buhar basıncının hesaplanmasında kullanılan parametreler (Conde 2004)

LiCl-H ₂ O	
π_0	0,28
π_1	4,3
π_2	0,6
π_3	0,21
π_4	5,1
π_5	0,49
π_6	0,362
π_7	-4,75
π_8	-0,4
π_9	0,03



Şekil 3.11. LiCl-Su eriyiğinin seyrelmesinde diferansiyel entalpi değerinin, eriyik konsantrasyonuna bağlı değişiminin grafiği (Conde 2004).



Şekil 3.12. LiCl-Su eriyiği için indirgenmiş basınç- sıcaklık- konsantrasyon diyagramı (Conde 2004)

Tuz-Su eriyikli absorpsiyonlu sistemlerde kullanılmak üzere birçok tuz bileşimi ve farklı özellikteki tuzların bir arada kullanıldıkları tuz karışımları mevcuttur. Bu bileşim ve karışımların termofiziksel özellikleri, sistem performansı ve sistemin çalışma özellikleri konusunda oldukça önemlidir. Çalışmanın bu bölümünde, deney tesisatındaki absorpsiyonlu sistemde kullanılan LiCl tuzu ile diğer tuz bileşim ve karışımlarının absorpsiyonlu sistemlerde kullanımı durumunda sistemin termodinamiksel özelliklerini tanımlayan matematiksel ifadeler sunulacaktır.

Literatürde yer alan çalışmalarda, tuz-su eriyikli absorpsiyonlu sistemlerde kullanılan tuz bileşim ve karışımları arasında en çok kullanılan LiBr ve LiCl tuzlarıdır. Bunun dışında diğer birçok bileşim ve karışım ile ilgili çalışmalar literatürde mevcuttur. Saravanan ve Maiya (1998) tarafından yapılan çalışmada, birbirinden farklı onaltı tuz-su eriyiğinin bileşim özellikleri belirtilerek, bu eriyiklerin absorpsiyonlu sistemlerde kullanımı durumunda sistemin termodinamiksel açıdan karşılaştırma sonuçları sunulmuştur.

Saravanan ve Maiya (1998) çalışmalarında, farklı eriyik bileşimine bağlı absorpsiyonlu sistemin performans özelliklerinin incelenmesinde, model olarak 1 kW soğutma gücünde bir sistemi göz önüne almıştır. Sistemin buharlaştırıcı sıcaklığının 278,15–288,15 K (5–15°C), yoğuşturucu ve absorber sıcaklığının 298,15–318,15 K (25–45 °C), kaynatıcı sıcaklığının 340–365 K (67–92 °C) ve eriyik eşanjörü etkinliğinin 0,5-0,9 arasında olduğu kabul edilmiştir. Çalışmada, söz konusu eriyiklerin kullanılması durumunda, sistemin minimum kaynatıcı giriş sıcaklığı, dolaşım oranı ve soğutma tesir katsayısı karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.

Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısıtma-soğutma sistemlerinde, sistem performansına etki eden en önemli parametre, kaynatıcıyı besleyen ısı kaynağının, kaynatıcıya giriş sıcaklığıdır (Pastakkaya ve ark. 2008). Saravanan ve Maiya'ya (1998) göre kaynatıcı sıcaklığının minimum değerinin ($T_{g,min}$), absorpsiyonlu sistemin buharlaştırıcı sıcaklığı (T_e), absorber sıcaklığı (T_a) ve yoğuşturucu sıcaklığına (T_c) bağlı ifadesi, Denklem 3.65'de yer almaktadır. Bu denklemdeki a , b , c ve d katsayılarının farklı eriyik bileşimine göre aldığı değerler, Çizelge 3.6'da görülmektedir.

$$T_{g,\min} = a + \left(\frac{T_c}{T_e}\right)b + \left(\frac{T_a}{T_e}\right)c + (T_c T_a T_e)d \quad (3.65)$$

Çizelge 3.6. Denklem 3.65 için sabit sayıların farklı eriyik bileşimleri için değerleri (Saravanan ve Maiya 1998)

No:	Eriyik bileşimi	a	b	c	d	Standart Hata
1	H ₂ O-NaOH	-317,7409782	247,122163	246,9706805	4,432784562E-06	0,151
2	H ₂ O-LiI	-220,2742536	226,7463959	185,2686679	4,03839009E-06	0,041
3	H ₂ O-LiCl	-169,0185339	155,3155953	190,3458064	4,575803156E-06	0,061
4	H ₂ O-LiBr	-232,3238921	217,76489634	201,5643421	4,17105216E-06	0,023
5	H ₂ O-LiCl + LiNO ₃	-226,5498708	208,9276819	206,2406563	4,117786381E-06	0,060
6	H ₂ O-LiBr + LiI	-229,507457	209,3421344	204,5579544	4,257637975E-06	0,022
7	H ₂ O-LiBr+ ZnBr ₂	-237,843692	265,2717328	161,2994604	4,160616957E-06	0,121
8	H ₂ O-LiBr + LiNO ₃	-233,7937027	214,9986573	204,4168507	4,218779341E-06	0,016
9	H ₂ O-LiBr + LiSCN	-234,345123	218,9324521	194,3568319	4,12984234E-06	0,098
10	H ₂ O-LiBr+ LiCl + ZnCl ₂	-215,058622	206,7567316	193,6002527	4,287481922E-06	0,033
11	H ₂ O-LiBr + ZnCl ₂ +CaBr ₂	-229,9198817	214,3361735	203,335341	4,123930989E-06	0,040
12	H ₂ O-LiBr + ZnBr ₂ +LiCl	-161,4896927	142,6188192	148,0260552	6,817251482E-06	0,293
13	H ₂ O-LiBr + LiI+ C ₂ H ₆ O ₂	-226,9788242	227,7223458	184,9328655	4,28902657E-06	0,014
14	H ₂ O-NaOH + KOH + CsOH	-196,6308284	231,232197	172,5896185	3,519814669E-06	0,284
15	H ₂ O-LiNO ₃ +KNO ₃ +NaNO ₃	-325,5921569	247,754587	249,214876	4,591531714E-06	0,058
16	H ₂ O-LiCl + CaCl ₂ +Zn(NO ₃) ₂	-228,7562371	217,5873201	194,9003216	4,678921874E-06	0,058

Düşük yoğunlaştırıcı sıcaklığı, daha düşük yoğunlaştırıcı basıncı anlamına gelmektedir ve bu durumda daha düşük minimum kaynatıcı sıcaklıkları elde edilebilmektedir. Sistemin çalışma esnasında yoğunlaştırıcı sıcaklığının düşük olması için iyi ve verimli bir ısı atım sistemi gerekmektedir. Bu şekilde ısı atım sisteminin veriminin artırılması, minimum kaynatıcı sıcaklığı üzerinde olumlu bir etki yaratacaktır. Ayrıca absorber sıcaklığının azalması, yoğunlaştırıcı sıcaklığının azalmasına benzer şekilde, minimum kaynatıcı sıcaklığını azaltmaktadır. Saravanan ve Maiya (1998) çalışmalarında; göz önüne alınan yoğunlaştırıcı sıcaklığı aralığında ve en düşük buharlaştırıcı sıcaklığında en düşük minimum kaynatıcı sıcaklığı değerinin LiCl-Su eriyiğine ait olduğu sonucuna varmıştır.

Absorbsiyonlu sistemlerde dolaşım oranı, sistem tasarımı ve optimizasyonu için önemli bir parametredir. Dolaşım oranı (CR), kaynatıcıya giren fakir eriyiğin kütleli debisinin, soğutucu akışkan kütleli debisine oranı olarak tanımlanır. X_{ss} zengin eriyiğin

konsantrasyonu, X_{ws} fakir eriyiğin konsantrasyonu olmak üzere dolaşım oranı aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$CR = \frac{X_{ss}}{X_{ss} - X_{ws}} \quad (3.66)$$

Regresyon analizi ile kaynatıcı, buharlaştırıcı ve ısı atım sıcaklıklarına göre dolaşım oranını veren matematiksel ifade Saravanan ve Maiya (2007) tarafından aşağıdaki şekilde tanımlanarak, bu denklemde yer alan katsayılar, farklı akışkanlar için söz konusu çalışmada sunulmuştur. Bu parametrelerin LiCl eriyiği için aldığı değerler Çizelge 3.7’de verilmiştir.

$$\ln(CR) = a_0 + a_1T_c + \frac{a_2}{T_c} + a_3T_e + \frac{a_4}{T_e} + b_0T_a + \frac{b_1}{T_a} + b_2T_g + \frac{b_3}{T_g} \quad (3.67)$$

Çizelge 3.7. Denklem 3.67’de kullanılan sabit sayıların LiCl-Su eriyiği için değerleri (Saravanan ve Maiya 1998).

Eriyik bileşimi	No:	a	b	Standart Hata
H ₂ O-LiCl	0	1273,829539	0,06619536977	0,030
	1	0,1196907165	-950,3010264	
	2	6209,565459	-0,03397158207	
	3	-2,407349643	2596,834793	
	4	-187338,5096	-	

Kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesi ile birlikte dolaşım oranı azalmaktadır. Her iki sıcaklık da eriyik eşanjörü etkenliğinden bağımsız olup, kaynatıcı sıcaklığındaki artış zengin eriyik konsantrasyonunu arttırmakta, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış ise fakir eriyik konsantrasyonunu azaltmaktadır. Bu iki durum, dolaşım oranının azalmasına sebep olmaktadır. Belirli bir kaynatıcı sıcaklığında, yoğunlaştırıcı sıcaklığındaki düşüş, fakir eriyiğin konsantrasyonunun da azalmasına sebep olacaktır. Absorber sıcaklığındaki azalma ise, zengin eriyik konsantrasyonunun artmasını sağlayacaktır. Buna göre, absorber ve yoğunlaştırıcı sıcaklığındaki düşüş, dolaşım oranını önemli ölçüde arttıracaktır.

Regresyon analizi ile kaynatıcı, buharlaştırıcı ve ısı atım sıcaklıkları ve eriyik eşanjörü etkenliğine (E_h) göre soğutma tesir katsayısını (STK) veren matematiksel ifade Saravanan ve Maiya (2007) tarafından Denklem 3.68’de görüldüğü şekliyle tanımlanarak, bu denklemde yer alan katsayılar, farklı akışkanlar için söz konusu çalışmada sunulmuştur. Bu parametrelerin LiCl eriyiği için aldığı değerler Çizelge 3.8’de verilmiştir.

$$STK = a0 + a1T_g^{a2}T_c^{a3}T_a^{b0}E_h^{b1}T_e^{b2} \quad (3.68)$$

Çizelge 3.8. Denklem 3.68’de kullanılan sabit sayıların LiCl-Su eriyiği için değerleri (Saravanan ve Maiya 1998).

Eriyik bileşimi	No:	a	b	Standart Hata
H ₂ O-LiCl	0	4,010188797	1,792747157	0,012
	1	-0,5746291303	-1,255213476	
	2	1,669212832	0,8517799164	
	3	-1,908774156	-	

3.3. Güneş Kolektör Sistemi

Deney tesisatında yer alan absorpsiyonlu cihazın çalışması için gereken termal enerji, güneş kolektörleri aracılığı ile güneş enerjisinden karşılanmaktadır. Güneş kolektör sistemi, test odasının inşa edildiği binanın çatısına kurulmuştur (Şekil 3.13). Güneş kolektör sistemi, absorpsiyonlu ısı pompası çalışma sıcaklıklarını ekonomik bir şekilde sağlayabildiğinden, düz tip güneş kolektörleri ile oluşturulmuştur. Düz tip güneş kolektörlerinde, kolektör veriminin yüksek oluşu sistem verimini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu nedenle deney tesisatında, soğurucu yüzeyi titanyum kaplı ve yüksek ısı yalıtımlı, ticari olarak üretilen Wunder Premium 2510 düz tip güneş kolektörleri kullanılmıştır. Üretici firmanın verdiği değerlere göre güneş kolektörlerinin teknik özellikleri Çizelge 3.9’da sunulmuştur.



Şekil 3.13. Güneş kolektör sistemi

Çizelge 3.9. Güneş kolektörü teknik özellikleri

Özellikler	Düz Güneş kolektörü Wunder Premium 2510
Boyutlar	1988 x 1218 x 90 mm
Soğurucu Plaka	Bakır Şerit 0,12 mm
Soğurucu Yüzey	Titanyum kaplama
Manifold/Taşıyıcı Borular	Bakır
Cam Örtü	Normal Demirli, Temperli
Isı Yalıtımı	Cam yünü
Taşıyıcı Boru Sayısı-Çapı	10-Ø18mm
Sıvı Hacmi	1,27 lt
Debi	120 lt/h
Isı Dayanıklılık	232 °C

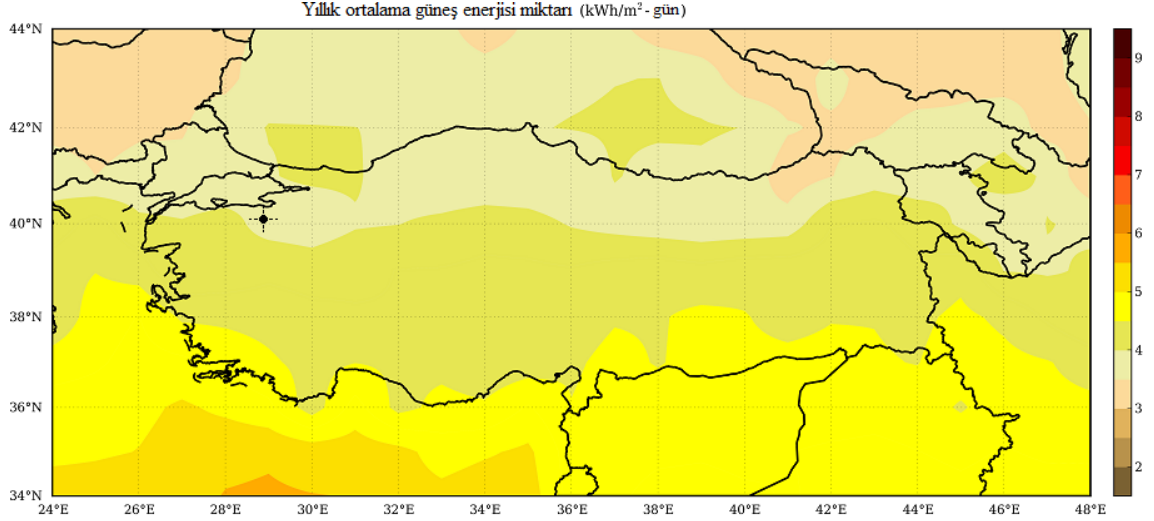
Güneş kolektörlerinin yerleştirildiği binanın koordinatları 40° 13' 35" kuzey enlemi, 28° 52' 35" doğu boylamı ve rakımı 98 m.dir. Kolektörler binanın çatısında 30° eğim ve güney yönünden doğu yönüne doğru 40°'lik bir sapma ile yerleştirilmiştir. Şekil 3.14'de güneş kolektör sisteminin kurulduğu alanın uydu görüntüsü yer almaktadır. Kolektörlerin binanın çatısında güney yönünden doğu yönüne doğru 40°'lik bir sapma ile yerleştirilmesinin sebebi sistemin kurulduğu binanın çatı konstrüksiyonunun özelliği ve binanın statik yapısıdır. Sistemin tasarımı aşamasında yapılan hesaplamada; kolektör

sisteminin güney yönüne bakabilmesi için gereken çatı tutucularının, mevcut çatı tutucularından çok daha fazla malzeme kullanılarak inşa edilmesi gerektiği görülmüştür. Bu durumda prefabrike olarak inşa edilmiş binanın statik yapısının, çatı tutucuları nedeni ile binaya binecek ek yükü kaldırmasının riskli olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca çatı tutucularının imalatı için gereken malzemelerin ek maliyeti proje bütçesinin oldukça üzerindedir. Bu nedenlerden ötürü kolektör sistemi, mevcut şartlar nedeni ile ısı verimindeki düşüş göz önüne alınarak belirtildiği şekilde kurulmuştur.



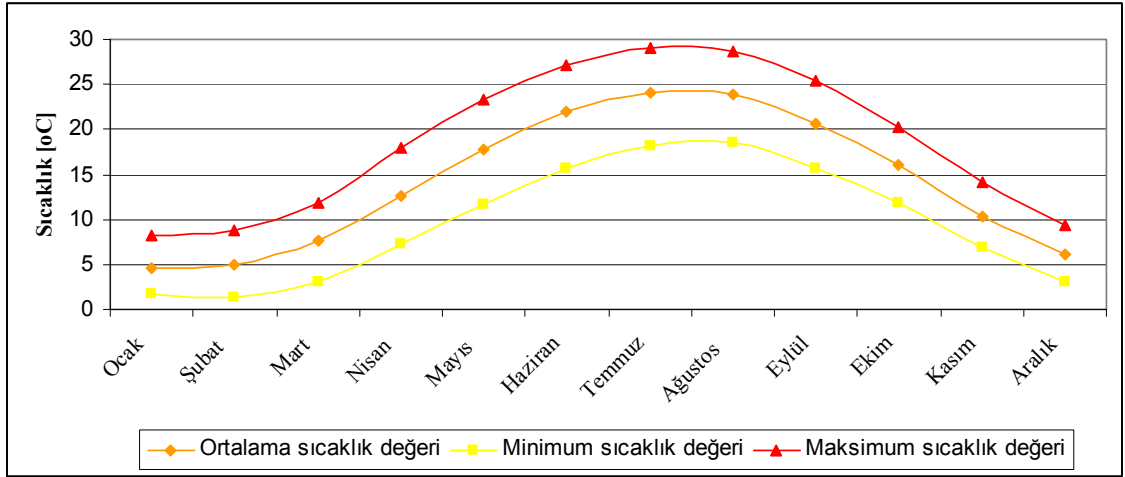
Şekil 3.14. Güneş kolektör sisteminin yerleşim özellikleri (Anonim 2011c.)

Kolektör sisteminin tasarım özelliklerinden ötürü ısı verimindeki düşüşün tespiti amacıyla, yurt dışı çalışmaları kapsamında sistemin mevcut durumu ve alternatif durumunu gösteren güneş haritaları oluşturulmuştur. Şekil 3.15’de, mevcut durumda kolektör sistemi için, Türkiye haritası üzerinde birim metrekare alana düşen günlük güneş enerjisi miktarının yıllık ortalama değeri görülmektedir. Benzer şekilde, alternatif tasarımlar için, kolektör eğim açısı enlem değerine eşit ve güney yönüne bakan kolektör sistemi için birim metrekare alana düşen günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değerlerinin Türkiye haritası üzerinde gösterimi, EK-B’de sunulmuştur.



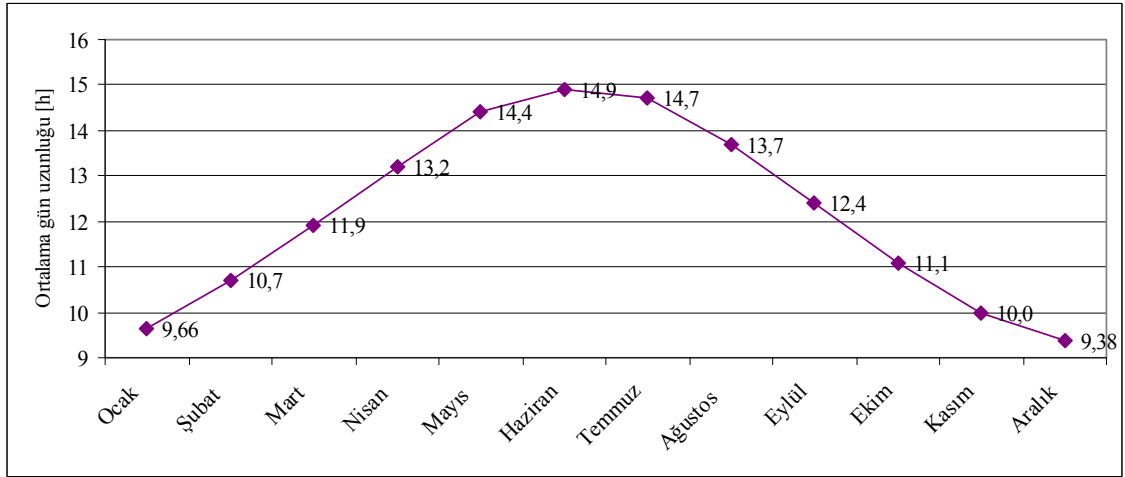
Şekil 3.15. Kolektör sistemi için günlük güneş enerjisi miktarının yıllık ortalaması

Güneş kolektörlerinin tasarımı ve sayısal analizi için, sistemin kurulacağı bölgenin tüm yıl boyunca aldığı güneş enerjisinin teorik olarak hesaplanmasında kullanılan matematiksel ifadeler ve farklı bölgeler için türetilmiş güneş enerjisi değerleri Uyarel ve Öz (1987) tarafından sunulmuştur. Güneş enerjisinin mevsimsel değişikliklerden ve atmosferik olaylardan etkilenmesi nedeni ile teorik olarak elde edilen değerler ile gerçek değerler arasında farklılıklar bulunabilmektedir. Bu nedenle uzun yıllar boyunca süren ölçüm değerleri ve gelişmiş hesap yöntemlerine göre elde edilen değerlere göre yapılan hesaplamalar, daha doğru tasarımların yapılması konusunda önem arz etmektedir. Çalışmada; ısıtma-soğutma uygulaması için, sistemin bulunduğu konumun atmosferik özelliklerinin belirlenmesinde söz konusu kaynaklardan (Anonim 2011e) yararlanılmıştır. EK-C’de sistemin kurulduğu Bursa ili için, iklimlendirme uygulamalarında sistem tasarımı için kullanılan atmosferik değerler yer almaktadır. Amerikan Ulusal Havacılık ve Uzay Dairesi-NASA Atmosferik Bilimler Ölçüm Merkezi tarafından yapılan ölçüm ve hesaplamalar sonucunda sunulan ifadeler ve ölçüm metodolojisine göre (Anonim 2011c) deney tesisatının kurulduğu koordinatlar (40° 13’ 35’’ Kuzey enlemi \approx 40,5 K, 28° 52’ 35’’ doğu boylamı \approx 28,5, Rakım: 100m) için ilgili değerler hesaplanarak sunulmuştur. Deney tesisatının bulunduğu koordinatlar için yıl boyu ortalama dış ortam sıcaklığı değerinin aylara göre değişimi, 22 yıllık ölçüm sonuçlarına dayanarak hesaplanmıştır. Buna göre ortalama sıcaklık, maksimum sıcaklık ortalaması ve minimum sıcaklık ortalaması değerleri Şekil 3.16’da yer almaktadır.



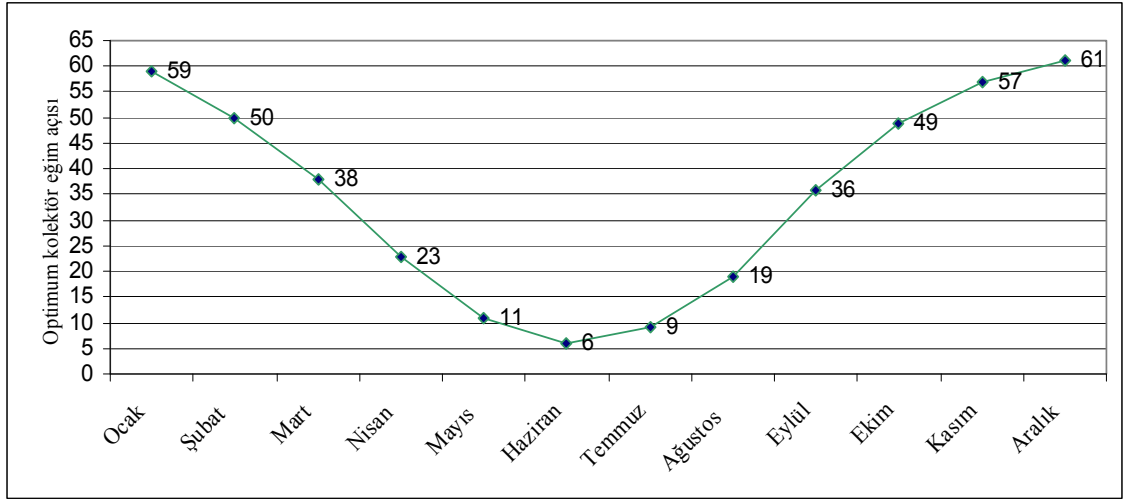
Şekil 3.16. Ortalama dış ortam sıcaklık değerinin aylara göre değişimi

Güneş enerjisi doğası gereği gündüz saatlerinde elde edilir. Bu nedenle sistemin bulunduğu bölgenin gün uzunluğuna bağlı olarak güneş enerjisinden faydalanma oranı değişir. Şekil 3.17’de deney tesisatının kurulduğu bölge için aylık ortalama gün uzunlukları görülmektedir.



Şekil 3.17. Aylık ortalama gün uzunluğu

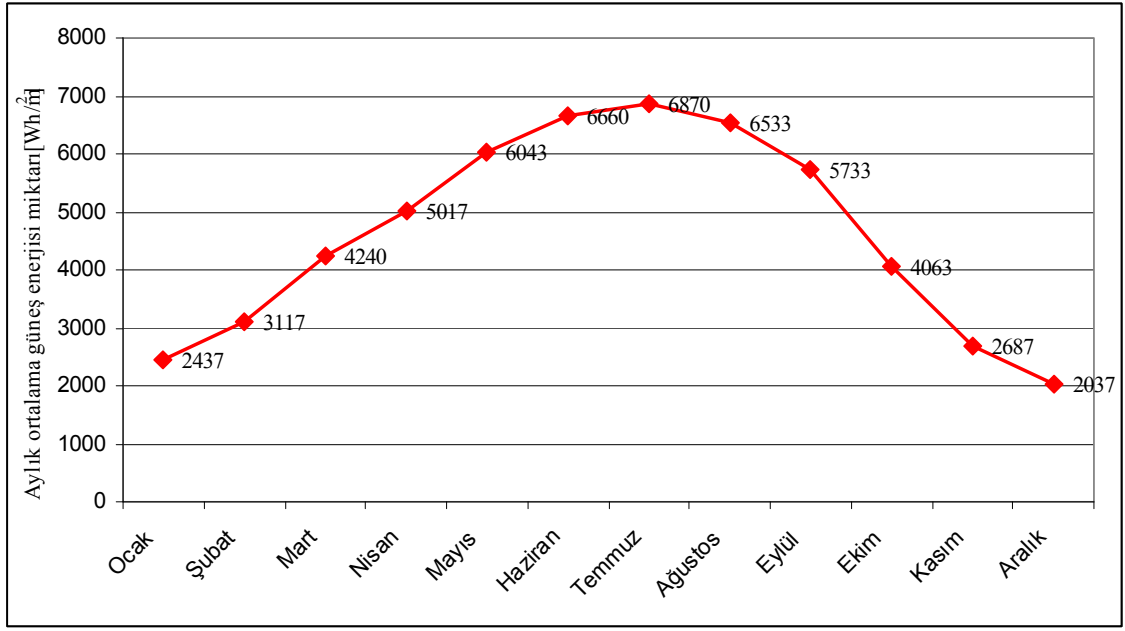
Kolektör sisteminin hesaplanmasında, kolektör sistemi üzerine gelen güneş ışınımının, sistemin kullanım periyodu boyunca maksimum şekilde faydalı enerjiye çevirmek için kolektör eğim açısının doğru belirlenmesi büyük önem taşır. Sistemin kurulduğu koordinatlar için optimum enlem açılarının aylara göre değişimi hesaplanarak Şekil 3.18.’de sunulmuştur.



Şekil 3.18. Optimum kolektör eğim açısının aylara göre değişimi

Güneş kolektörü eğim açısı, güneş kolektör sisteminin yaz ve kış periyodunda çalışması durumunda sistemin kurulduğu yerin enlem açısına eşit olarak alınır. Optimum kolektör eğim açısı, sistem sadece yaz uygulaması için kullanılacaksa enlem açısından daha düşük, sadece kış uygulamasında kullanılacaksa enlem açısından daha yüksek olmalıdır. Şekil 3.17.'den görüleceği üzere, deney tesisatı için kış ve yaz aylarında optimum kolektör eğim açısı 61° - 6° arasında değişmektedir ve tüm yıl ortalaması için $34,7^{\circ}$ olarak hesaplanmıştır. Deneysel uygulamada, test odasının soğutma yükü, ısıtma yüküne göre yaklaşık iki kat daha fazladır ve sistem hem yaz, hem de kış uygulaması için kullanılmaktadır. Bu nedenlerden ötürü; kolektör sisteminin tüm yıllık çalışma periyodu boyunca en iyi verimi sağlayabilmesi amacıyla, kolektör eğim açısı değeri 30° olarak belirlenmiştir.

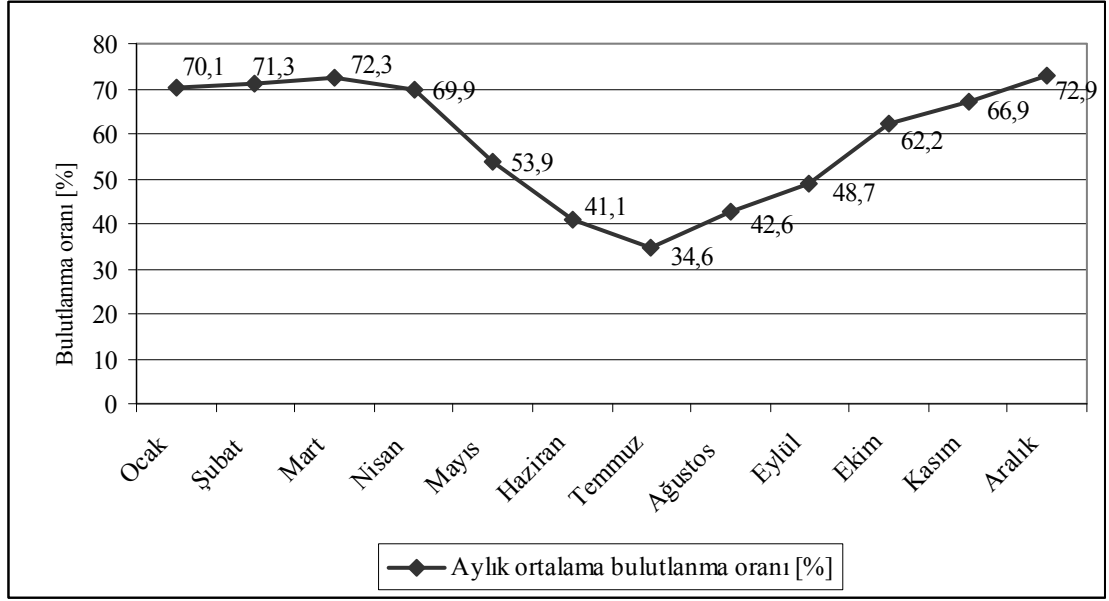
Buna göre, sistemin kurulduğu alanda güney yönüne bakan, 30° eğim açısı ile yerleştirilmiş bir güneş kolektörünün birim metrekaresi üzerine düşen güneş enerjisi miktarı hesaplanarak, değerlerin aylık değişimi Şekil 3.19'da sunulmuştur. Sayısal analiz işlemlerinde, sistemin güney yönünden doğu yönüne doğru belli bir açı ile sapması ve kolektör eğim açısının enlem açısından farklı olarak 30° alınması hesaplamaya dahil edilmiştir.



Şekil 3.19. Aylık ortalama güneş enerjisi miktarı

Güneş enerjisi, atmosferik koşullardan etkilenmektedir. Bu koşulların başında şüphesiz gündüz saatlerinde oluşan bulutlanma miktarı yer almaktadır. Gökyüzündeki bulutlanma değeri mevsimlere ve sistemin kurulduğu bölgeye göre değişmektedir. Deney tesisatının kurulduğu üniversite arazisi, Bursa ovasında yer almaktadır. Bursa ovasında, yaz aylarında oluşan yüksek nem değeri nedeni ile yüksek oranda bulutlanma görülmektedir. Bu da elde edilen güneş enerjisi değerini azaltmaktadır.

Şekil 3.20’de güneş sisteminin kurulduğu koordinatlar için, gündüz saatlerinde gökyüzünün, yüzde bulutlanma miktarının aylara göre değişimi yer almaktadır. Güneş enerjisinin en çok elde edildiği ve soğutma yükünün en çok olduğu Ağustos ve Temmuz aylarında, bulutlanma oranının yüksek oluşu, güneş kolektör verimini olumsuz olarak etkilemektedir. Kış aylarında bulutlanma miktarının çok yüksek olduğu ve ısıtma periyodu için güneş enerjisi miktarının oldukça azaldığı görülmektedir. Ayrıca bulutlanma miktarının tüm yıllık ortalama değerinin %58,8 olduğu tespit edilmiştir.

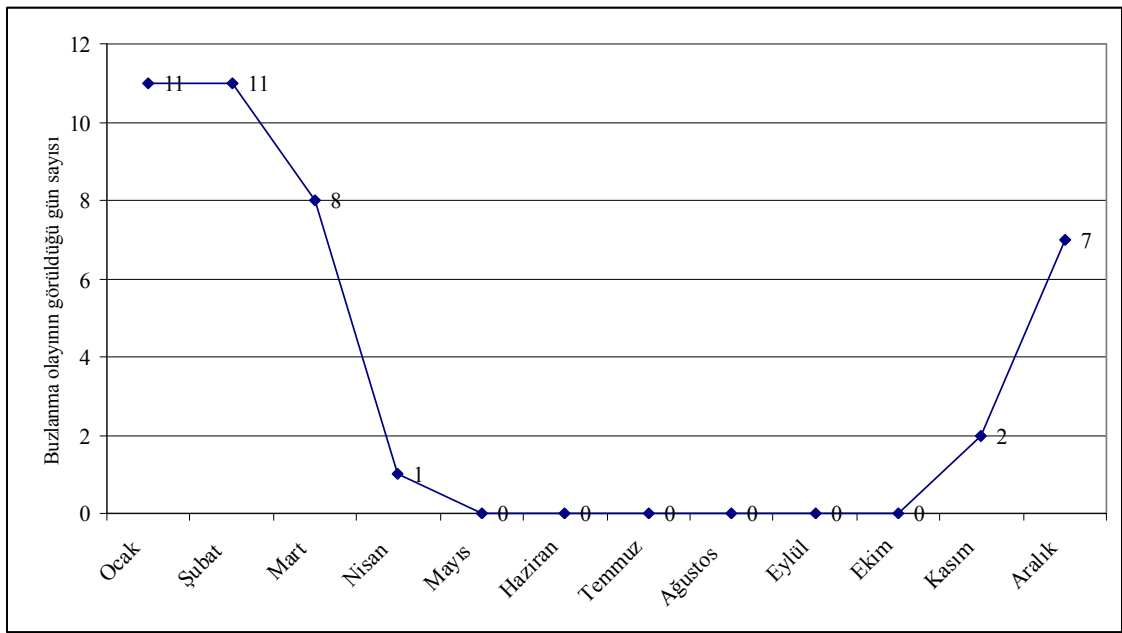


Şekil 3.20. Gündüz saatlerindeki aylık ortalama bulutlanma miktarının aylara göre değişimi.

Kış aylarında görülen buzlanma olayı sonucunda güneş kolektörlerinin üzerini kaplayan buz tabakası, özellikle gün doğumundan sonra kolektör yüzeylerini kaplayarak, ısıtma uygulamalarında güneş enerjisinden faydalanma oranını azaltmaktadır. Şekil 3.21’de, sistemin kurulu bulunduğu koordinatlar için yıl içerisinde buzlanma olayının görüldüğü günlerin aylık ortalama değeri görülmektedir. Buna göre yıl içerisinde ortalama 40 gün boyunca buzlanma görülmekte, bu durum ısıtma uygulamasında güneş kolektör sistemi verimini düşürmektedir.

Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompası cihazının reaktör giriş sıcaklığı, ısı pompası sistemi verimini etkileyen en önemli parametre olduğundan, güneş kolektör sisteminin sıcaklık çıkış değeri, sistem performansı açısından büyük önem taşır. Bu nedenle güneş kolektörlerinin yerleştirilmesi, sistem tasarımında en önemli parametredir. Kolektörlerin farklı bağlantı şekilleri birçok literatürde ayrıntılı olarak sunulmuştur (Anonim 2005a, Uyarel ve Öz 1987). Güneş kolektörlerinden en yüksek sıcaklık değerini elde etmenin yolu, kolektörlerin seri bağlanmasıdır. Sistemde en yüksek taşıyıcı akışkan debi değeri isteniyorsa, kolektör çıkış sıcaklıklarını göz önüne alarak, bağlama şekli paralel olmalıdır. Güneş kolektör sisteminin en verimli ve en ekonomik şekilde oluşturulması için düşük kolektör alanı ile kolektör çıkışında en yüksek debide

ve en yüksek sıcaklıkta taşıyıcı akışkanın elde edilmesi amaçlanmalıdır. Bunun için yapılması gereken, seri bağlanmış kolektör gruplarını, paralel olarak birbirine bağlayarak, güneş kolektör sisteminden maksimum faydalı ısı değerini sağlamaktır. Kolektörlerin birbirine seri olarak bağlanması durumunda, her kolektörün ısı verimi, giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın azalmasından ötürü düşecektir. Belli bir sayıdan sonra, seri olarak bağlanan kolektörün sisteme hiçbir katkısı kalmamaktadır. Bu nedenle sistemin doğru tasarımı, sistem verimi ve sistemin kurulum maliyeti açısından büyük önem taşır.



Şekil 3.21. Buzlanma olayının görüldüğü gün sayısının aylık ortama değerleri

Bir kolektörün anlık (η_{cA}) ya da belli zaman aralığı için (η_c) toplam verimi, birim kolektör yüzeyinden elde edilen faydalı ısının (q_u) güneş ışınım şiddetine (I_t) oranı olarak tanımlanır.

$$\eta_{cA} = \frac{q_u}{I_t} \quad (3.69)$$

$$\eta_c = \frac{\int_0^t q_u . dt}{\int_0^t I_t . dt} \quad (3.70)$$

Kolektör üzerine gelen güneş ışınım şiddeti ya da güneş radyasyon yoğunluğunun yılın herhangi bir günü ve saatinde hesaplanması için aşağıdaki işlem adımları takip edilir. Bunun için öncelikle atmosfer dışında birim yatay düzlem üzerine gelen anlık güneş ışınımı (I_0) hesaplanır. (Denklem 3.71)

$$I_0 = I_{gs} \cdot f \cdot \text{Cos}z \quad (3.71)$$

Bu denklemde yer alan I_{gs} , Güneş Sabiti olup, dünya dışındaki radyasyon miktarını ifade eder ve değeri 1353 W/m^2 'dir. Yerküre üzerinde metrekare başına elde edilen hiçbir güneş radyasyon miktarı bu değeri geçemez. f parametresinin hesaplanması Denklem 3.72'de gösterilmiştir. Hesaplama kullanılan n ; hesaplamanın yılın hangi gününde yapıldığını gösterir.

$$f = 1 + 0,033 \cdot \text{Cos}\left(360 \cdot \frac{n}{365}\right) \quad (3.72)$$

Denklem 3.71'de yer alan z , zenit açısıdır. Zenit açısı, deklinasyon açısı (d), enlem açısı (e) ve saat açısına (h) bağlı olarak Denklem 3.73 ile hesaplanır.

$$\text{Cos}z = \text{Cos}d \cdot \text{Cose} \cdot \text{Cosh} + \text{Sind} \cdot \text{Sine} \quad (3.73)$$

Deklinasyon açısı, aylara ve mevsimlere göre güneş ışınlarının dünyaya geliş açısıdır ve aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$d = 23,45 \cdot \text{Sin}\left(360 \cdot \frac{n + 284}{365}\right) \quad (3.74)$$

Saat açısı, hesaplama yapılacak güneş saatine bağlı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$h = 15(\text{Güneş saati} - 12) = 0 \quad (3.75)$$

H , güneş batış saat açısı olup deklinasyon ve enlem açlarına bağlı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$H = \text{arcCos}(-\tan d . \tan e) \quad (3.76)$$

Buna göre hesap yapılan zaman için, atmosfer dışındaki yatay birim düzleme bir gün boyunca gelen güneş ışınımı (Q_0) aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$Q_0 = \frac{24}{\Pi} . I_{gs} . f . \text{Sind} . \text{Sine} . \left(\frac{\Pi}{180} H - \text{Tan} H \right) \quad (3.77)$$

Yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen günlük tüm güneş ışınımı (Q) ise şu şekilde hesaplanır.

$$\frac{Q}{Q_0} = a + b \frac{t}{t_0} \quad (3.78)$$

Denklemden yer alan a ve b katsayıları hesaplanırken, z_r rakım değeri olmak üzere; Denklem 3.79 ve Denklem 3.80 kullanılır.

$$a = 0,103 + 0,000017z_r + 0,198 . \text{Cos}(e - d) \quad (3.79)$$

$$b = 0,533 - 0,165 . \text{Cos}(e - d) \quad (3.80)$$

Denklem 3.78'de yer alan t_0 değeri gün uzunluğu olup, şu şekilde hesaplanır.

$$t_0 = \frac{2}{15} . H \quad (3.81)$$

r_t değeri, yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen anlık güneş ışınımının (I) günlük tüm güneş ışınımına (Q) oranıdır.

$$r_i = \frac{I}{Q} = \frac{\Pi}{4t_0} \left\{ \text{Cos}\left(\frac{180}{2} \cdot \frac{h}{H}\right) + \frac{2}{\sqrt{\Pi}}(1 - \psi) \right\} \quad (3.82)$$

Denklemden yer alan ψ değeri aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\Psi = \exp\left\{-4\left(1 - \frac{|h|^2}{H}\right)\right\} \quad (3.83)$$

Buna göre Denklem 3.82 aracılığıyla yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen anlık güneş ışınım değeri elde edilir. Yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen yayılı ışınımı (Q_y) ve direkt ışınım (Q_d) değerleri sırasıyla Denklem 3.84 ve Denklem 3.85 aracılığıyla hesaplanır.

$$Q_y = Q \cdot K_y \quad (3.84)$$

$$Q_d = Q - Q_y \quad (3.85)$$

Denklem 3.84'de yer alan K_y değeri, Denklem 3.86 ile hesaplanır.

$$K_y = 1 - 1,13K_t \quad (3.86)$$

K_t değeri aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$K_t = \frac{Q}{Q_0} \quad (3.87)$$

Yeryüzünde yatay birim düzlem üzerine gelen anlık yayılı ışınım miktarı (I_y) Denklem 3.88 yardımıyla bulunur. Denklemden yer alan r_y terimi Denklem 3.89 ile hesaplanabilir.

$$I_y = r_y \cdot Q_y \quad (3.88)$$

$$r_y = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{Cosh - CosH}{SinH - \frac{\pi}{180} H.CosH} \quad (3.89)$$

Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen ışınım miktarının hesaplanmasında, düzlemin eğim açısı s olmak üzere, eğik düzlem üzerine gelen anlık difüze ışınım değeri (I_{ed}) Denklem 3.90 yardımıyla, bu denklemde yer alan R_d parametresi ise Denklem 3.91 ile hesaplanır.

$$I_{ed} = R_d \cdot I_d \quad (3.90)$$

$$R_d = \frac{Cos(e-s).Cosd.Cosh + Sin(e-s).Sind}{Cose.Cosd.Cosh + Sine.Sind} \quad (3.91)$$

Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen yayılı güneş ışınım değeri (I_{ey}) aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$I_{ey} = I_y \cdot \frac{1 + Coss}{2} \quad (3.92)$$

Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen, yansıyan güneş ışınım değeri (I_{ya}), aşağıdaki şekilde hesaplanır. Burada ρ değeri 0,2 olarak alınabilir.

$$I_{ya} = I_y \cdot \rho \cdot \frac{1 - Coss}{2} \quad (3.93)$$

Buna göre yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen toplam güneş ışınım değeri (I_e), yayılı, difüze ve yansıyan güneş ışınımının toplamına eşittir.

$$I_e = I_{ey} + I_{ed} + I_{ya} \quad (3.94)$$

Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen günlük toplam güneş ışınım değeri (Q_e), yayılı (Q_{ya}), difüze (Q_{ed}), ve yansıyan (Q_{ey}) toplam güneş ışınımının toplamına eşittir.

$$Q_e = Q_{ey} + Q_{ed} + Q_{ya} \quad (3.95)$$

Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen günlük toplam ışıınım (Q_e) miktarı Denklem 3.96'ya göre hesaplanır.

$$Q_e = \bar{R} \cdot Q \quad (3.96)$$

Denklemde yer alan \bar{R} katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\bar{R} = \bar{R}_{dg} + \frac{Q_d}{Q} + \frac{Q_y}{Q} \frac{1 + \text{Coss}}{2} + \rho \frac{1 - \text{Coss}}{2} \quad (3.97)$$

Denklem 3.97'de yer alan \bar{R}_{dg} katsayısı Denklem 3.98 ile bulunur.

$$\bar{R}_{dg} = \frac{\text{Cos}(e - s) \cdot \text{Cos}d \cdot \text{Sin}H_g + \frac{\Pi}{180} \cdot H_g \cdot \text{Sin}(e - s) \cdot \text{Sind}}{\text{Cose} \cdot \text{Cos}d \cdot \text{Sin}H + \frac{\Pi}{180} \cdot H_g \cdot \text{Sine} \cdot \text{Sind}} \quad (3.98)$$

Burada H_g değeri, Denklem 3.99'da görüldüğü üzere hesaplanır.

$$H_g = \min[\text{arcCos}(-\tan e \cdot \tan d), \text{arcCos}(-\tan(e - s) \cdot \tan d)] \quad (3.99)$$

Yeryüzünde eğik düzlem üzerine gelen yayılı (Q_{ya}), difüze (Q_{ed}), ve yansıyan (Q_{ey}), toplam güneş ışıınımlarının hesaplanması, sırasıyla Denklem 3.100, Denklem 3.101 ve Denklem 3.102'de görülmektedir.

$$Q_{ya} = Q \cdot \rho \cdot \frac{1 - \text{Coss}}{2} \quad (3.100)$$

$$Q_{ed} = \bar{R}_{dg} \cdot Q_d \quad (3.101)$$

$$Q_{ey} = Q_y \cdot \frac{1 + C_{oss}}{2} \quad (3.102)$$

Denklem 3.69'da yer alan kolektör veriminin hesaplanmasında kullanılan diğer parametre birim kolektör yüzeyinden elde edilen faydalı ısı miktarıdır (q_u) ve bu değer, kolektörün absorbe ettiği ısı miktarından (q_{abs}) kolektörde oluşan ısı kayıplarının (q_L) çıkarılması ile bulunur.

$$q_u = (q_{abs} - q_L) \quad (3.103)$$

Kolektörün absorbe ettiği enerji miktarı Denklem 3.104 yardımı ile hesaplanabilir. Bu denklemde $\tau\alpha_c$, cam plakanın düzeltilmiş geçirme ve yutma oranıdır. I_t birim kolektör yüzeyine gelen radyasyon miktarı f_g gölgelenme faktörü ve f_d tozlanma faktörüdür. Uyarel ve Öz'e (1987) göre gölgelenme faktörü ve tozlanma faktörü %2–3 alınabilir.

$$q_{abs} = (\tau\alpha)_c \cdot I_t \cdot (1 - f_g) \cdot (1 - f_d) \quad (3.104)$$

$\tau\alpha_c$, cam plakanın düzeltilmiş geçirme ve yutma oranı şu şekilde hesaplanabilir.

$$(\tau\alpha)_c = \frac{\tau\alpha_p}{1 - (1 - \alpha)\rho_c} \quad (3.105)$$

Denklem 3.104'de τ camın yüzde geçirme oranı, α_p ise plakanın yüzde yutma oranıdır. ρ_c , camın yüzde yansıtma oranı olup Uyarel ve Öz'e (1987) göre bu değer tek cam için 0,16, çift cam için 0,24, üç cam için 0,29 alınabilir.

Kolektörde oluşan ısı kayıpları; kolektörün toplam ısı geçiş katsayısı K , emici plaka sıcaklığı t_p ve dış ortam sıcaklığı t_a olmak üzere Denklem 3.106 ile hesaplanır.

$$q_L = K \cdot (t_p - t_a) \quad (3.106)$$

Kolektörün toplam ısı geçiş katsayısı (K) kolektörün üstü ($K_{üst}$) ile taban yüzeyinin (K_{alt}) ısı geçiş katsayılarının toplamıdır. Kolektör üst ısı geçiş katsayısının hesaplanması Denklem 3.107’de görülmektedir. Denklemde yer alan h_{id} , f ve c katsayıları sırasıyla Denklem 3.108, Denklem 3.109 ve Denklem 3.110’da görülmektedir.

$$K_{üst} = \left\{ \frac{N}{\frac{c}{T_y} \left[\frac{T_y - T_{çev}}{N + f} \right]^{0,33}} + \frac{1}{h_{id}} \right\}^{-1} + \left\{ \frac{\sigma(T_y + T_{çev})(T_y^2 + T_{çev}^2)}{[\varepsilon_p + 0,05N(1 - \varepsilon_p)]^1 + \frac{2N + f}{\varepsilon_c} - N} \right\} \quad (3.107)$$

$$h_{id} = 5,7 + 3,8V \quad (3.108)$$

$$f = (1 - 0,004h_{id} + 0,0005h_{id}^2)(1 + 0,091N) \quad (3.109)$$

$$c = 250[1 - 0,0044(s - 90)] \quad (3.110)$$

Denklemlerde yer alan V değeri rüzgâr hızını, N değeri cam örtü sayısını, h_d dış ortam ısı taşınım katsayısını, s kolektör eğimini temsil etmektedir. T_y soğurucu plaka yüzey sıcaklığını $T_{çev}$ ise çevre sıcaklığını ifade eder ve sıcaklık birimi kelvindir. ε_p plakanın yayma oranı olup değeri 0,9–0,95 arasında alınabilir. ε_c camın yayma oranıdır ve değeri 0,8–0,9 arasında değişir. σ Stefan-Boltzman sabitidir ve değeri $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ ’tür. Kolektörün taban yüzeyinin ısı geçiş katsayısının hesabı Denklem 3.111’de görülmektedir. Denklemde k_y ve k_g sırasıyla yalıtım malzemesinin ve kolektör gövde malzemesinin ısı transfer katsayısını, l_y ve l_k ise sırasıyla yalıtım malzemesinin ve kolektör gövde malzemesinin kalınlığını göstermektedir.

$$K_{alt} = \frac{k_y}{l_y} + \frac{k_g}{l_g} + \frac{1}{h_d} \quad (3.111)$$

Kolektör tasarımında, kolektör dizilimine bağlı olarak, çalışma şartlarında elde edilen güneş enerjisine göre, sistemin çıkış sıcaklığının hesaplanması önemlidir. Bu değer

kaynacı giriş sıcaklığını ve dolayısıyla absorpsiyonlu sistemin ısıtma-soğutma performansını direkt etkiler. Örnek bir kolektör için, kolektörün çıkış sıcaklığı ($T_{a\zeta}$) aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir.

$$T_{a\zeta} = \frac{Q_f}{m.C_p} + T_{ag} \quad (3.112)$$

Denklemden Q_f kolektörde akışkana verilen faydalı enerji miktarını, $T_{a\zeta}$ akışkan giriş sıcaklığını, m akışkan debisini ve C_p akışkanın özgül ısıyı ifade etmektedir. Akışkana verilen faydalı enerji miktarı Denklem 3.113 ile ifade edilir.

$$Q_f = A_t F_t (S - K(T_{ag} - T_{\zeta ev})) \quad (3.113)$$

Denklemden S , yutucu yüzey üzerine gelen efektif güneş ışınım şiddetini ifade eder ve Denklem 3.114 ile hesaplanabilir.

$$S = I_e \cdot (\tau_\alpha)_e \quad (3.114)$$

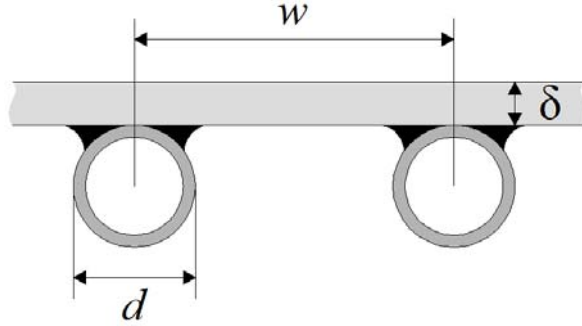
F_t toplayıcı ısı kazanç faktörüdür ve aşağıdaki şekilde hesaplanır. Denklemden yer alan F_v toplayıcı verim faktörü olup Denklem 3.116'da gösterilmiştir.

$$F_t = \frac{\dot{m}C_p}{A_t K} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_t K F_v}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (3.115)$$

$$F_v = \frac{1/K}{(d+w) \left[\frac{1/K}{(d+w\eta_k)} + \frac{1}{\pi.d.h_t} \right]} \quad (3.116)$$

Denklemden yer alan, d ve w parametreleri güneş kolektör elemanlarının boyutsal değerlerdir. Şekil 3.22'den görüleceği üzere d , kolektör taşıyıcı akışkan borularının dış çapını, w ise iki borunun merkez noktası arasındaki mesafeyi göstermektedir. δ , soğurucu yüzeyin kalınlığı olup k_s soğurucu yüzeyin üretildiği malzemenin ısı iletim

katsayısını göstermektedir. h_t ısı taşınım katsayısını ve η_k kolektör kanat verimini ifade etmektedir.



Şekil 3.22. Kolektör bileşenlerinin boyutlarının gösterimi

Kolektör kanat verimi Denklem 3.117'ye göre hesaplanabilir. Denklemden yer alan m kanat parametresinin hesaplanması Denklem 3.118'de yer almaktadır.

$$\eta_k = \frac{\tanh(mw/2)}{(mw/2)} \quad (3.117)$$

$$m^2 = \frac{K}{\delta \cdot k_s} \quad (3.118)$$

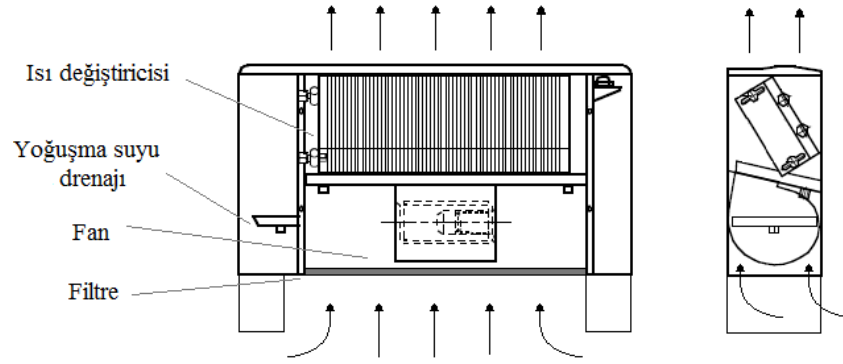
Akışkan çıkış sıcaklığının belirlenmesi ile kolektör bağlama şekli doğru şekilde tasarlanabilir. Buna göre bir kolektörün çıkış sıcaklığı kendisinden sonraki kolektörün giriş sıcaklığı olarak alınarak, serideki her kolektörün çıkış sıcaklığı hesaplanır. Serideki kolektörlerin giriş çıkış sıcaklıkları arasındaki fark, her bağlanan yeni kolektörde bir öncekine göre daha azdır. Bu nedenle belli bir sayıdan sonra bağlanan kolektörler, akışkana enerji aktarımı konusunda hiçbir işlev görmez. Pratikte maksimum seri bağlanacak kolektör sayısı 4–5 olarak alınabilir. Deney tesisatında; bu durum ve binanın statik yapısı göz önüne alınarak, dört adet kolektörün seri olarak bağlandığı dörtlü kolektör paketlerinin paralel olarak bağlanması ile oluşan toplam 40 m²'lik kolektör sistemi kurulmuştur.

3.4. Isı Dağıtım Sistemi

Isı dağıtım sistemi, bir ısıtma ya da soğutma sistemi tarafından sıcaklık değeri değiştirilen taşıyıcı akışkan ile ortam havası arasında ısı geçişini sağlayarak ortamın ısı konfor şartlarının sağlanmasında kullanılan ekipmanların birleşiminden oluşmaktadır. Taşıyıcı akışkan olarak çoğunlukla su, antifrizli su, hava ya da petrokimya ürünü sentetik akışkanlar kullanılır. Isı dağıtım sistemi olarak hava ya da sıvı akışkanların kullanımının birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları vardır. Temel olarak, bir ortamın iklimlendirilmesinde; ısıtma-soğutma sistemi tarafından gönderilen akışkanın hava olarak tercih edilmesi durumunda, mahalın ek ekipmanlara ihtiyaç duyulmadan taze hava ihtiyacının karşılanması, ortam havasının nemlendirilmesi, filtrasyonu ve dezenfeksiyonu mümkün olmaktadır. Bu sistem daha çok, farklı iklimlendirme ihtiyaçlarına sahip bölümlerden oluşan ofis binaları, okullar, hastaneler ve otellerde tercih edilmektedir. Ayrıca ısı kazanım ekipmanları ve pasif ısıtma-soğutma için uygun mevsimlerde dış ortam havasının kullanılması ile önemli ölçüde enerji tasarrufu yapılabilmektedir. Bu sistemlerde şartlandırılan havanın mahale gönderilmesi için hava kanalları kullanılır. Hava kanalları, uygulama açısından büyük kurulum alanları gerektirdiğinden, kullanımında bina mimarisi açısından kısıtlamalar söz konusu olmaktadır. Ayrıca sistemin ilk yatırım maliyeti, tasarım şartlarına göre değişkenlik göstermekle beraber, taşıyıcı akışkan olarak su kullanan sistemlere göre yaklaşık üç kat daha fazladır.

Taşıyıcı akışkan olarak su kullanan sistemlerde, ısıtma-soğutma cihazı tarafından hazırlanan sıcak ya da soğuk su ile ortam arasında gerçekleşen ısı geçişi sonucunda ısıtma-soğutma olayı gerçekleştirilir. Isı geçişini sağlamak amacıyla zorlanmış taşınımli fan-coil sistemleri, yerden ısıtma-soğutma sistemleri, soğuk tavan uygulamaları, radyant panel gibi farklı seçenekler mevcuttur. Bu sistemlerde ortam içerisindeki, sıcaklık harici diğer konfor parametrelerini sağlamak amacıyla ek donanım kullanımı gereksinimi söz konusudur. Ancak bu sistemler, uygulama kolaylığı ve ekonomik açıdan sağladıkları faydalar nedeni ile sıklıkla tercih edilmektedir.

Fan-coiller, basit olarak içerisinde bir fan aracılığı ile ortam havasının sirküle edildiği bir ısı değiştiricisinden (coil) oluşur. Isı değiştiricisi içerisinde, bir dolaşım tesisatı aracılığıyla ısıtma-soğutma cihazı tarafından gönderilen sıcak ya da soğuk taşıyıcı akışkan dolaşmaktadır. Fan tarafından ısı değiştiricisi içerisine üflenen ortam havası ile taşıyıcı akışkan arasında oluşan ısı geçişi sayesinde ısıtma-soğutma olayı gerçekleştirilir. Fan girişinde yer alan filtre aracılığı ile üflenen hava içerisindeki yabancı cisimlerin filtrasyonu sağlanır. Şekil 3.23’de bir fan-coil ünitesinin kesit görüntüsü yer almaktadır.



Şekil 3.23. Fan-coil ünitesinin kesit görüntüsü

Fan-coil sistemleri iki ya da dört borulu olmak üzere iki kategoride incelenebilir. İki borulu sistemde sıcak ya da soğuk akışkan tek bir ısı değiştiricisine aynı dolaşım hattı ile beslenir. Dolaşım hattı biri gidiş, diğeri dönüş olmak üzere iki borudan oluşur. Dört borulu sistemde ise, biri ısıtma diğeri ise soğutma amacıyla kullanılan birbirinden bağımsız iki ısı değiştiricisi mevcuttur. Fan-coil sistemlerinin soğutma amacıyla kullanımında, 27 °C ortam sıcaklığı ve %50 bağıl nem için, gidiş-dönüş akışkan sıcaklığı 7–12 °C alınır. Isıtma uygulamasında bu değer 50–40°C aralığındadır. Soğutma uygulamasında fan-coillerin kullanımında, ısı değiştiricisi üzerindeki sıcaklık değerinin, ortam havasının çığ noktası sıcaklığının altına düşmesi ile birlikte ortam havası içerisindeki su buharı yoğuşarak suya dönüşür. Yoğuşan su, drenaj hattı ile ortamdan uzaklaştırılır.

Ticari olarak üretilen fan-coil sistemleri ile ilgili bilgilere göre, tekli ünitelerin ısı kapasiteleri 0,5-10 kW arasında değişmektedir. Genel olarak sistemin ısıtma kapasitesi, soğutma kapasitesinin yaklaşık iki katıdır. Soğutma uygulamasında sistem en düşük fan üfleme hızında çalıştığında fan elektrik tüketim değeri soğutma kapasitesinin %3-7 oranında, en yüksek hızda ise %1-2,5 arasında olmaktadır (Henning 2007).

Fan-coil sistemlerinin temel avantajları şu şekilde sıralanabilir:

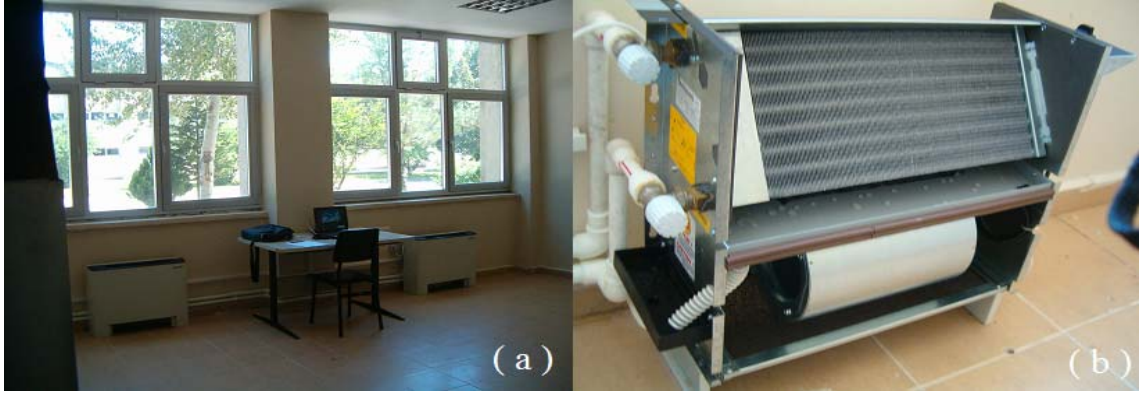
- Sistem sadece boru hattına kurulumuna ihtiyaç duyar ve bu uygulama hava kanallarının kurulumuna göre hem daha basit ve ekonomiktir hem de daha az yer işgal eder.
- Farklı mahallerin, ısıtma-soğutma ihtiyacı olmayan durumlarında lokal olarak kontrol edilebilerek devreye girmesi ya da devreden çıkması sağlanabilir.
- Farklı mahallerin çalışma şartları, merkezi kontrol üniteleri aracılığıyla ayrı ayrı kontrol edilerek tüm sistemin otomasyonu sağlanabilir.

Sistemin dezavantajları olarak şunlar sayılabilir:

- Soğutma uygulamasında oluşan yoğuşma suyunun ortamdan uzaklaştırılması için ayrı bir drenaj hattına ihtiyaç duyulur.
- Ortamın sıcaklık haricindeki konfor şartlarının sağlanabilmesi için (taze hava, nemlendirme vb.) ek ekipmanlara ihtiyaç duyulur.
- Isı geri kazanımının sağlanması diğer sistemlere göre daha zordur.
- Fan ünitesinden ötürü, sistemde gürültü problemi mevcuttur ve sistem yaşam alanların içerisinde kurulu olduğundan, gürültü değerlerinin oldukça düşük seviyede tutulması gerekmektedir.

Deney tesisatında ısı dağıtım sistemi olarak iki adet fan-coil kullanılmıştır (Şekil 3.24). Sistem seçiminde, özellikle konutsal ısıtma-soğutma uygulamalarında ısı atım sistemi olarak fan-coillerin tercih edilmesi ve fan-coil sistemlerinin avantajları göz önüne alınmıştır. Fan-coil cihazı olarak, ticari olarak üretilen 2280 W soğutma 7825 W ısıtma kapasitesine sahip, Aldağ AE 100 modeli tercih edilmiştir. Sistemde yer alan fan, üç farklı kademede üfleme özelliğine sahip olup, toplam ısıtma-soğutma kapasitesini en yüksek fan hızında sağlamaktadır. Fan-coil üniteleri, test odasının pencerelerinin altına

simetrik şekilde yerleştirilerek, oda içerisinde homojen bir ısı dağılımı sağlanmıştır. Sistemin devreye giriş ve çıkışı oda termostatu tarafından otomasyon sistemine gönderilen sinyal vasıtasıyla sağlanmaktadır. Fan-coillerin teknik özellikleri Çizelge 3.10'da yer almaktadır.



Şekil 3.24. Fan-coil cihazları (a) ve cihazların içyapısı (b)

Çizelge 3.10. Fan-coil sisteminin teknik özellikleri

Özellikler	Fan- Coil Aldağ AE 100		
Boyutlar	480x760x220 mm		
Soğutma kapasitesi	2280 W- (7-12°C -T _{hava} : 27°C)		
Isıtma kapasitesi	7825 W- (90-70°C -T _{hava} : 18°C)		
Hava debisi	598 m ³ /h		
Su debisi	390 lt/h		
Ses Seviyesi	44 dB		
Güç tüketimi	45 W		
<i>Fan kademesine bağlı çarpanlar</i>	1.Kademe	2.Kademe	3.Kademe
Soğutma kapasitesi	0,56	0,79	1,00
Isıtma kapasitesi	0,56	0,81	1,00
Hava debisi	0,54	0,76	1,00
Ses Seviyesi (db)	0,82	0,91	1,00

3.5. Isı Atım Sistemi

Isı atım sistemleri, absorpsiyonlu soğutma çevrimi esnasında absorber ve yoğuşturucuda oluşan ısının atılması için kullanılır. Isıtma periyodunda ise ısı pompasının düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından sağlayacağı enerjinin transferini sağlar. Bir ısı pompasının

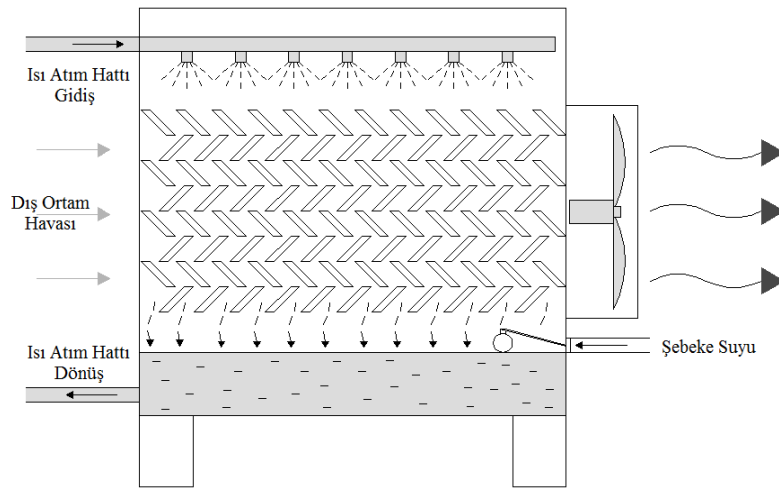
ısıtma ve soğutma verimi, söz konusu termal enerjinin verimli bir şekilde atımı ya da temini ile doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle doğru bir ısı atım sisteminin seçimi hem teknik hem de ekonomik açıdan önemlidir.

Absorbsiyonlu ısı pompalarında ısı atım sistemi olarak soğutma kuleleri, toprak ısı değiştiricileri, yüzme havuzları, doğal ya da yapay göletler ve uygun sıcaklıktaki yer altı ve yer üstü suları kullanılabilir. Ancak tüm bu seçeneklerin, mevcut tasarım koşullarındaki mevcudiyeti ve kullanım özellikleri, sistem seçimi açısından önemli kısıtlar oluşturur. Örneğin, ıslak tip ya da açık çevrimli soğutma kuleleri, soğutma uygulamaları için en çok tercih edilen ve en verimli ısı atım sistemleridir. Ancak sistemin çalışma prensibi gereği ısıtma uygulamasında kullanımları mümkün değildir ve gerekli ısı enerjinin sağlanması için ek bir sisteme ihtiyaç duyulmaktadır. Toprak ısı değiştiricileri ve doğal su kaynaklarının kullanımı çoğu zaman mümkün değildir, yapının bulunduğu alanın coğrafi özelliklerine bağlı olarak değişir. Konutsal kullanım açısından bakıldığında, konut dâhilinde bir yüzme havuzunun bulunması, hem yüzme havuzunun ısıtılması hem de ısı atımının verimli bir şekilde gerçekleştirilmesi konusunda önemli avantajlar sağlar.

Soğutma kuleleri, buharlaştırıcıdan gelen taşıyıcı akışkan ile dış ortam havası arasında, zorlanmış taşınım ile ısı geçişini sağlayan ısı değiştiricileridir. Soğutma kuleleri kapalı döngü-kuru tip ya da açık döngü-ıslak tip soğutma kuleleri olmak üzere iki grupta incelenebilir. Kapalı tip soğutma kulelerinde, soğutucu akışkan ile çevre havası birbiri ile temas etmemektedir ve iki akışkan arasındaki ısı geçişi, ısı değiştirici yüzeyinde gerçekleşmektedir. Kapalı tip soğutma kulelerinin verimleri açık tip soğutma kulelerine göre daha düşüktür. Ayrıca fan için gereken elektrik tüketimi yüksektir ve ilk yatırım maliyeti açık tip soğutma kulelerine göre en az iki kat daha fazladır (Henning 2007).

Islak tip soğutma kulelerinde taşıyıcı akışkan ile çevre havası direkt temas halindedir. Sistemde soğutucu akışkan olarak kullanılan su ile hava karışımı sırasında suyun %2-3'lük kısmı buharlaşır su ile çevre havası arasındaki ısı geçişi vasıtasıyla su soğutulur. Bu esnada kaybolan su miktarı kadar sisteme su beslemesi yapılmalıdır. Dış ortam havasının sisteme beslenmesi için aksiyel ya da radyal fanlar kullanılır. Aksiyel fanların

güç tüketim değeri ortalama 6–10W/kW soğutma iken radyal fanlarda bu değer 10–20 W/kW soğutma olmaktadır. Enerji tüketim değerinin iyileştirilmesi için frekans kontrollü fanlar kullanılabilir. Sisteme beslenen ortam havası kW soğutma başına 130–170 m³/h arasında değişmektedir. Ortam havası ile soğutucu akışkan arasındaki ısı geçiş yüzeyini arttırmak amacıyla dolgu malzemesi kullanılır (Şekil 3.25) Açık tip bir soğutma kulesinin performansı temel olarak ortam havasının yaş termometre sıcaklığına bağlıdır. Soğutucu akışkanın soğutma kulesinden dönüş sıcaklığının limit değeri, ortam havasının yaş termometre sıcaklığının 3–5 °C üzerindedir.



Şekil 3.25. Aksiyel fanlı açık tip soğutma kulesi

Deney tesisatında ısı atım hattı için açık tip soğutma kulesi kullanılmıştır. 40000 kcal/h (46 kW) soğutma gücündeki soğutma kulesinde 560 mm çapında ve 0,75 kW gücünde aksiyel fan yer almaktadır (Şekil 3.26). Absorbsiyonlu sistemin ısı atım hattında taşıyıcı akışkan olarak %15 derişimli propilen glikol-su eriyiği kullanıldığından, soğutma kulesi ile cihazın ısı atım hattı girişi arasında plakalı ısı değıştiricisi konulmuştur (Şekil 3.27). Plakalı ısı değıştiricisi tek geçişlidir ve 19 adet plakadan oluşturulmuştur. Isı değıştiricisi absorbsiyonlu cihazın nominal çalışma şartlara göre 26 kW'lık ısı geçişi sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Soğutma kulesi ile ısı değıştiricisi arasındaki dolaşım, tek kademeli pompa vasıtasıyla sağlanmakta ve bu pompa, soğutma kulesi fanı ve ısı atım hattı pompası ile eş zamanlı olarak çalışmaktadır.



Şekil 3.26. Deney tesisatında kullanılan soğutma kulesi



Şekil 3.27. Isı atım hattında kullanılan plakalı ısı değiştiricisi

Isıtma uygulaması için ısı atım hattında, 1000 l hacminde çift serpantinli boyler kullanılmıştır. Absorbsiyonlu sistem ısıtma modunda çalıştığıında; ısı pompasının buharlaştırıcısının ihtiyaç duyduğu düşük sıcaklıklı termal enerji ihtiyacının, boyler içerisinde yer alan propilen glikol-su eriyiğinden elde edilmesi düşünölmüştür. Boylerin güneş kolektörlerine bağlanabilme imkânı da göz önüne alınarak, konutsal

uygulamalarda aynı amaçla yüzme havuzu kullanımına benzer bir uygulama elde edilmiştir. Çift serpantinli boyler, absorpsiyonlu sistem için harici termal enerji depolama uygulamasının incelenmesi için de kullanılmıştır. Boyler, 1000 l hacindedir ve boyler içersinde birbirinden bağımsız iki adet spiral şeklinde oluşturulmuş serpantin bulunmaktadır. Üst serpantinın ısı geçiş yüzey alanı 1,58 m² alt serpantinın ise 2,97 m²'dir. Şekil 3.28'de çift serpantinli boyler görülmektedir.



Şekil 3.28. Çift serpantinli boyler

3.6. Basınçlandırma Sistemi

Deney tesisatında yer alan güneş kolektör hattı, termal enerji hattı, ısı atım hattı, ısı dağıtım hattı ve soğutma kulesi hatlarının basınçlandırılmasında beş adet santrifüj pompa kullanılmıştır. Tüm pompaların çalışma periyotları ve devreye giriş çıkışları otomasyon sistemi tarafından kontrol edilmektedir. Soğutma kulesinde kullanılan pompa, tek kademeli olup soğutma kulesi fanı ve ısı atım hattı pompası ile eş zamanlı olarak çalışmaktadır (Şekil 3.29). Isı dağıtım hattını besleyen pompa iki kademeli diğer pompalar ise üç kademeli olup, absorpsiyonlu sistemin çalışma özelliklerine göre kullanılmaktadır. Şekil 3.30'da pompaların, dolaşım hatlarının ısı yalıtımından önceki görüntüleri yer almaktadır.



Şekil 3.29. Soğutma kulesi pompası



Şekil 3.30. Dolaşım hatları pompaları

Sistemde kullanılan kademeli pompalar, tüm deney boyunca en yüksek debi değerinin elde edilebilmesi için en yüksek kademede çalıştırılmıştır. Dolaşım hatlarındaki debi değerinin ölçüm işlemi portatif debimetre yardımıyla, pompaların farklı kademeleri için ölçülmüştür (Şekil 3.31). Buna göre dolaşım pompalarının özellikleri ve debi ölçüm değerleri Çizelge 3.11’de görülmektedir.



Şekil 3.31. Pompa debi ölçüm işlemi

Çizelge 3.11. Dolaşım pompalarının özellikleri ve debi ölçüm değerleri

Dolaşım Hattı	Pompa	Kademe Say.	Elektriksel Güç [W]			Debi ölçüm değerleri [lt/h]		
			1. Kad.	2. Kad.	3. Kad.	1. Kad.	2. Kad.	3. Kad.
Termal Enerji Hattı	Grundfos UPS 25-70-180	3	95	125	149	850	1050	1150
Güneş Kolektör Hattı	Grundfos UPS 25-70-180	3	95	125	149	700	750	800
Isı Atım Hattı	Grundfos UPS 25-80-180	3	110	155	165	850	1150	1250
Isı Dağıtım Hattı	Grundfos UPBAS 25-6-180	2	50	55	-	750	850	-
Soğutma Kulesi Hattı	Lowara 2HMS3/A	1	470	-	-	1800	-	-

Tüm dolaşım hatlarında akışın manüel kontrolü için, hatların boru çapına uygun küresel vanalar kullanılmıştır. Yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılan elektrikli ısıtıcının akış kontrolü ise üç yollu motorlu vana ile sağlanmaktadır. Sistemin çalışması esnasında dolaşım hatlarında oluşan havanın tahliyesi, otomatik hava alma purjörleri vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Absorbsiyonlu cihazın tüm gidiş-dönüş bağlantı ağızlarında ve her güneş kolektörünün çıkışında birer adet otomatik hava alma purjörü yer almaktadır. Dolaşım hatlarında, taşıyıcı akışkanın sıcaklık değişimine bağlı hacim ve basınç değişiminin dengelenmesi için, dolaşım hatlarında yer alan akışkan miktarına göre farklı kapasitelerde genişleme tankları kullanılmıştır. Güneş kolektör hattında yer alan genişleme tankı 50 l ve diğer hatlarda yer alan genişleme tankları ise 6 l hacindedir.

Dolaşım hatlarını oluşturan boru tesisatının malzeme seçimi, içerisinde dolaşan taşıyıcı akışkanın sıcaklık ve kimyasal özelliğine göre yapılmıştır. Buna göre sıcak kullanım suyu ve ısı dağıtım hatlarında polietilen boru, diğer tüm hatlarda ise galvaniz kaplı elik boru kullanılmıştır. Galvaniz kaplı elik borudan oluşan tüm hatların ısı yalıtımı, yüksek sıcaklık ve ultraviyole dayanımlı 5mm kalınlığında elastomerik kauçuk esaslı yalıtım malzemesi ile yapılmıştır.

3.7. Sıcak Kullanım Suyu Sistemi

Deney tesisatında yer alan sıcak kullanım suyu sistemi 1000 l hacminde tek serpantinli boyler ve sıcak su sayacından oluşmaktadır (şekil 3.32). Güneş enerjisinin soğutma uygulaması için yeterli olmadığı durumlarda, güneş kolektörlerinden elde edilen enerji, boyler içerisindeki 2,97 m² yüzey alanına sahip serpantin içerisinden geçirilerek, kullanım suyunun ısıtılması sağlanmıştır. Sıcak suyun kullanım miktarı, günlük ortalama tüketim değerleri göz önüne alınarak belirlenmiş ve deneysel çalışmalarda yapılan ölüm sonuçlarında sunulmuştur. Sıcak suyun kullanım miktarının llmesinde sıcak su sayacı kullanılmıştır.

Anonim (2008) tarafından, bildirildiğine göre, konutlarda sıcak su tesisatında boyler kullanılması durumunda ASHRAE standardına göre (Anonim 2009c) su sıcaklık değeri en fazla 50°C değerinde olmalıdır. Sıcak su tesisatında farklı yapılar için boyler hesabı farklı kaynaklarda detaylı şekilde sunulmuştur (Anonim 2003, Anonim 2008).



şekil 3.32. Sıcak kullanım suyu boyleri

3.8. Yardımcı Enerji Kaynakları

Test odasının ısıtılması-soğutulması için güneş enerjisinin yetersiz kaldığı durumlarda kullanılmak üzere, sistem dâhilinde elektrikli ısıtıcı ve hava kaynaklı ısı pompası sistemi kullanılmaktadır. Her iki sistem de temiz ve yenilebilir bir enerji kaynağı olan elektrik enerjisi ile çalışmaktadır.

Güneş enerjisinden elde edilen termal enerjinin, absorpsiyonlu cihazın çalışması için yetersiz kalması durumunda kullanılmak üzere 9,6 kW ısıtma gücünde, ticari olarak üretilmiş Emsan Dtek-1 elektrikli ısıtıcı sistemde yer almaktadır (Şekil 3.33). Eşit ısıtma kapasiteli üç adet daldırma tip ısıtıcı rezistanstan oluşan sistem, absorpsiyonlu ısı pompasının termal enerji hattına üç yollu motorlu vana aracılığıyla paralel şekilde bağlanmıştır. Isıtıcının çalışma sıcaklığı ve çalışma periyodu otomasyon sistemi tarafından kontrol edilmektedir. Termal enerji hattının absorpsiyonlu cihaz girişinde bulunan PT 100 sıcaklık sensorunun gönderdiği sinyale göre otomasyon sisteminden gelen komutla üç yollu motorlu vana kontrol edilerek, elektrikli ısıtıcının hatta seri olarak bağlanmasını sağlanmaktadır. Bu şekilde absorpsiyonlu sistem için gerekli ek enerji, yardımcı enerji kaynağı tarafından sağlanır. Ayrıca sistem, güneş kolektör hattının direkt olarak absorpsiyonlu cihaza bağlanması durumunda, hattaki taşıyıcı akışkanın sıcaklık değerinin yükseltilmesi için de kullanılabilir.



Şekil 3.33. Elektrikli ısıtıcı

Deney tesisatında yer alan diğer yardımcı enerji kaynağı, test odası içersinde bulunan, ticari olarak üretilmiş Goodman A24-00-2RB hava kaynaklı buhar sıkıştırmalı ısı pompası sistemidir (şekil 3.34). Soğutma kapasitesi 6,9 kW (23400 btu/h), ısıtma kapasitesi 6,7 kW (23000 btu/h) olan ısı pompası (Anonim 2011d), ısı dağıtım hattı olarak, test odası içerisine doşenmiş hava kanallarını kullanmaktadır. Hava kaynaklı ısı pompası çalışma kontrolü, absorbsiyonlu ısı pompası sistemi için oluşturulan otomasyon sisteminden bağımsızdır ve çalışma özellikleri, kendi içerisinde yer alan oda termostatı ile kontrol edilmektedir. Yapılan deneysel çalışmalarda hava kaynaklı ısı pompası, soğutma doneminde yardımcı soğutucu sistem olarak absorbsiyonlu ısı pompası ile beraber kullanılmıştır.

Yardımcı enerji kaynaklarının seçiminde, temiz ve yenilenebilir bir enerji olan, aynı zamanda tamamen yerli doğal enerji kaynaklarından üretilen elektrik enerjisi ile çalışan cihazlar tercih edilmiştir. Bu sayede çevreci ve dışa bağımlılığı olmayan bir sistem tasarımı amaçlanmıştır. Yardımcı ısıtıcı ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin, soğutma uygulaması için absorbsiyonlu sistem ile birlikte kullanımdaki avantaj ve dezavantajları, karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur.



şekil 3.34. Hava kaynaklı ısı pompası

3.9. Otomasyon Sistemi

Güneş enerjisi kaynaklı soğutma-ısıtma sistemlerinde, sistem bileşenlerinin birbiri ile uyumlu çalışması, sistem verimi açısından büyük önem arz etmektedir. Bu uyumun doğru bir şekilde sağlanması doğru olarak tasarlanmış bir otomasyon sistemi ile gerçekleştirilebilir. Ayrıca ısıtma-soğutma uygulamasının gerçekleştirildiği yapının ısı konfor şartlarının sağlanması açısından otomasyon sisteminin önemi büyüktür. Deney tesisatını oluşturan sistem bileşenleri, temel olarak sistem bileşenlerinden gelen sinyaller ve kullanıcı tarafından belirlenen parametrelere bağlı olarak otomasyon sistemi tarafından kontrol edilmektedir. Absorbsiyonlu cihazın çalışma gereksinimleri ve test odasında belirlenen konfor şartları, otomasyon sisteminin çalışmasında amaç fonksiyonu oluşturmaktadır. Buna göre, test odasının sıcaklığı ısıtma uygulamasında 20°C, soğutma uygulamasında ise dış ortam sıcaklığına bağlı olarak 25°C olarak belirlenmiştir. Odanın bağıl neminin kontrolü için harici bir sistem bulunmadığından, deneyler esnasında sadece bağıl nem değerinin ölçümü yapılmıştır. Oda içerisindeki sıcaklık değeri oda içerisinde yer alan oda termostatu ile ölçülerek otomasyon sistemine geribildirim sinyali gönderilmektedir. Bu sinyale bağlı olarak, otomasyon sistemi tarafından gönderilen komutla, ısı dağıtım hattı pompası ve fan-coil fanları çalışarak, absorbsiyonlu sistemdeki ısıtma ya da soğutma enerjisi mahale gönderilmektedir. Oda içerisindeki sıcaklık kontrolü için bir diğer kontrol yöntemi absorbsiyonlu cihaz tarafından sağlanmaktadır. Cihaz, ısı dağıtım hattındaki gidiş-dönüş sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak çalışmakta ve ısı dağıtım hattı pompasının çalışması için sinyal göndermektedir. Ancak bu tip bir kontrol stratejisi, fan-coiller ile oluşturulmuş ısı dağıtım sistemi açısından uygun değildir ve gereksiz enerji tüketimine bağlı olarak sistemin toplam verimini düşürmektedir. Bu nedenle sistem için bu kontrol stratejisi tercih edilmemiştir.

Absorbsiyonlu cihazın çalışması için en önemli parametre, termal enerji hattı girişindeki sıcaklık değeridir. Bu sıcaklık değerinin, reaktördeki LiCl-Su eriyiğini buharlaştırmak için yeterli olması gerekmektedir. Bu nedenle, cihazın termal enerji hattı giriş bağlantı ağzında yer alan sıcaklık sensörü ile sıcaklık ölçümü yapılarak, sıcaklığın istenilen değere (75 °C) ulaşmaya kadar giriş ağzındaki vananın kapalı kalması sağlanmaktadır.

Benzer şekilde, ısı verimin düşmesini engellemek amacıyla aynı uygulama, ısı dağıtım ve ısı atım hatlarında da uygulanmaktadır. Ayrıca termal enerji hattının çalışma maksimum ve minimum sıcaklık değerleri, otomasyon paneli aracılığı ile kullanıcı kontrollü olarak da sağlanabilmektedir. Hattın cihaz girişinden önce yer alan PT 100 sıcaklık sensörü (Şekil 3.35), hattaki akışkanın sıcaklığını ölçerek otomasyon sistemine bildirir. Eğer hattaki sıcaklık değerinin yükseltilmesi amacıyla yardımcı ısıtıcı kullanılacaksa, otomasyon sistemi tarafından gönderilen sinyalle, ısıtıcı çalışır ve ısıtıcı girişindeki üç yollu vana devreye girerek ısıtıcının hatta seri olarak bağlanmasını sağlar.



Şekil 3.35. PT 100 sıcaklık sensörü

Klasik tuz-su eriyikli absorpsiyonlu sistemlerde, kristalizasyon tehlikesi nedeniyle kaynatıcı giriş sıcaklığının belli bir değeri geçmemesi sağlanmalıdır. Dahili enerji depolamalı sistemde kristalizasyon riski söz konusu değildir ve reaktör giriş sıcaklığı 120°C'ye kadar çıkabilir. Reaktör giriş sıcaklığının 120°C veya basıncın 10 bar değerinin geçmesi durumunda, cihazın ısı ve basınçtan zarar görmemesi amacıyla, hattın giriş ağzındaki vanalar otomatik olarak kapatılır. Vanaların kapatılması ile birlikte, termal enerji hattındaki taşıyıcı akışkan, by-pass hattı ile kendi içerisinde sirküle eder. By-pass hattının kontrolü, manüel olarak çalışan küresel vana ile sağlanmaktadır. Hattın giriş ağzındaki sıcaklık değeri istenilen değere ulaşıncaya kadar vana tam açık konumda tutulmaktadır. Cihazın normal çalışma şartlarında bu vana %10 açık konuma getirilerek, gerektiğinde by-pass işleminin yapılması sağlanır. Bu hattın

otomatik kontrolü için gereken üç yollu motorlu vana, proje bütçesinin yetersiz olmasından ötürü temin edilemediğinden, manüel kontrollü küresel vana kullanılmıştır.

Isı dağıtım hattının çalışma sıcaklık değerleri, absorpsiyonlu cihaz üzerinde yer alan dijital kontrol paneli vasıtasıyla seçilebilmektedir. Cihazın ısı dağıtım hattı sıcaklık değeri, fan coil sisteminin çalışma özelliklerine bağlı olarak soğutma uygulamasında 7°C ısıtma uygulamasında ise 45°C olarak belirlenmiştir. Sistemin ısıtma-soğutma modu geçişleri ve şarj-deşarj geçişleri de kontrol paneli aracılığı ile sağlanabilmektedir. Ayrıca cihazın farklı çalışma modları için, şarj-deşarj geçişleri otomatik olarak sağlanabilmektedir. Cihazın normal çalışma modunda, şarj olan haznenin %80 doluluk oranına ulaşması ya dadeşarj olan haznenin tamamen boşalması durumunda sistem otomatik olarak şarj-deşarj geçişi yapmaktadır. Diğer çalışma modlarında ise, her iki haznenin birden şarj ya dadeşarj olması, şarj-deşarj geçişlerinin kullanıcı tarafından belirlenen periyotlarda yapılması mümkündür.

Güneş kolektör sisteminin kontrolü, güneş kolektör hattı pompasının çalışma periyotlarının kullanıcı kontrollü olarak belirlenmesi ile mümkün olmaktadır. Bu periyotlar, otomasyon panosu üzerindeki dijital göstergede pompanın devreye giriş-çıkış saatlerinin haftanın her günü için ayrı ayrı belirlenmesi ile sağlanmaktadır. Bu sayede güneş enerjisinin kullanılabilir olduğu günlük zaman dilimlerinde sistemin çalışması sağlanarak, sistem veriminin artırılması amaçlanmıştır. Otomasyon panosu üzerindeki dijital gösterge vasıtasıyla, tüm sistemin ısıtma-soğutma modu geçişi, termal enerji hattının çalışma maksimum ve minimum sıcaklık değerleri, pompaların çalışma durumu ve sistemin alarm konumuna geçmesi durumunda oluşan problemin tespiti sağlanabilmektedir (Şekil 3.36).



Şekil 3.36. Otomasyon sistemi kontrol paneli

Isı atım hattının kontrolünde, absorpsiyonlu cihaz tarafından otomasyon paneline gönderilen sinyal kullanılır. Bu sinyal vasıtasıyla ısı atım hattı pompası, soğutma kulesi pompası ve soğutma kulesi fanı eş zamanlı olarak çalışmaya başlar. Soğutma kulesinin su haznesi içerisindeki su miktarı, soğutma kulesinde meydana gelen buharlaşma nedeniyle azalır. Su miktarının belli bir seviyenin altına düşmesi ile su haznesi üzerinde yer alan şamandıra sistemi devreye girerek, soğuk su şebekesi bağlantı ağzını açar ve eksik kalan suyun tedarik edilmesi sağlanır.

Otomasyon sisteminin belirlenmesi, mevcut proje bütçesi ve teknik imkânlar göz önüne alınarak yapılmıştır. Daha gelişmiş cihaz ve tasarımlarla daha üstün bir kontrol stratejisi oluşturularak sistem veriminin artırılması mümkündür.

3.10. Harici Enerji Depolama Sistemi

Klasik güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu cihazların ısıtma-soğutma uygulamalarında, güneş enerjisinin depo edilerek, elde edilemediği durumlarda gereken ısı ihtiyacının karşılanması ve absorpsiyonlu sistemin kaynatıcısının sabit bir sıcaklıkta beslenmesini sağlamak amacıyla, bir sıcak su deposuna ihtiyaç vardır (Pastakkaya ve ark. 2008). Sıcak su deposu için optimum hacim değeri Lof ve Tbout'un (1974) belirttiğine göre, 1 m² kolektör alanı başına 50 kg'dır. Kreider ve Kreith'e (1981) göre, soğutma uygulamaları için bu değer 80 kg/m² ile 200 kg/m² arasında değişmektedir. Sıcak su depolaması uygulamasında temel problem, ısıl kayıplardır. Genellikle deponun bulunduğu ortam sıcaklığı ile depo içerisindeki suyun sıcaklığı arasındaki farkın yüksek oluşu, ısı kayıplarını arttırmaktadır. Bu nedenle ısı yalıtımının uygun şekilde yapılması ısıl kayıpları azaltır ve sistem performansını artırır. Soğutma durumu için diğer bir uygulama ise, bir depo içerisinde suyun soğuk olarak depolanmasıdır. Güneş enerjisinin uygun seviyelerde olduğu gündüz saatlerinde, absorpsiyonlu sistem tarafından soğutulan su soğuk olarak depolanarak, gece dönemi için gereken soğutma ihtiyacının karşılanmasında kullanılmaktadır. Depolanmış soğuk suyun sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farkın az olması nedeniyle, ısı kazancı değerleri düşüktür. Bir diğer uygulama ise, soğutucu akışkanın depolanması şeklindedir. Güneş enerjisi değerinin yüksek olduğu zaman diliminde soğutucu akışkanın depolanarak, güneş enerjisinin elde

edilemediği dönemde bu depolama sayesinde ihtiyaç duyulan soğutma yükü karşılanabilmektedir.

Harici enerji depolama sisteminin kullanımı, hem ısı kayıplar hem de sistem kurulumunda kurulum alanı gereksinimi açısından çeşitli dezavantajlara sahiptir. Ayrıca sistemin kurulum maliyetini de arttırmaktadır. Bu nedenle dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu sistemlerin kullanımı, söz konusu sorunların çözümü için önemli bir alternatiftir. Yapılan deneysel çalışmalarda, dâhili ve harici depolama sisteminin karşılaştırılması için, deney tesisatında yer alan 1000 l kapasiteli çift serpantinli boyler (bkz. Şekil 3.28) harici sıcak akışkan depolama sistemi olarak kullanılmıştır. Depo içerisinde taşıyıcı akışkan olarak, %15 derişimli propilen glikol-su eriyiği kullanılmıştır. Deneysel ısı verimi arttırmak için, depo içerisinde yer alan serpantinler birbirine seri olarak bağlanarak ısı geçiş alanı artırılmıştır. Serpantin hattı, güneş kolektör hattına bağlanarak, güneş enerjisi ile sıcak akışkan depolama uygulaması gerçekleştirilmiş, bu şekilde dâhili ve harici depolama sistemleri karşılaştırılmıştır. Absorpsiyonlu sistemin ısı dağıtım hattının diğer dolaşım hatları ile bağlantısı bulunmadığından, soğutma uygulaması için soğuk akışkan depolama ve ısıtma uygulaması için depolanan sıcak akışkanın direkt fan-coillere gönderilmesi deneysel olarak incelenememiştir.

3.11. Deneysel Ölçüm Cihazları ve Simülasyon Programı

Deneysel uygulamalarda kullanılan taşınabilir ölçüm cihazlarının model ve kullanım özellikleri Çizelge 3.12’de yer almaktadır.

Çizelge 3.12. Taşınabilir ölçüm cihazlarının özellikleri

<i>Ölçüm Cihazı</i>	<i>Model</i>	<i>Ölçüm Parametresi</i>	<i>Cihaz Sayısı</i>
Dört kanallı sıcaklık ölçüm-kayıt cihazı	Testo 177 T4 Data Logger	Sıcaklık	3
Çok fonksiyonlu ölçüm-kayıt cihazı	Testo 350-454 Data Logger	Sıcaklık-Hava Hızı	1
Cep tipi sıcaklık-nem-hava hızı ölçüm cihazı	Testo 410-2	Sıcaklık-Bağıl Nem	1

Sıcaklık ölçüm işlemlerinde kullanılan dört kanallı sıcaklık ölçüm-kayıt cihazı sıcaklık ölçümü yaparak dâhili belleğine ölçüm değerlerini kaydetme özelliğine sahiptir. Ölçüm

işlemlerinde her ölçüm cihazı için dört adet K tipi Al-Ch çiftli termokupl olmak üzere toplam on iki adet termokupl kullanılmıştır. Dolaşım hatları, sıcak su deposu, fan-coil üfleme sıcaklıkları ve test odası sıcaklığı bu cihazlar aracılığı ile ölçülmüştür. Çok fonksiyonlu ölçüm kayıt cihazı, kullanılan farklı prob lar ile çeşitli ölçüm işlemleri gerçekleştirerek, dâhili belleğine ölçüm değerlerini kaydedebilmektedir. Deney tesisatında kullanılan cihaz için sıcaklık ve hava hızı ölçebilen prob yer aldığından, bu cihaz ile dış ortam sıcaklığı ölçülmüştür. Test odasının bağıl neminin ölçümünde cep tipi ölçüm cihazı kullanılmıştır. Deney süresi boyunca her saat başı yapılan ölçümler ile odanın bağıl nemi tespit edilmiştir.

Absorbsiyonlu ısı pompası cihazının sahip olduğu dâhili ölçüm sistemi ile cihaz bileşenlerinin ve dolaşım hatlarının cihaz bağlantı noktalarındaki sıcaklık değerleri, haznelerin doluluk oranları, sistemdeki su ve eriyik debisi; termal enerji, ısı atım ve ısı dağıtım hatlarındaki enerji değerleri ölçülebilmektedir. Cihaz içerisinde yer alan yazılım programı ile bilgisayara aktarılan ölçüm değerleri, bilgisayar tarafından kaydedilmekte, bu sayede cihazın çalışma özellikleri tespit edilebilmektedir (Şekil 3.37)



Şekil 3.37. Absorbsiyonlu cihazın bilgisayar destekli veri ölçümü

Deney tesisatında yer alan elektrikli cihazların elektrik sarfiyatlarının ölçümünde, dijital elektrik sayaçları kullanılmıştır (Şekil 3.38). Yardımcı enerji kaynakları olan elektrikli ısıtıcı ve hava kaynaklı ısı pompası için birer adet, pompa grubu ve soğutma kulesi için de bir adet olmak üzere toplam üç adet sayaç kullanılmıştır. Sayaçlar vasıtasıyla deney süresi boyunca ölçüm değerleri alınarak elektrik sarfiyat değerleri belirlenmiştir.



Şekil 3.38. Elektrik sarfiyatı ölçümünde kullanılan sayaçların görünümü

Tez çalışması kapsamında, elde edilen deneysel sonuçların sayısal analiz sonuçları ile karşılaştırılması ve deneysel olarak incelenemeyen günler için sistem özelliklerinin belirlenmesi amacıyla TRNSYS simülasyon programı kullanılmıştır. TRNSYS, (Anonim 2011b) dünya genelinde araştırmacılar ve mühendisler tarafından enerji hesaplamalarında yaygın olarak kullanılan dinamik simülasyon programıdır. Programın DLL temelli yapısı sayesinde genel programlama dilleri (C, C++, PASCAL, FORTRAN vb.) kullanılarak; farklı cihaz, yapı ya da enerji sistemleri için oluşturulan matematik modellerin TRNSYS programında simüle edilebilecek program bileşeni haline getirmek mümkündür. Program tasarımcıları tarafından sağlanan zengin bileşen kütüphanesi aracılığıyla birçok farklı sistemin belirlenen koşullarda simülasyonu mümkün olabilmektedir. Ayrıca dünyanın birçok farklı bölgesi için sağlanan meteorolojik verileri içeren bileşenlerin kullanımı ile atmosferik olayların etkileri simülasyon sonuçlarına dahil edilmektedir.

Bölüm 3.2.2' de tanımlanan absorpsiyonlu sistemin matematik modeline göre oluşturulan TRNSYS simülasyon programı bileşeni ile absorpsiyonlu sistem

parametrelerinin; belli çalışma koşulları altında değişimi ve sistem verimi üzerine etkileri incelenmiştir. Söz konusu matematik modele göre TRNSYS programında oluşturulan ClimateWell-Solar Cooling v1.1 (Anonim 2010d) yazılımı ile absorpsiyonlu sistem için elde edilen deneysel sonuçlar ile matematik modelin sunduğu sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Yazılım, birçok farklı tesisat bileşeni ile absorpsiyonlu sistemin birlikte kullanılmasını farklı bölgeler için dinamik olarak simüle edebilmektedir. Isıtma-soğutma uygulamasının yapılacağı yapının özellikleri, termal enerji, ısı atım ve ısı dağıtım hatlarında kullanılan ekipmanların özellikleri kullanıcı tarafından belirlenmekte ve simülasyon sonucunda absorpsiyonlu cihazın çalışma özellikleri tespit edilebilmektedir. Bu program sayesinde deneysel ölçüm sonuçlarının alınamadığı ısıtma ve soğutma periyotları için Bursa ili şartlarına göre elde edilen sonuçlar çalışma dâhilinde sunulmuştur. Ayrıca örnek bir konut tasarımı esas alınarak, Türkiye’de farklı iklimsel ve coğrafi şartlara sahip on farklı il için yapılan yıllık simülasyon sonuçları karşılaştırılmalı olarak sunulmuş, sonuçlar teknik ve ekonomik açıdan analiz edilmiştir.

3.12. Hata Analizi

Isıtma ve soğutma uygulamalarının deneysel incelenmesinde gerçekleştirilen ölçüm işlemlerinde kullanılan cihazlar belirli bir ölçüm hassasiyetine sahiptir. Bu nedenle ölçülen her değer bir miktar hata içermektedir. Deneysel olarak kullanılan her cihazın, kullanım amacı, ölçüm aralığı ve hassasiyeti farklıdır ve cihazların ölçüm hassasiyeti ve ölçüm aralık değerleri Çizelge 3.13’de görülmektedir. Bu cihazların oluşturduğu toplam hatayı belirlemek için Moffat’ın (1988) önerdiği eşitlik kullanılmıştır (Denklem 3.119)

$$Hata = \left[\left(\frac{\Delta m}{m} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{\text{çev}}}{T_{\text{çev}}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_i}{T_i} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_a}{T_a} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_c}{T_c} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_e}{T_e} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_r}{T_r} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{fc}}{T_{fc}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{gk}}{T_{gk}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t}{t} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.119)$$

Bu eşitliğin payındaki lamda (Δ) ile ifade edilen değerler cihazın ölçüm hassasiyetini, paydadaki değerler ise ölçüm değerlerini ifade etmektedir. Buna göre deneysel ölçümlere bağlı hesaplamalarda maksimum hata oranının $\pm\%1$ seviyesinde olduğu hesaplanmıştır.

Deneysel ölçümlerde en büyük hata debimetreden kaynaklanmaktadır. Diğer parametrelerin (sıcaklıklar ve zaman) ölçümü için kullanılan cihazların hassasiyetinin ölçüm değerlerine göre çok küçük olması nedeniyle, bu parametrelerin ölçümünden kaynaklanan hatanın toplam hata içindeki oranının çok küçük olduğu tespit edilmiştir.

Çizelge 3.13. Absorbsiyonlu sistem ölçüm cihazlarının ölçüm aralığı ve hassasiyeti

<i>Ölçülen değer</i>	<i>Ölçüm cihazı</i>	<i>Ölçüm aralığı</i>	<i>Ölçüm hassasiyeti</i>
Güneş kolektörleri, test odası, fan coil sıcaklıkları	Testo177, Thermokupl (K tipi)	(-200) – (+1000) °C	$\pm 0.5\%$
Dış ortam sıcaklığı	Testo 454/350 -0635 1047 Probu	(-20) – (+70) °C	$\pm 0.5\%$
Absorbsiyonlu sistem sıcaklıkları (reaktör, absorber, yoğuşturucu, buharlaştırıcı)	CW 20 dâhili termometre NTC Sensoru	(0) – (+120) °C	$\pm 0.5\%$
Absorbsiyonlu sistem debi değerleri (su, eriyik)	CW 20 dâhili debimetre Grundfos VFS	2– 40 l/s	$\pm 1.5\%$

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu çalışmada, güneş enerjisi kaynaklı absorbsiyonlu ısı pompası sistemi ile bir mahalin ısıtılması ve soğutulması işlemi, uygulama esasları ve sistem bileşenlerinin sistem verimine etkisi, deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Bu bölümde konu ile ilgili elde edilen sonuçlar sunularak tartışılacaktır. Çalışmada, ısıtma ve soğutma işlemi ile ilgili 2010–2011 yılları boyunca birçok deneysel uygulama yapılmıştır. Bu deneysel uygulamaların, doktora çalışması ile ilgili özgün sonuçlar içeren kısımları, Deney 1–8 olarak adlandırılarak, deneysel uygulama sonuçları bölümünde sunulmuştur.

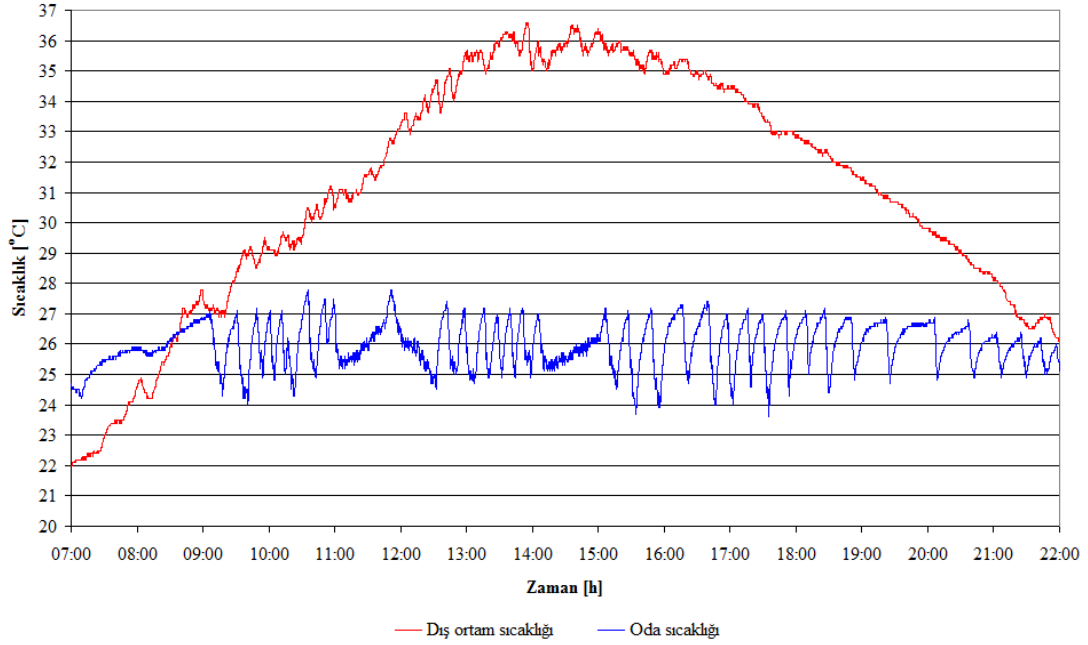
4.1. Deneysel Uygulama Sonuçları

4.1.1. Soğutma uygulamasının deneysel analizi

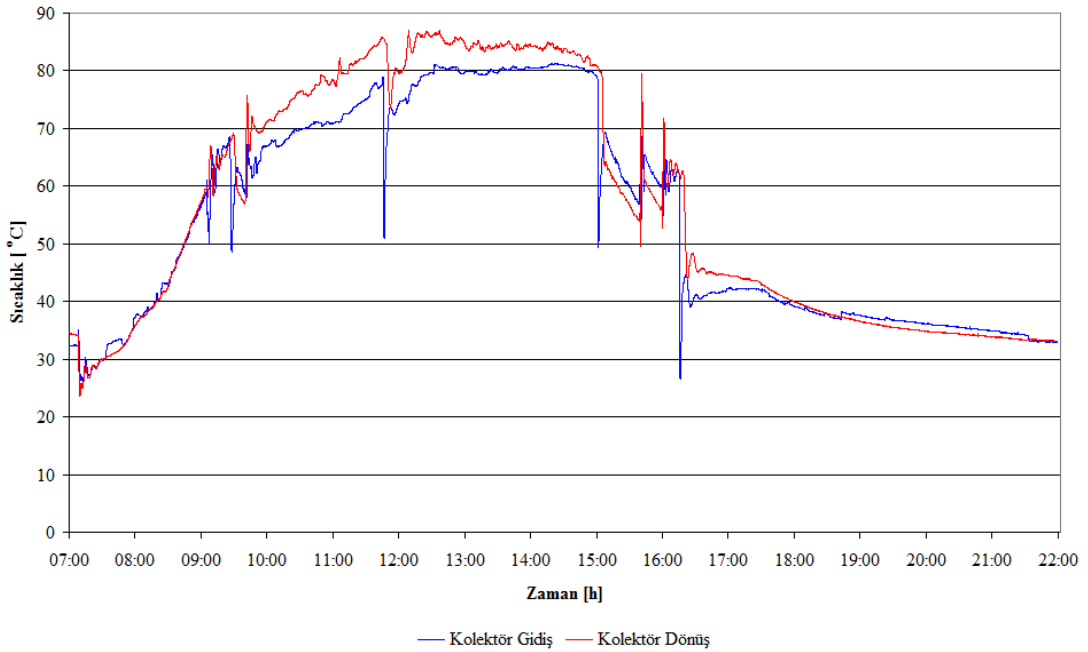
Test odasının soğutulması işleminde, farklı yardımcı enerji kaynaklarının kullanımı ve uygulamada sistem bileşenlerinin sistem verimine etkisi incelenmiştir. Deneysel uygulamalarda absorbsiyonlu ısı pompası için yardımcı enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcı ve hava kaynaklı ısı pompası sistemi kullanılmıştır.

Yardımcı enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcının kullanıldığı deneysel uygulama (Deney–1), 3 Ağustos 2010 tarihinde, dış sıcaklık değerinin soğutma periyodu boyunca ortalama 31°C olduğu, gökyüzünün açık ve bulutlanmanın görülmediği tipik bir Ağustos gününde gerçekleştirilmiştir. Test odasının sıcaklık değeri, konfor şartlarını sağlamak amacıyla 25–27 °C arasında tutulmuştur. Dış ortam sıcaklığının, oda içerisinde istenen sıcaklık değerlerine ulaşması ile soğutma uygulaması başlamış, bu değer altına düşmesi sonucunda ise sonlandırılmıştır. Deney boyunca test odası ve dış ortamın sıcaklık değerlerinin değişimi Şekil 4.1.'de görülmektedir. Güneş enerjisinin, absorbsiyonlu cihazın şarj olması için yetersiz kaldığı 07:30 – 09:00 saatleri arasında elektrikli ısıtıcı devreye girerek, sistemin şarj olması için gereken ek enerjinin teminini sağlamıştır. Elektrikli ısıtıcı tarafından absorbsiyonlu sistemin reaktörü için 8,105 kWh değerinde termal enerji sağlanmıştır. Güneş kolektörlerindeki sıcaklık değeri, saat 09:25 itibari ile absorbsiyonlu sistemin çalışması için uygun sıcaklık değerlerine ulaşarak

cihazı beslemeye başlamış ve 16:15'e kadar absorpsiyonlu sisteme 31,02 kWh'lik termal enerji sağlamıştır. Saat 16:15'den sonra, kolektörlerdeki sıcaklık değeri, absorpsiyonlu sistemi beslemek için yetersiz kaldığından; kolektör hattı, sıcak kullanım suyu teminini sağlamak amacıyla, kullanım suyu boylerine bağlanmıştır. Şekil 4.2.'de uygulama boyunca güneş kolektör hattı sıcaklıklarının değişimi görülmektedir.

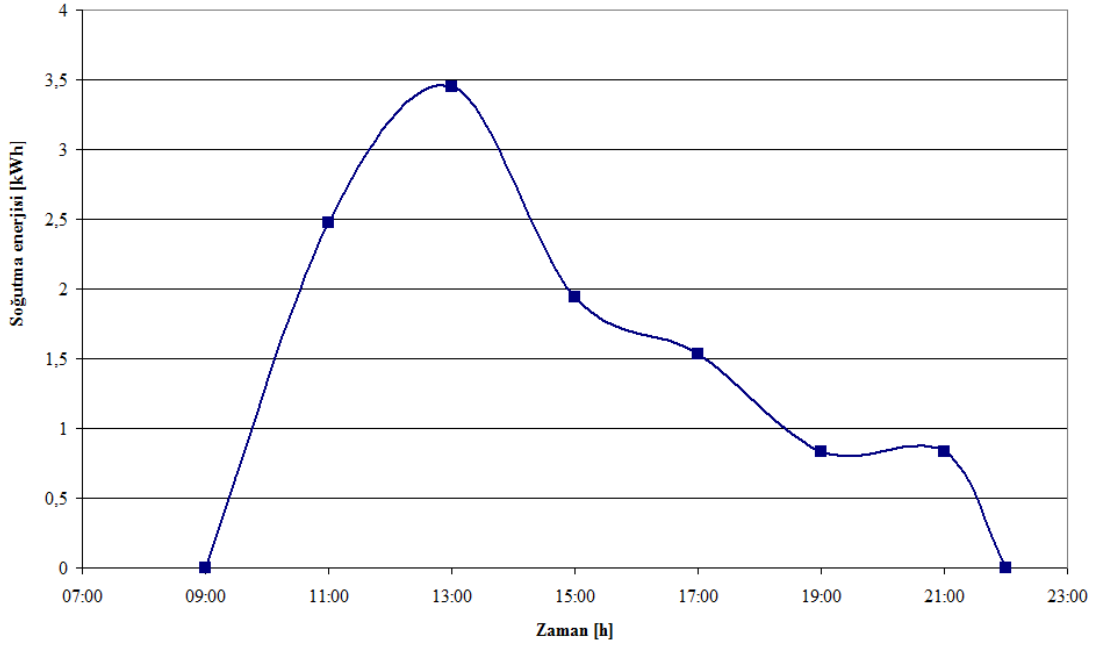


Şekil 4.1. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-1)



Şekil 4.2. Güneş kolektör hattı sıcaklıkları (Deney-1)

Soğutma uygulaması boyunca, absorpsiyonlu sistemde 09:05, 11:45 ve 15:00 saatlerinde, şarj-deşarj geçişleri gerçekleştirilmiştir. Bu işlem,deşarj modundaki haznenin soğutma uygulaması için yeterli soğutma enerjisini sağlayamaması ile birlikte manüel olarak gerçekleştirilmiştir. Soğutma uygulaması boyunca absorpsiyonlu sistem 11,07 kWh'lik soğutma enerjisi sağlayarak, mahalin tüm soğutma yükünü karşılamıştır. Şekil 4.3'de soğutma enerjisinin zamana bağlı değişimi görülmektedir.

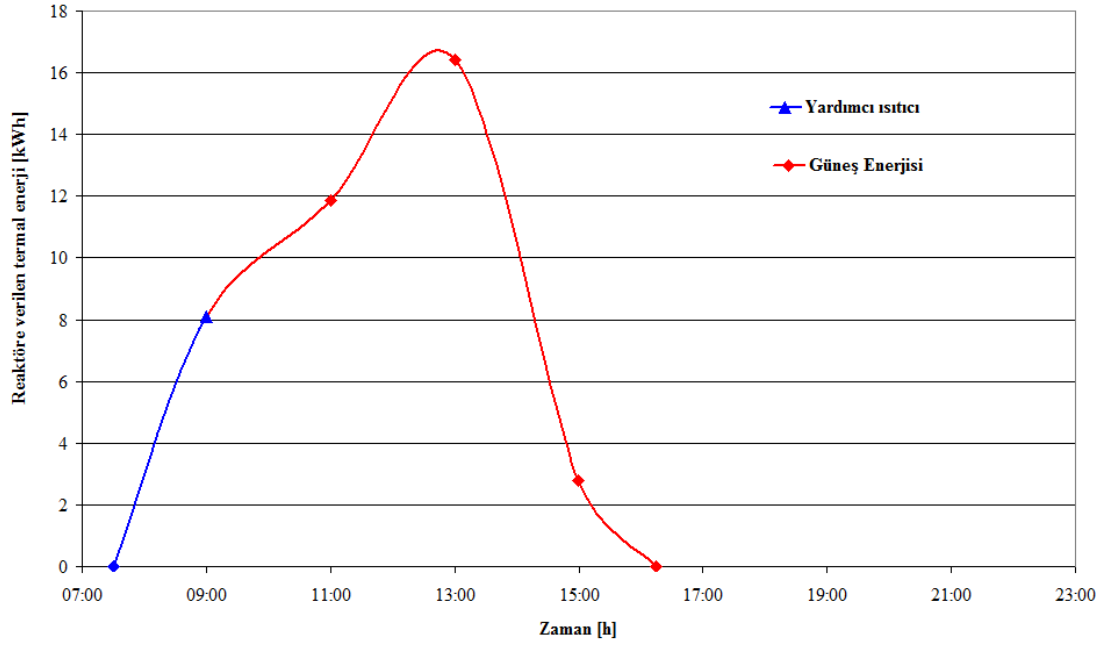


Şekil 4.3. Soğutma enerjisinin zamana bağlı değişimi (Deney-1)

Absorpsiyonlu sistemin reaktörüne uygulama boyunca verilen toplam termal enerji miktarı 39,12 kWh'tir. Bu enerjinin yaklaşık %21'lik bölümü yardımcı enerji kaynağı aracılığıyla sağlanmıştır. Şekil 4.4.'de reaktöre verilen termal enerji miktarının zamana göre değişimi görülmektedir. Denklem 3.54'e göre deneysel çalışma esnasında, sistemin günlük ortalama soğutma tesir katsayısı;

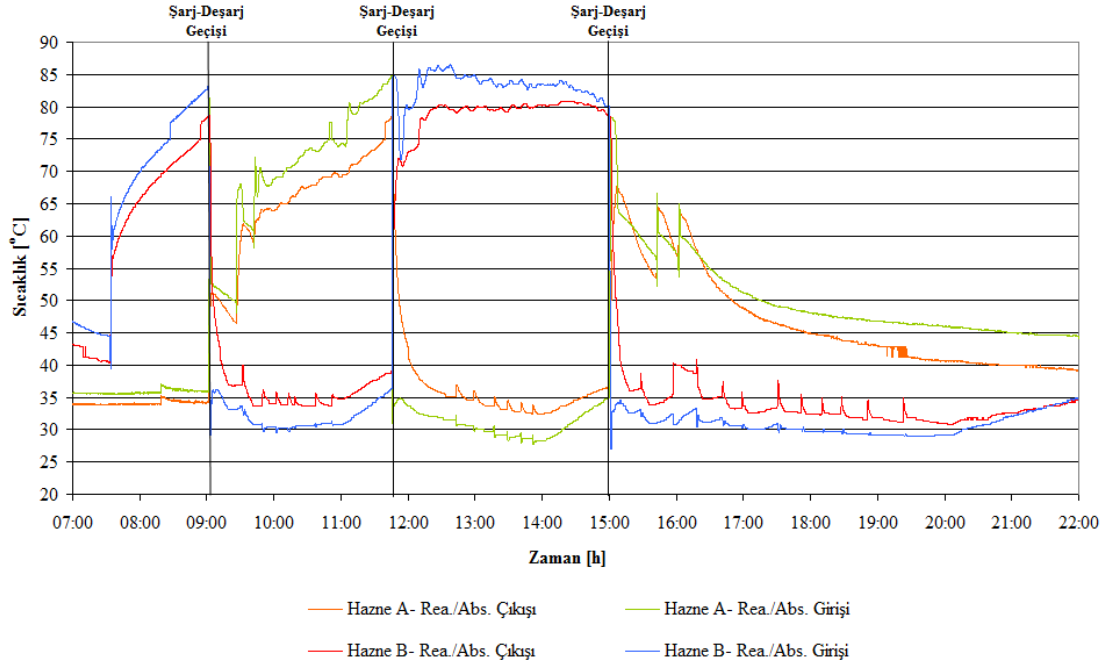
$$STK = \frac{Q_{buh}}{Q_{re}} = \frac{11,07}{39,12} = 0,28$$

olarak hesaplanmıştır.

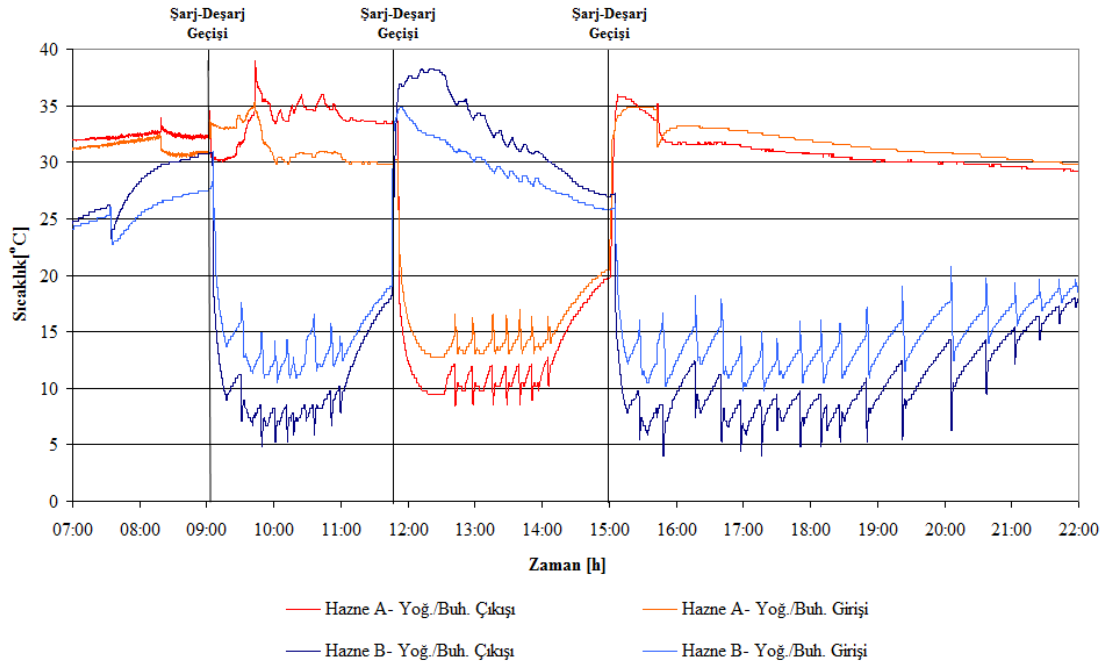


Şekil 4.4. Reaktöre verilen termal enerji miktarı (Deney-1)

Soğutma periyodu boyunca, absorpsiyonlu cihazın reaktör-absorber ve yoğuşturucu-buharlaştırıcı sıcaklıklarının değişimi, sırasıyla Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da görülmektedir.

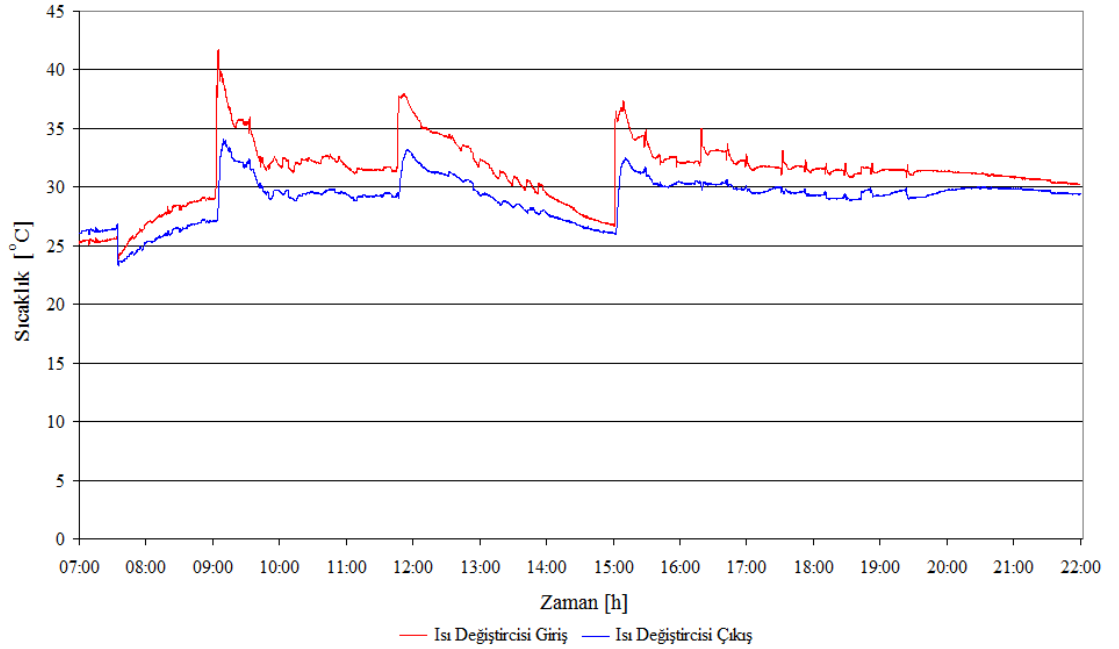


Şekil 4.5. Reaktör ve absorber giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-1)



Şekil 4.6. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-1)

Yoğuşturucu ve absorberde oluşan ısının atılması için ısı atım hattında kullanılan plakalı ısı değiştiricisinin giriş çıkış sıcaklıklarının değişimi ise şekil 4.7'de yer almaktadır.

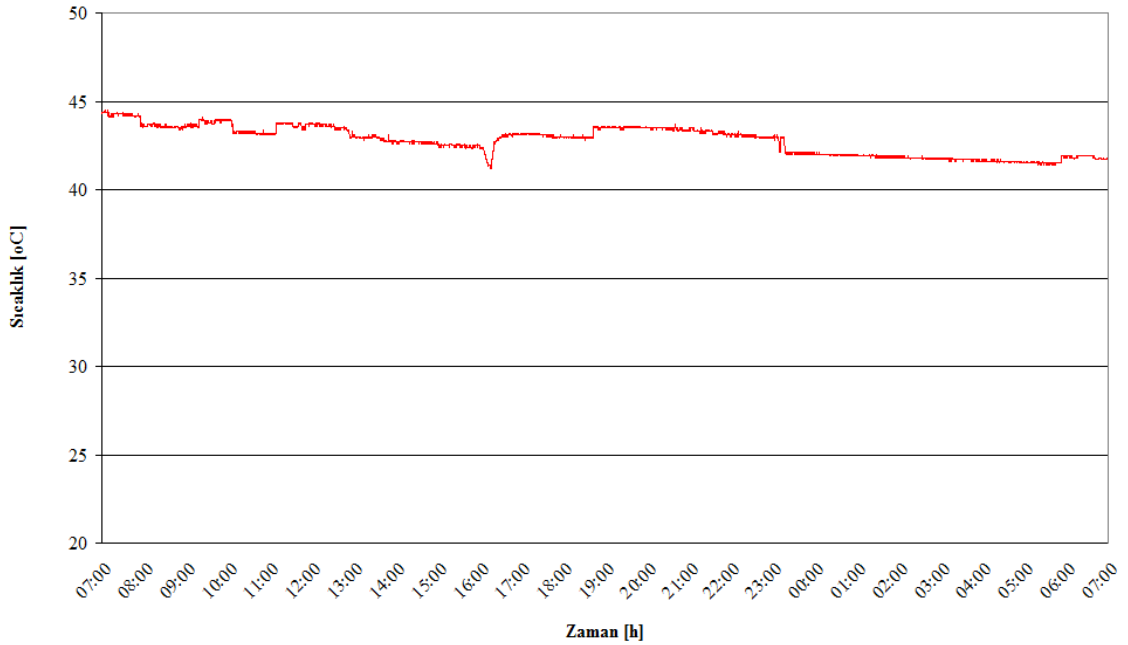


Şekil 4.7. Isı değiştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-1)

Sıcak kullanım suyu boylerindeki suyun, günlük tüketim ihtiyacını karşılaması, 24 saatlik kullanım periyodu boyunca incelenmiştir. Sıcak kullanım suyu sayacı aracılığıyla ölçülen tüm günlük sıcak su tüketim miktarı ve kullanım özellikleri, Çizelge 4.1’de görülmektedir. Şekil 4.8’de ise sıcak kullanım suyu boylerindeki su sıcaklığının değişimi yer almaktadır.

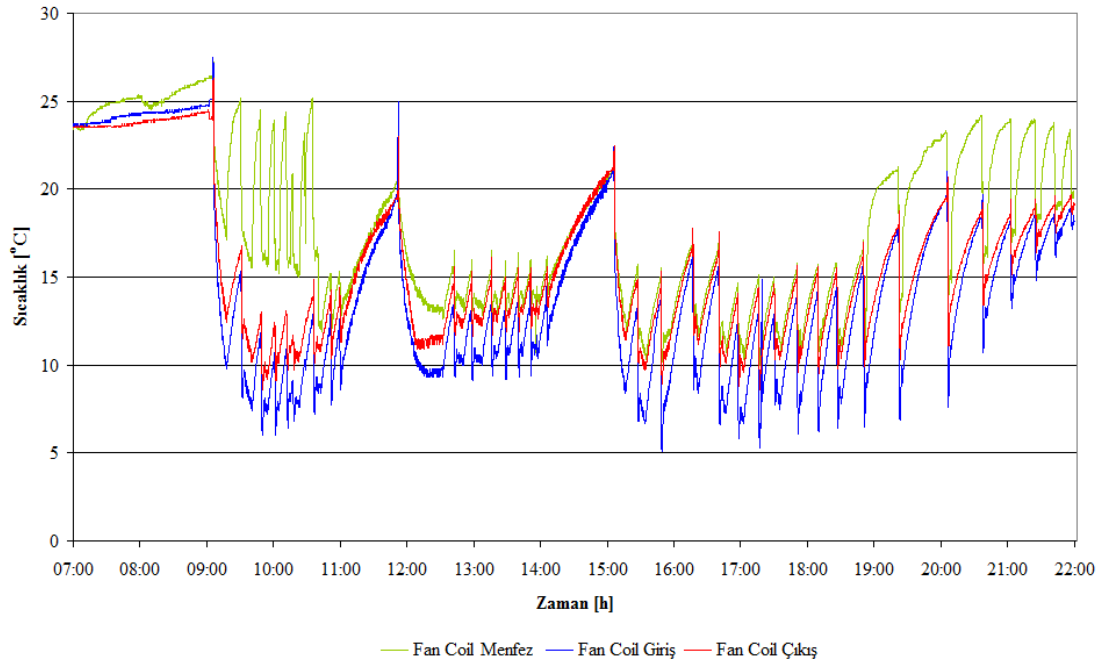
Çizelge 4.1. Sıcak kullanım suyu tüketim miktarı ve kullanım özellikleri (Deney-1)

<i>Saat</i>	<i>Miktar</i>	<i>Açıklama</i>
07:35	10 lt	Lavabo ihtiyaç
07:45	75lt	Duş
09:15	20lt	Bulaşık
10:15	20 lt	Lavabo ihtiyaç
12:45	20 lt	Bulaşık
13:30	75 lt	Duş
16:20	75 lt	Duş
19:15	20 lt	Bulaşık
20:35	10 lt	Lavabo ihtiyaç
22:15	75 lt	Duş



Şekil 4.8. Sıcak kullanım suyu boylerindeki su sıcaklığının değişimi (Deney-1)

Isı dağıtım sisteminde yer alan ve oda içerisindeki termostat aracılığı ile kontrol edilen fan-coil üniteleri, absorpsiyonlu cihazın ürettiği soğutma enerjisini oda içersine içersine göndererek soğutma yükünü karşılamıştır. Deney süresince en yüksek üfleme kademesinde çalışan fan-coil sisteminin giriş-çıkış ve menfez sıcaklıkları, Şekil 4.9.'da görülmektedir.

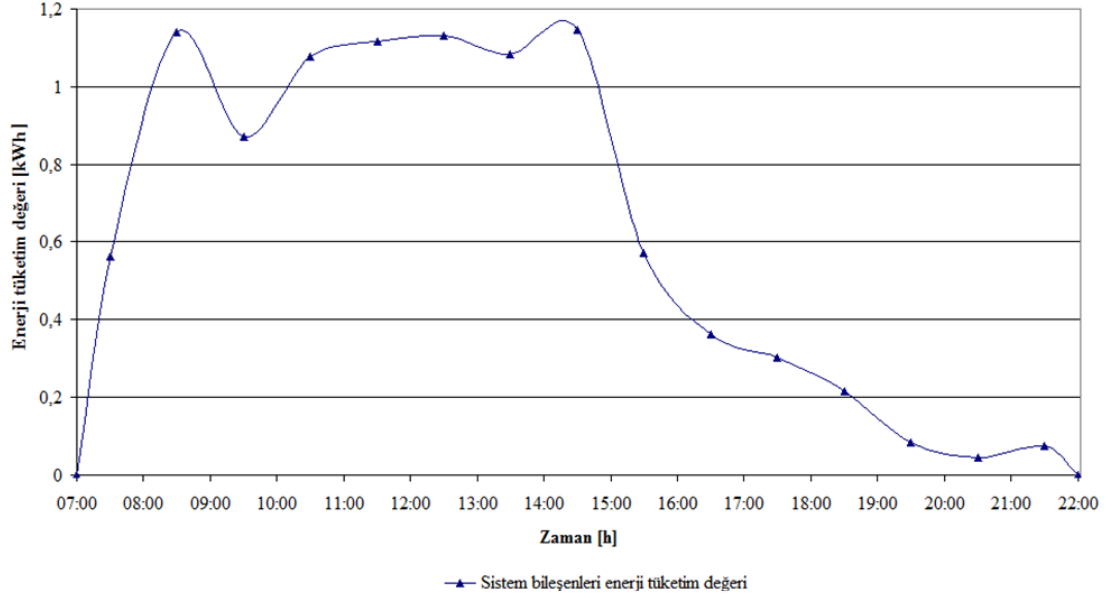


Şekil 4.9. Fan-coil sıcaklıkları (Deney-1)

Yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılan elektrikli ısıtıcı ve absorpsiyonlu sistem ekipmanların enerji tüketim değerleri, elektronik elektrik sayaçları aracılığıyla ölçülerek kaydedilmiştir ve sırasıyla Çizelge 4.2 ve Şekil 4.10'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Elektrikli ısıtıcı enerji tüketim değerleri (Deney-1)

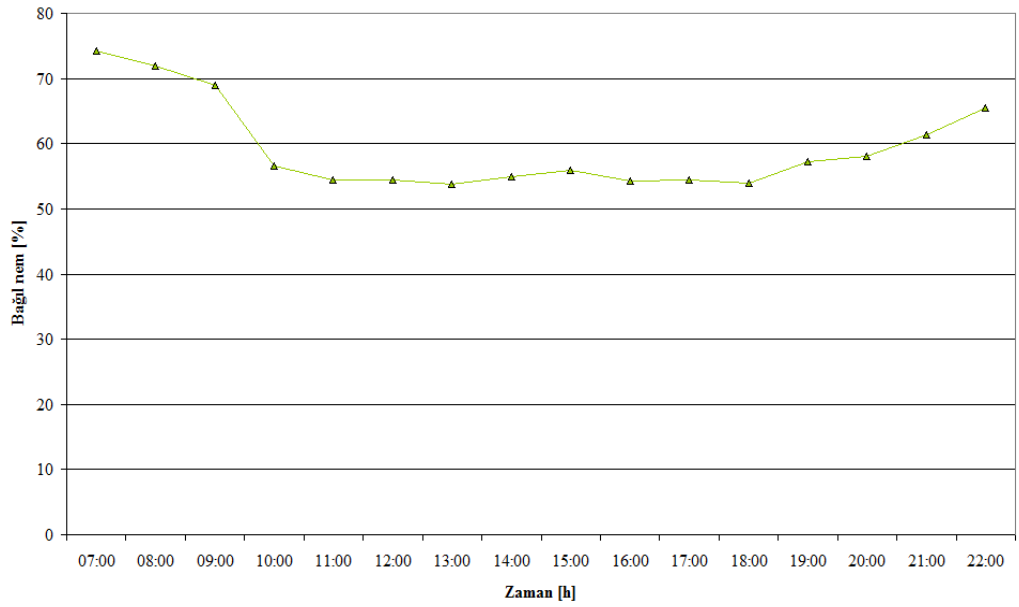
Zaman	Elektrikli ısıtıcı enerji tüketim değeri [kWh]
07:30	0
07:40	1,6
07:50	1,6
08:00	1,6
08:10	1,6
08:20	1,6
08:30	1,6
08:40	1,6
08:50	1,6
09:00	1,6



Şekil 4.10. Absorbsiyonlu sistem enerji tüketim değerleri (Deney-1)

Sistem bileşenlerinin günlük toplam enerji tüketimi 9,78 kWh olarak tespit edilmiştir. Elektrikli ısıtıcı ise çalışma süresi boyunca toplam 14,4 kWh enerji harcamıştır.

Deneysel uygulama boyunca, oda içerisindeki bağıl nemin değişimi, her saat başı alınan bağıl nem değerleri ile ölçülmüştür. Şekil 4.11’de oda içerisindeki bağıl nemin değişimi görülmektedir.

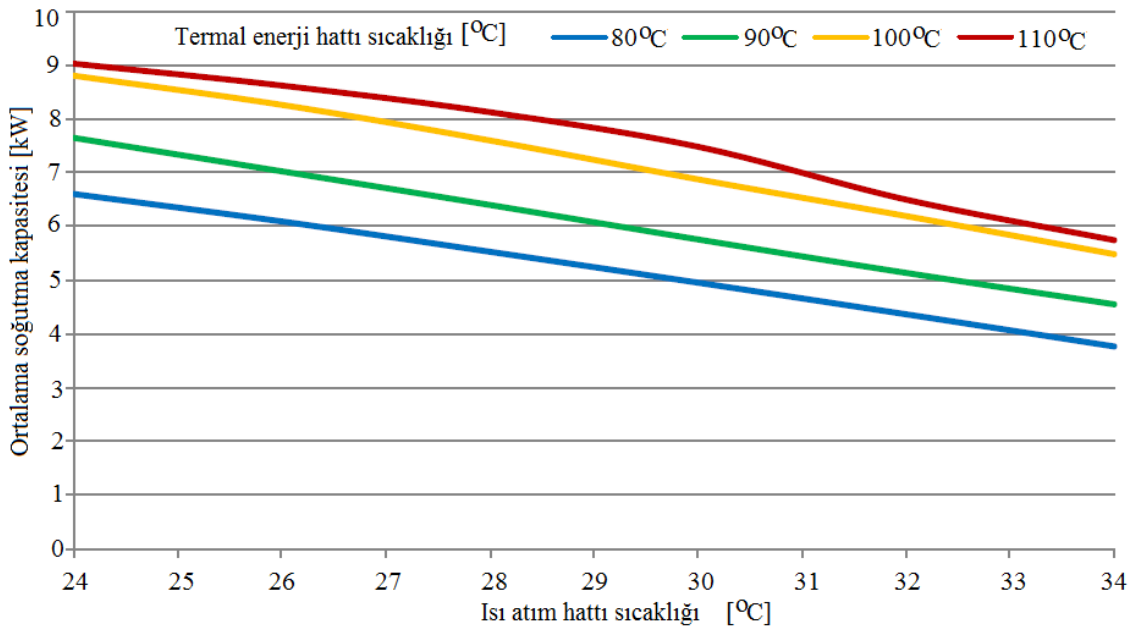


Şekil 4.11. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-1)

Deneyde odanın tüm soğutma enerjisi ihtiyacı, absorpsiyonlu sistem tarafından karşılanmıştır. Absorpsiyonlu sistemin çalışması için gereken termal enerjinin yaklaşık %21'lik bölümü elektrikli ısıtıcı aracılığıyla, geri kalanı ise güneş enerjisinden sağlanmıştır. Ayrıca ihtiyaç duyulan günlük sıcak kullanım suyu ihtiyacının tamamı da güneş enerjisi ile karşılanmıştır. Sistemin soğutma tesir katsayısı 0,28 olarak hesaplanmıştır. Tek kademeli klasik absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin STK değerleri 0,6-0,7 arasında değişmektedir (Sanjuan ve ark. 2010). Ancak absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin günlük çalışma periyodu göz önüne alındığında STK değerinin daha düşük değerlerde olduğu görülmüştür. Bales ve Nordlander (2005) LiCl-Su eriyikli absorpsiyonlu sistem ile yaptıkları soğutma uygulamasında, sistemin STK değerini 0,46 olarak ölçtüklerini bildirmiştir. Syed ve ark. (2005) tarafından LiBr-Su eriyikli sistem ile gerçekleştirilen deneysel çalışmada, günlük soğutma periyodu ortalama değerinin 0,34 olarak ölçüldüğü bildirilmiştir. Izquierdo ve ark. (2007), 4,5 kW soğutma kapasiteli LiBr-Su eriyikli sistem ile konutsal soğutma uygulamasında; sistemin ısı atımında sıcaklık değerinin 35–41,3 °C ve buharlaştırıcı sıcaklığının 15°C olduğu soğutma periyodu için ortalama soğutma tesir katsayısının 0,37 olduğu bildirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda, yüksek absorber-yoğusturucu sıcaklıkları ve düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında, günlük ortalama soğutma tesir katsayısının, teorik değerlere göre daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Absorpsiyonlu sistemin çalışma prensibinden kaynaklanan şarj-deşarj geçişlerinde, sıcak olan yoğusturucu bölümünün, soğutma işlevini sağlayan buharlaştırıcıya dönüşmesi sürecinde (bkz. Şekil 3.6) sıcaklık farkından kaynaklanan verim düşüşü söz konusu olmaktadır. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da, absorpsiyonlu sistem bileşenleri incelendiğinde, buharlaştırıcı sıcaklıklarının en düşük değerinin 5 °C olduğu, absorber ve yoğusturucu sıcaklıklarının ise 35 °C'nin üzerine çıktığı gözlenmiştir. Düşük buharlaştırıcı sıcaklığı ve yüksek absorber-yoğusturucu sıcaklıkları, sistem verimini olumsuz olarak etkilemiştir. Absorber-yoğusturucu sıcaklığının yükselmesi ve ısı atım sisteminin, dış sıcaklık değerine bağlı olarak ısı atımını etkili bir şekilde gerçekleştirememesi, absorpsiyonlu cihaz veriminin ve cihaz soğutma kapasitesinin hızlı bir şekilde azalmasına neden olmaktadır (Anonim, 2010a). Isı atım sistemindeki ısı değiştiricisinin sıcaklık değerleri incelendiğinde, ısı değiştiricisinin giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın ortalama 5 °C civarında olduğu görülmektedir (bkz. Şekil 4.7). Ancak ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığının yaklaşık 30 °C

seviyesinde olması nedeni ile ısı atım işleminin yetersiz olduğu ve sistem veriminin olumsuz olarak etkilendiği söylenebilir.

Üretici firma tarafından bildirildiğine göre, absorpsiyonlu cihazın, soğutma tesir katsayısı kurulum özelliğine göre 0,52–0,57 arasında değişmektedir (Anonim, 2010a). Örneğin, deney tesisatında kullanılan ClimateWell CW20 absorpsiyonlu ısı pompası cihazının; ısı dağıtım sistemi olarak tavandan soğutma uygulamasını kullanması ve ısı dağıtım hattı dönüş sıcaklığının 20 °C olması durumunda, termal enerji hattı ve ısı atım hattı sıcaklıklarına göre soğutma kapasitesinin değişimini gösteren performans eğrileri Şekil 4.12’de görülmektedir. Buna göre termal enerji hattındaki sıcaklığın azalması ve ısı atım hattındaki sıcaklığın artması, sistemin soğutma kapasitesinin hızlı bir şekilde düşürmektedir.



Şekil 4.12. CW20 ortalama soğutma kapasitesi eğrileri (Anonim, 2010a)

Reaktör sıcaklıklarının en yüksek değerinin 85 °C olduğu, Şekil 4.5’den görülmektedir. Reaktör sıcaklığının daha yüksek olması, sistemin soğutma verimini arttıracaktır. Şekil 4.2’de güneş kolektör sisteminden elde edilen su sıcaklıkları görülmektedir. Termal enerji hattını besleyen güneş kolektör sisteminde, sıcaklık değerinin en yüksek değerinin yaklaşık 88 °C olduğu görülmektedir. Absorpsiyonlu cihaz 120 °C reaktör

giriş sıcaklığına kadar çalışabildiğinden, daha yüksek kolektör sıcaklıkları, sistem verimini arttırabilir. Çatı konstrüksiyonundan kaynaklanan problem nedeni ile (bkz. Şekil 3.14) kolektör sisteminin güney yönünden, doğu yönüne 40°'lik bir sapma ile yerleştirilmiş olmasından ötürü, kolektörlerden elde edilen sıcaklık değeri, saat 16:15'den sonra, absorpsiyonlu sistemi beslemek için yetersiz kalmıştır. Bu nedenle sistemin güneş enerjisinden faydalanma oranı azalmıştır. Bu duruma rağmen absorpsiyonlu sistem, soğutma ihtiyacının sürdüğü gece saatlerinde de çalışmasına devam ederek, mahalın soğutma yükünü karşılamıştır.

Deney tesisatında ısı atım sistemi olarak fan-coil üniteleri seçilmiştir. Bunun nedeni, ülkemizde ve birçok Avrupa ülkesinde, ısı dağıtım sistemi olarak söz konusu sistemin tercih edilmesidir. Genelde, sadece ısıtma sistemi kurulu olan konutlarda, ısı dağıtım sistemi olarak iki borulu ve taşıyıcı akışkan olarak su kullanan, panel radyatör sistemi ya da yerden ısıtma sistemi kullanılmaktadır. Bu tip konutlara absorpsiyonlu ısı pompası sisteminin kurulması durumunda, teknik ve ekonomik açıdan uygulaması en kolay ısı dağıtım sistemi, fan-coil üniteleridir. Yerden ısıtma sistemlerinde ise, aynı dağıtım sistemi üzerinden soğutma yapma fikri, hem ısıl konfor açısından sıkıntılı olmakta, hem de yoğuşma problemi nedeni ile tercih edilmemektedir. Fan-coil üniteleri ile soğutma yapılması durumunda, buharlaştırıcı gidiş-dönüş sıcaklıkları 7–12 °C mertebelerinde seçilir (Henning 2007). Buharlaştırıcı sıcaklığının düşük seçilmesi ile birlikte, sistem veriminin göreceli olarak azalması söz konusu olmaktadır. Fan-coil sistemi, test odasının güneşlenme kazançlarının yüksek olması ve yapının içten yalıtılmış olması nedeni ile çok sık devreye girip çıkarak (bkz. Şekil 4.9), absorpsiyonlu sistemin soğutma verimini olumsuz etkilemiştir.

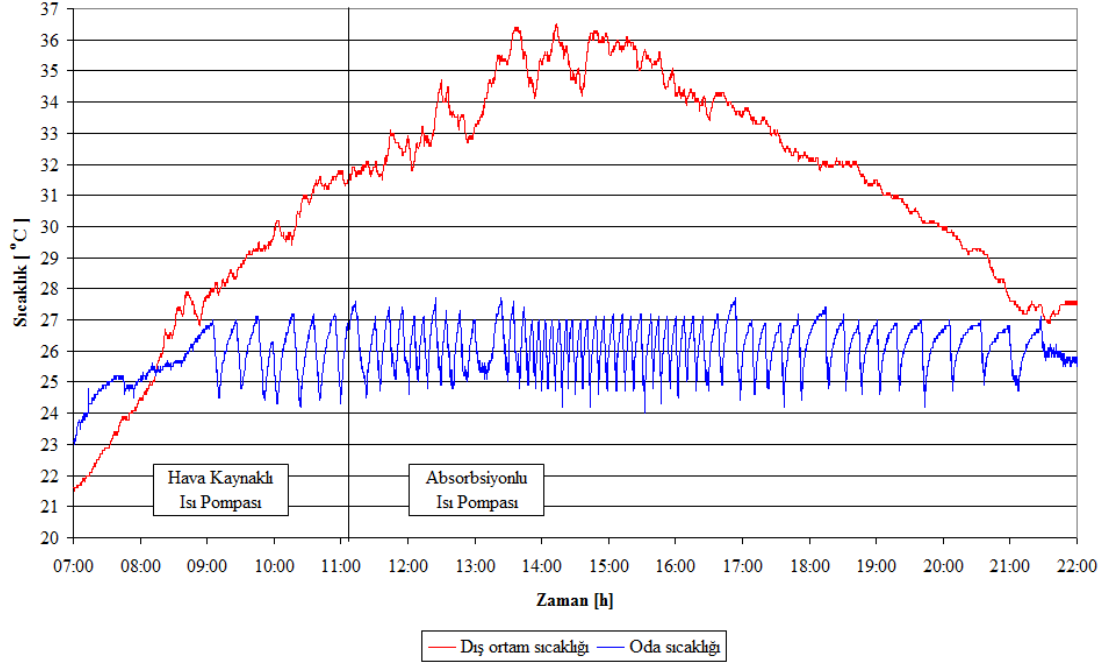
Sistemde yer alan sıcak kullanım suyu boyleri vasıtasıyla, konutun sıcak su ihtiyacının tamamı güneş enerjisi vasıtasıyla sağlanmıştır. Günlük 400 lt olarak belirlenen ve günün farklı saatlerinde farklı kullanım amacıyla tüketilen sıcak suyun sıcaklık değeri, tüm gün boyunca 40 °C üzerinde tutulmuştur (bkz. Şekil 4.8.).

Yardımcı enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcı kullanımı, teknik, ekonomik ve çevresel açıdan çeşitli faydalar sağlamıştır. Elektrikli ısıtıcı, enerji kaynağı olarak elektrik

enerjisini kullanır. Sistemin kullandığı elektrik enerjisinin yenilenebilir kaynaklar aracılığı ile üretilmesi durumunda, sıfır emisyonlu, çevreyi kirletmeyen ve dışa bağımlı olmayan bir yardımcı enerji sistemi söz konusu olmaktadır. Elektrikli ısıtıcı gerektiğinde konutun sıcak kullanım suyu ihtiyacını ve ısı dağıtım sistemine direkt olarak bağlanarak, ısıtma ihtiyacını karşılayabilmektedir. Ayrıca taşıyıcı akışkan olarak suyu kullandığından, ısıtma uygulaması için ayrı bir ısı dağıtım hattına ihtiyaç duymadan, mevcut sisteme basit bir üç yollu vana sistemi ile bağlanabilir. Elektrikli ısıtıcıların ilk yatırım ve kurulum maliyetlerinin düşük olması nedeni ile konutların absorpsiyonlu sistemlerle ısıtılması ve soğutulmasında; yardımcı enerji kaynağı olarak bu sistemin seçilmesi ile ilk yatırım ve işletim maliyetlerinin iyileştirilmesi sağlanabilir.

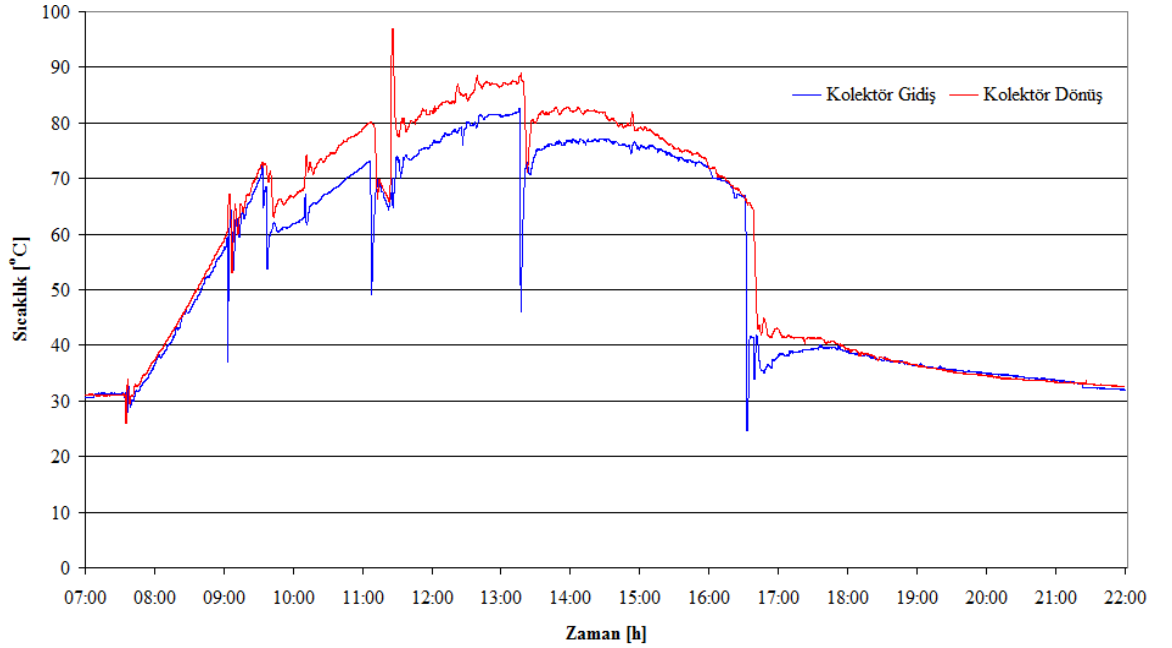
Deneysel uygulama boyunca, oda içerisindeki bağıl nem değerinin konfor şartları için uygun seviyelerde kaldığı görülmüştür (bkz. Şekil 4.11) Fan-coil sisteminde yer alan drenaj hattı sayesinde, odanın soğutulması esnasında fan-coil ısı değiştiricisi üzerindeki yoğunlaşma sonucunda oluşan su mahalden uzaklaştırılmıştır. Fan-coil sisteminde, fan üfleme hızı en yüksek kademede çalıştırılrsa da hem ısı konforu, hem de gürültü açısından bir sıkıntı yaratmadığı gözlemlenmiştir. Ayrıca deneysel çalışma esnasında oda içerisinde bulunan kişilerin bildirdiğine göre, absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması durumundaki iç ortam şartlarının, hava kaynaklı ısı pompası sisteminin çalışma şartlarına göre daha konforlu olmaktadır.

Yardımcı enerji kaynağı olarak, hava-hava akışkan çiftli, hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) sisteminin kullanıldığı deneysel uygulama (Deney-2), 4 Ağustos 2010 tarihinde, bir önceki deneysel çalışmaya (Deney-1) benzer şekilde, dış sıcaklık değerinin soğutma periyodu boyunca ortalama 31°C olduğu, gökyüzünün açık ve bulutlanmanın görülmediği bir günde gerçekleştirilmiştir. Test odasının sıcaklık değeri, konfor şartlarını sağlamak amacıyla 25–27 °C arasında tutulmuştur. Dış ortam sıcaklığının, 27 °C değerine ulaşması ile soğutma uygulaması başlamış, bu değer altına düşmesi sonucunda ise sonlandırılmıştır. Deney boyunca test odası ve dış ortamın sıcaklık değerlerinin değişimi Şekil 4.13’de görülmektedir. Güneş enerjisinin, absorpsiyonlu cihazın şarj olması için yetersiz kaldığı 09:05 – 11:00 saatleri arasında, HKIP sistemi, mahalın soğutulması için gereken soğutma enerjisini sağlamıştır.



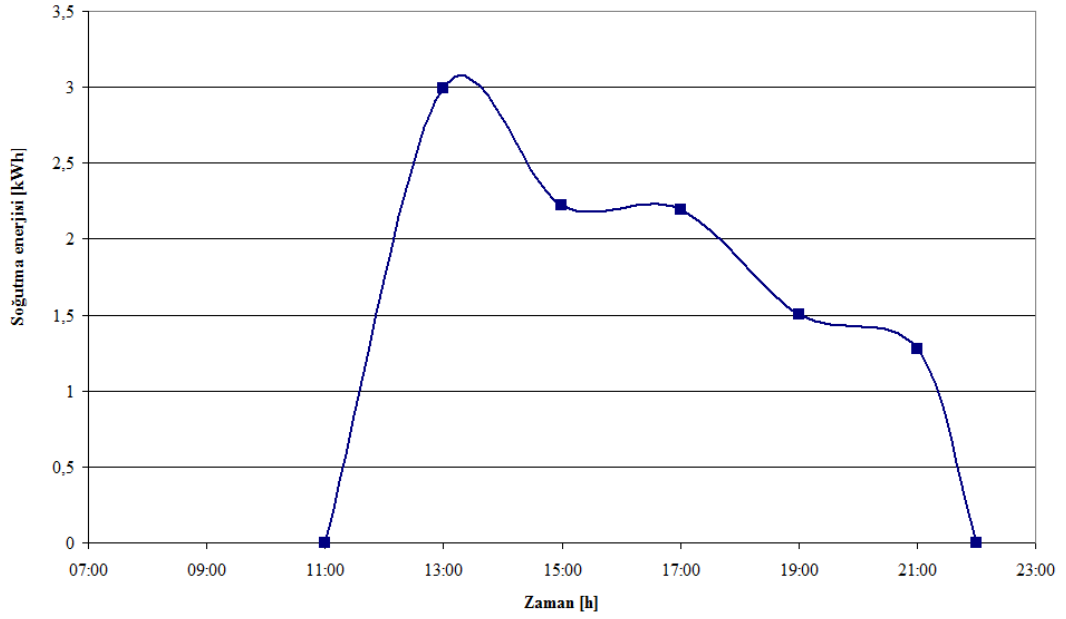
Şekil 4.13. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-2)

09:30–16:30 saatleri arasında, güneş kolektörlerinden elde edilen termal enerji ile absorpsiyonlu sistemin çalışması sağlanmıştır. Saat 16:30 sonrasında, kolektörlerdeki sıcaklık değerinin, absorpsiyonlu cihaz için yetersiz kalması ile birlikte (Şekil 4.14), kolektör hattı sıcak kullanım suyu boilerine bağlanarak, mahalın sıcak kullanım suyu ihtiyacı karşılanmıştır.

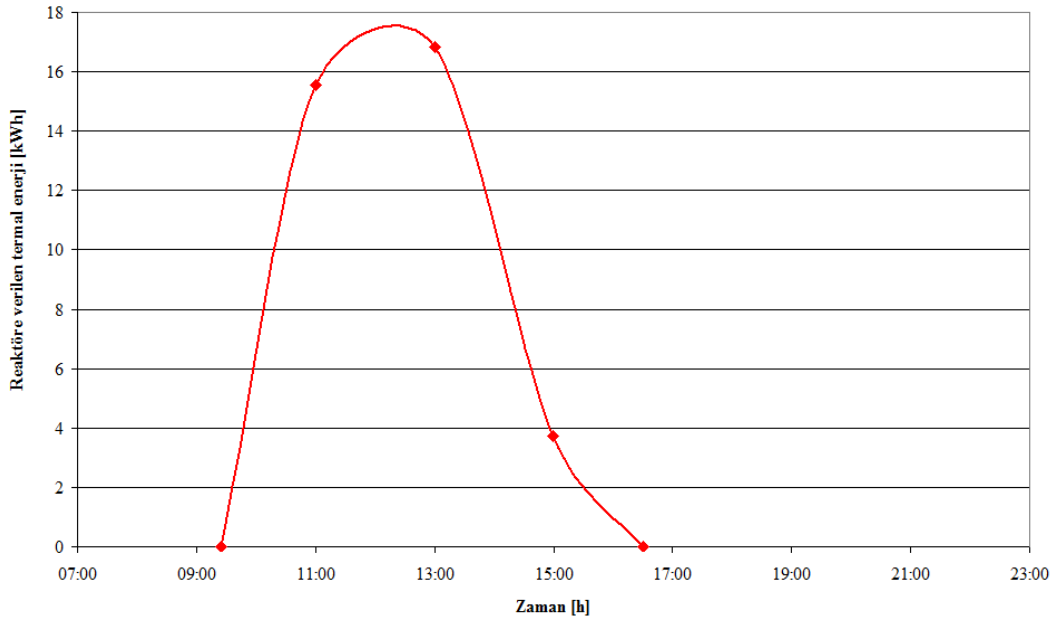


Şekil 4.14. Güneş kolektör hattı sıcaklıkları (Deney-2)

Absorbsiyonlu sistemin soğutma uygulamasını gerçekleştirebilecek seviyede şarj olması ile birlikte, hava kaynaklı ısı pompası yerine absorbsiyonlu sistem devreye girerek, 11:05 ve 22:00 saatleri arasında çalışmıştır. Soğutma uygulaması esnasında absorbsiyonlu cihaz tarafından sağlanan 10,19 kWh'lik soğutma enerjisi ile (Şekil 4.15) test odasının soğutma yükü karşılanmıştır. Absorbsiyonlu cihazın çalışması için 36,12 kWh'lik termal enerji, güneş kolektörleri vasıtasıyla sağlanmıştır (Şekil 4.16).



Şekil 4.15. Soğutma enerjisinin zamana bağlı değişimi (Deney-2)



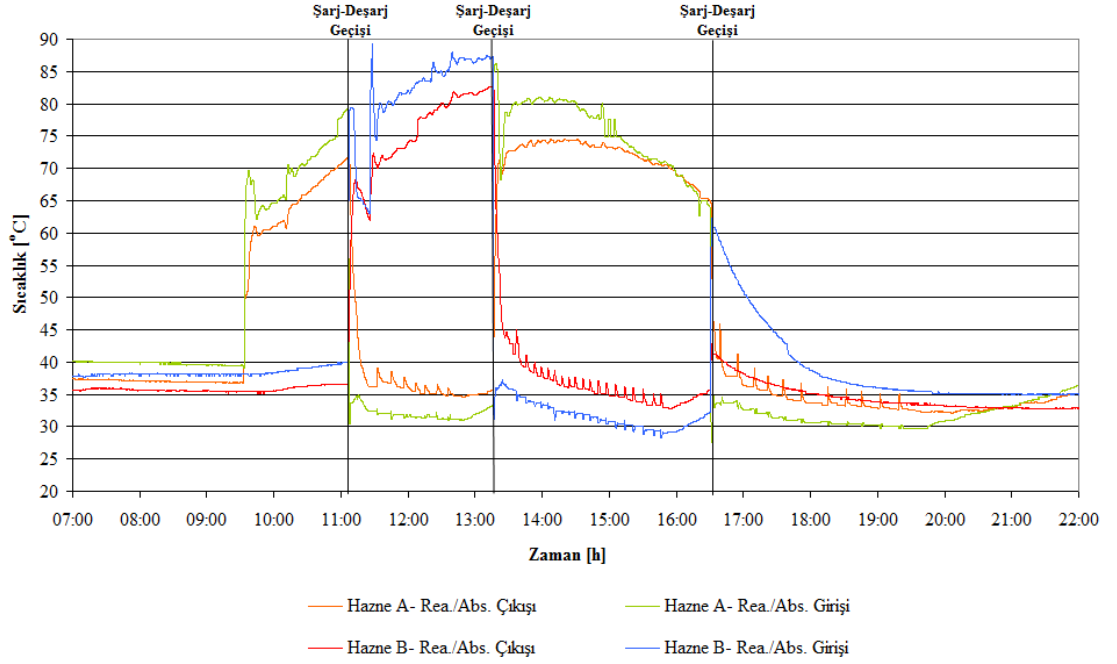
Şekil 4.16. Reaktöre verilen termal enerji miktarı (Deney-2)

Denklem 3.54'e göre deneysel çalışma için, sistemin günlük ortalama soğutma tesir katsayısı;

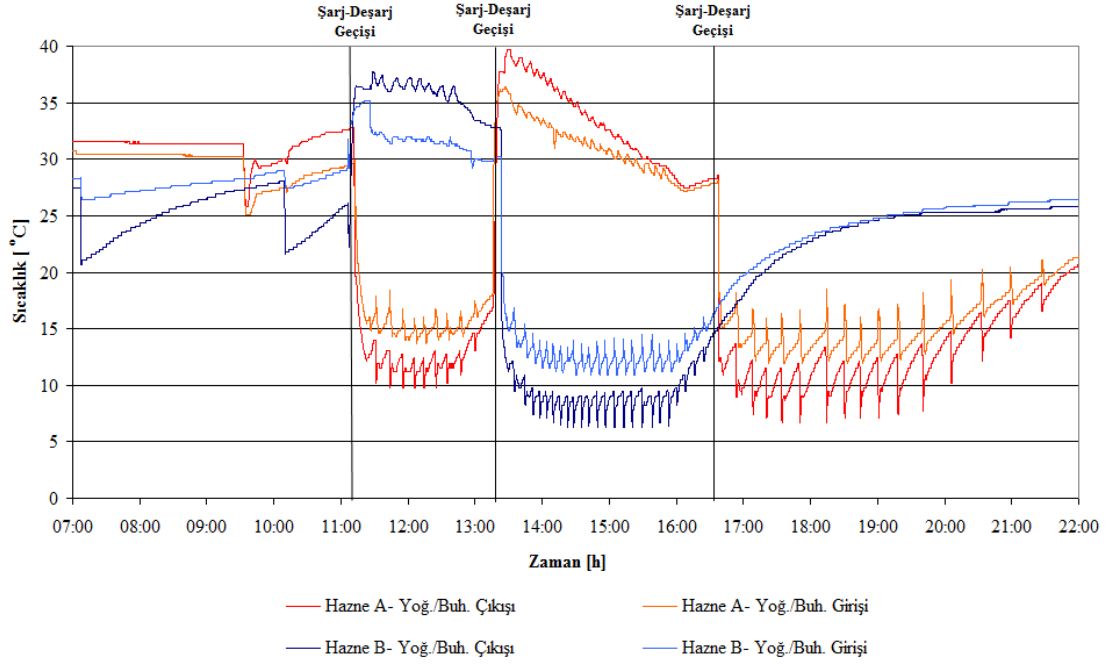
$$STK = \frac{Q_{buh}}{Q_{re}} = \frac{10,19}{36,12} = 0,28$$

olarak hesaplanmıştır.

Soğutma periyodu boyunca, absorpsiyonlu cihazın reaktör-absorber ve yoğuşturucu-buharlaştırıcı sıcaklıklarının değişimi, sırasıyla Şekil 4.17 ve Şekil 4.18'de görülmektedir.

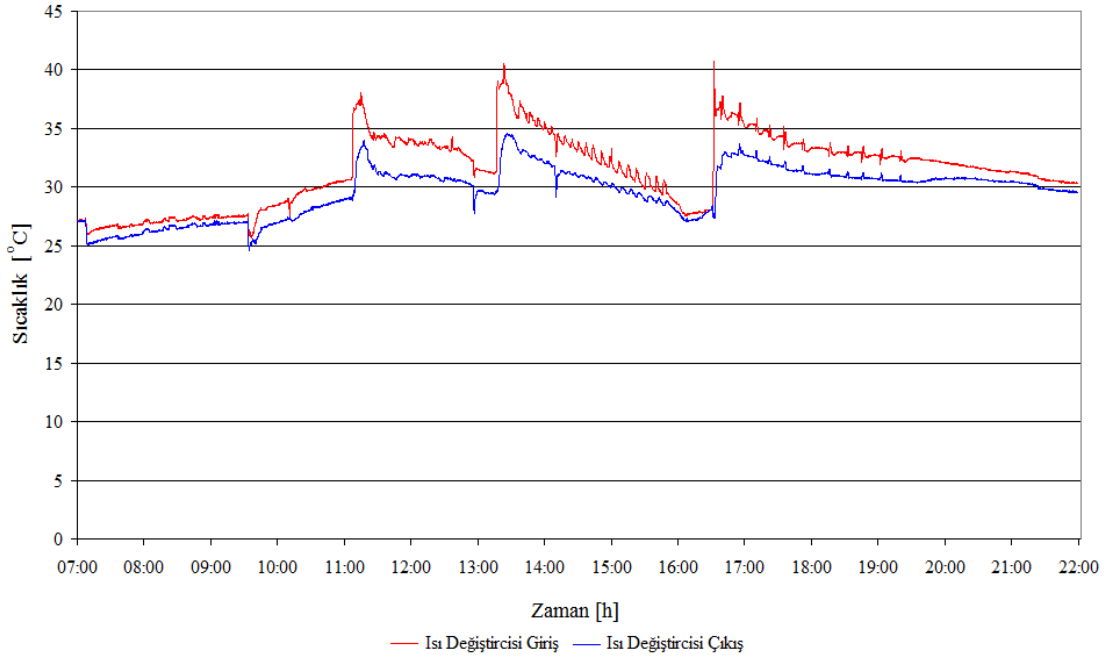


Şekil 4.17. Reaktör ve absorber giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-2)



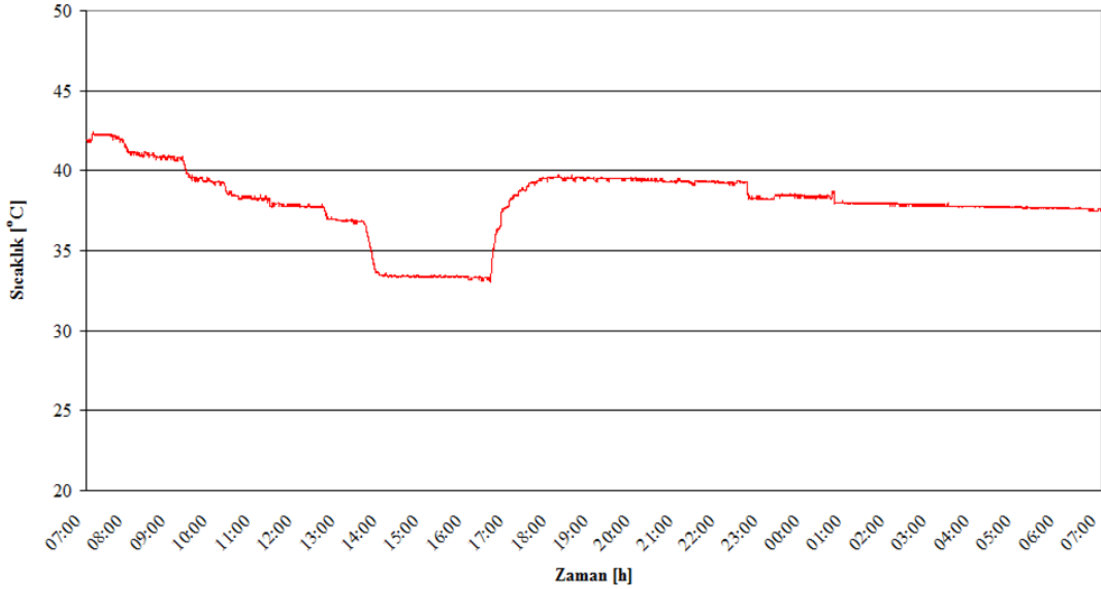
Şekil 4.18. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-2)

Isı atım hattında yer alan plakalı ısı değıştiricisinin giriş çıkış sıcaklıklarının değışimi şekil 4.19’da yer almaktadır.



Şekil 4.19. Isı değıştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-2)

Deneysel çalışma için günlük sıcak su tüketim miktarı ve kullanım özellikleri, Deney-1’de belirtilen değerler ile aynı olacak şekilde belirlenmiştir (bkz. Çizelge 4.2). Deney-2 için sıcak kullanım suyu boilerindeki su sıcaklığının değişimi ise Şekil 4.20’de yer almaktadır.

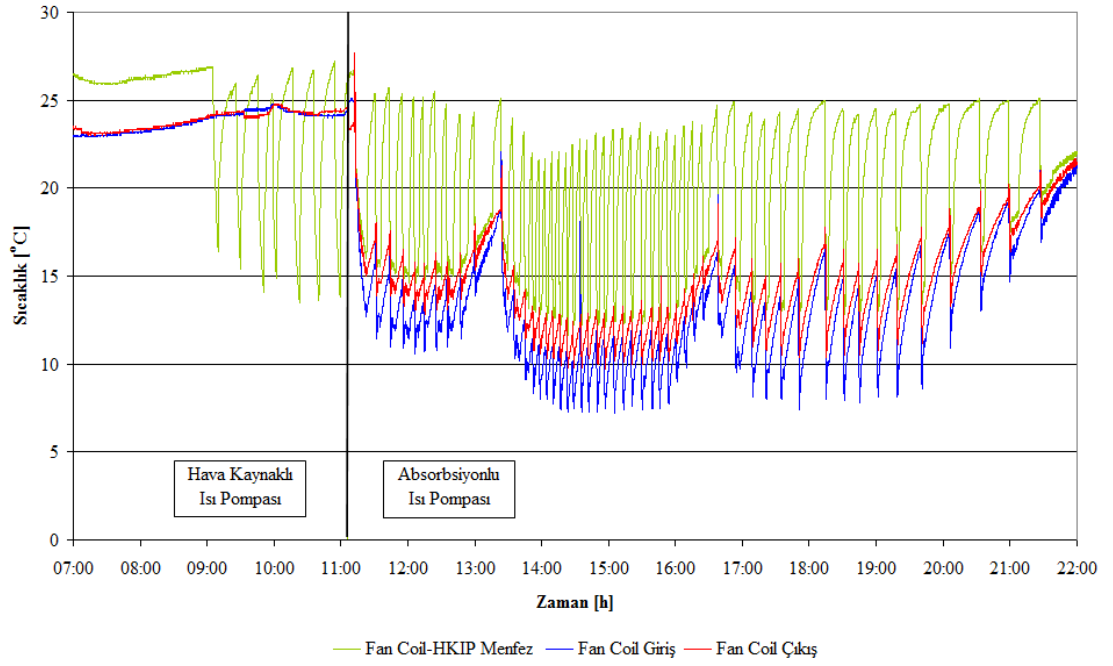


Şekil 4.20. Sıcak kullanım suyu boilerindeki su sıcaklığının değişimi (Deney-2)

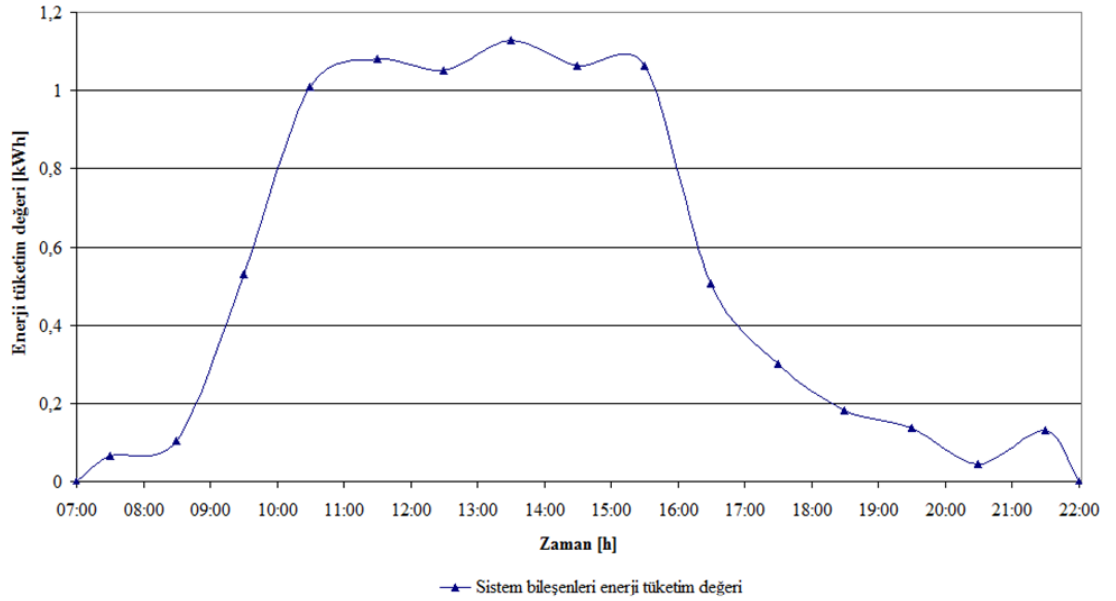
Deneyde, ısı dağıtım sistemi olarak 09:05–11:00 saatleri arasında, HKIP sisteminin hava kanalları, 11:05–22:00 saatleri arasında ise absorpsiyonlu ısı pompası sisteminin fan-coilleri kullanılmıştır. HKIP sisteminin çalışması, cihaz içerisinde yer alan termostat aracılığı ile kontrol edilmiştir. Deney süresince HKIP sisteminin hava kanallarının menfez sıcaklığı ile fan-coil sisteminin giriş-çıkış ve menfez sıcaklıkları, Şekil 4.21.’de görülmektedir. Yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılan HKIP ve absorpsiyonlu sistemi oluşturan ekipmanların enerji tüketim değerleri sırasıyla Çizelge 4.3 ve Şekil 4.22’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.3 . HKIP enerji tüketim değerleri (Deney-2)

Başlangıç	Bitiş	Tüketim değeri [kWh]	Başlangıç	Bitiş	Tüketim değeri [kWh]
09:05	09:11	0,018	10:17	10:24	0,019
09:26	09:31	0,014	10:35	10:42	0,017
09:45	09:50	0,018	10:54	11:00	0,017
09:57	10:02	0,013	Toplam:	0,116 kWh	



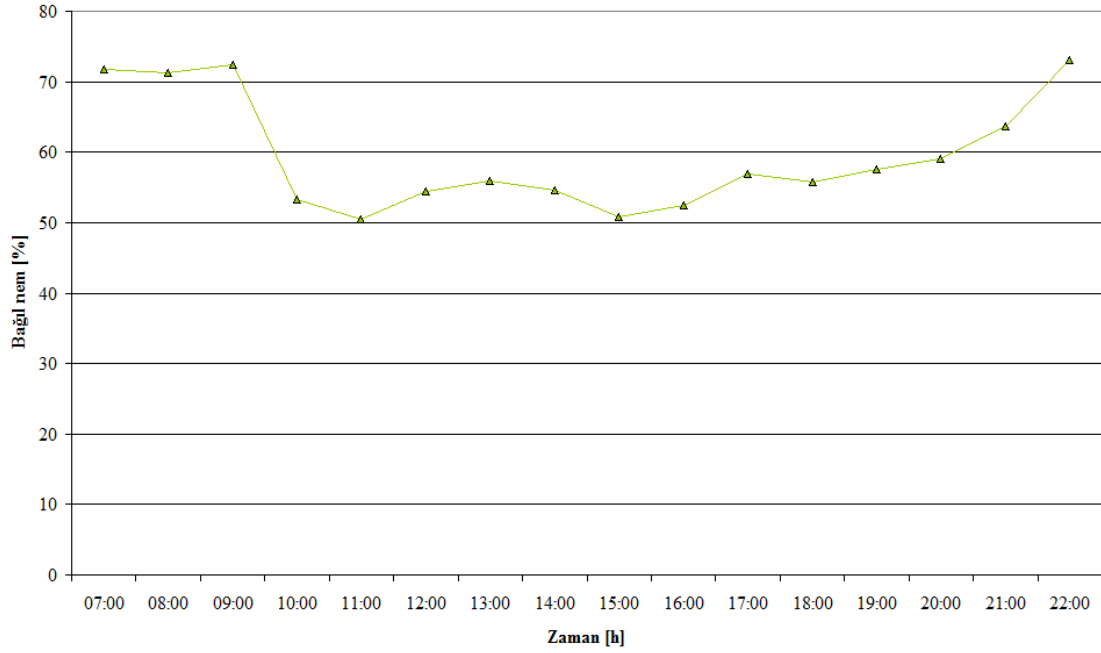
Şekil 4.21. HKIP ve fan-coil sıcaklıkları (Deney-2)



Şekil 4.22. Absorbsiyonlu sistem enerji tüketim değerleri (Deney-2)

HKIP sistemi 09:05–11:00 saatleri arasında toplam 41 dakika çalışarak 0,116 kWh enerji harcamıştır. Absorbsiyonlu sistemin sistem bileşenlerinin günlük toplam enerji tüketimi ise 8,395 kWh olarak tespit edilmiştir.

Deneysel uygulamada, oda içerisindeki bağıl nemin değişimi, Şekil 4.23’de görülmektedir.



Şekil 4.23. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-2)

Deneysel uygulamada (Deney-2), güneş enerjisinin yetersiz olduğu durumlarda yardımcı enerji kaynağı olarak HKIP sistemi kullanılarak, test odasının günlük tüm soğutma yükü karşılanmıştır. Ayrıca, günlük tüm sıcak kullanım suyu ihtiyacı da güneş enerjisi aracılığı ile sağlanmıştır. Yardımcı enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi ile çalışan HKIP sisteminin kullanılması, elektrikli ısıtıcı kullanımına benzer şekilde, enerji kullanımına bağlı çevresel sorunların iyileştirilmesi noktasında avantajlar sağlamaktadır. HKIP, aynı zamanda mahalın ısıtma ihtiyacını da karşılayabilme özelliğine sahiptir. Hava-hava akışkan çiftli HKIP sistemleri konutların sıcak kullanım suyu ihtiyacını karşılayamamaktadır. Ayrıca ısı dağıtım hattı olarak, hava kanallarına ihtiyaç duymaları nedeniyle, sistemin kurulum maliyetleri alternatiflerine göre daha fazla olmaktadır. Bu nedenle hava-su akışkan tipli HKIP sistemlerinin tercih edilmesi, bu sorunlar için çözüm alternatifleri sağlamaktadır. HKIP sistemleri, düşük enerji tüketimi ve yüksek STK-ITK değerleri nedeni ile işletme maliyetleri açısından önemli avantajlar sağlamaktadır. Yardımcı enerji kaynağı olarak kullanımlarında, ilk yatırım maliyetlerinin göreceli olarak yüksek oluşu nedeni ile absorpsiyonlu sistemin

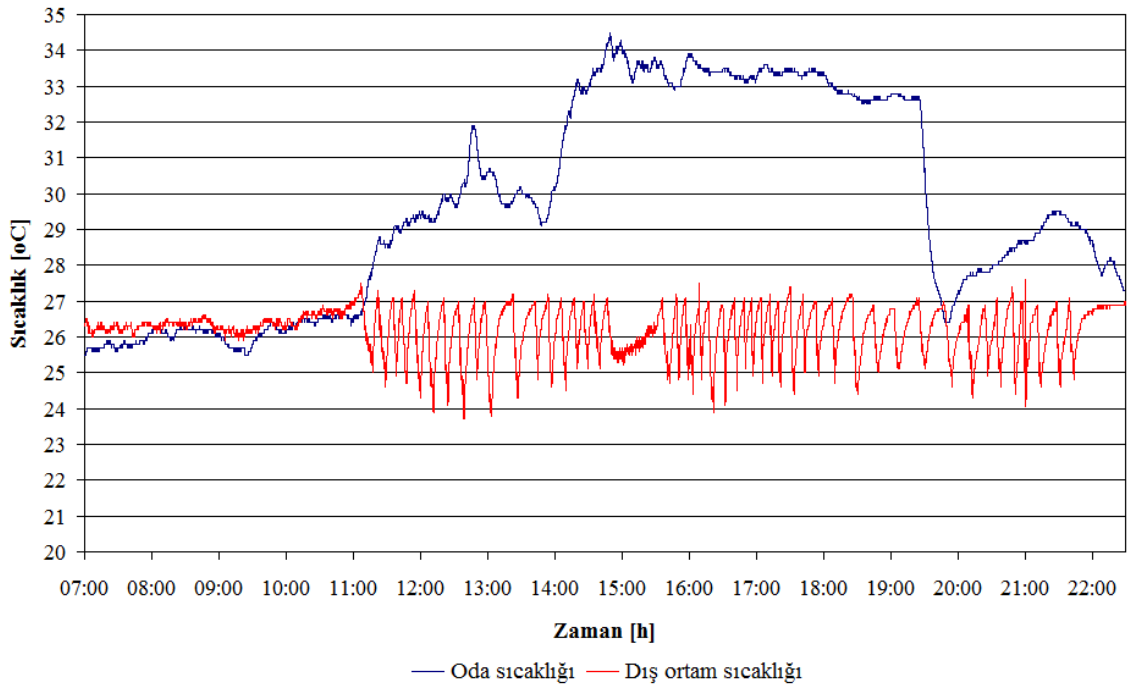
amortisman süresini arttırmaktadır. Bu nedenle HKIP kullanılan konutlarda, genelde absorpsiyonlu ısı pompası sistemi yardımcı ısıtma-soğutma sistemi olarak tercih edilir. Ayrıca HKIP sistemleri, kullandıkları soğutucu akışkanların çevresel etkileri göz önüne alındığında elektrikli ısıtıcılara göre dezavantajlı konumdadırlar.

Deney-2’de Deney-1’e benzer şekilde absorpsiyonlu sistemin STK değeri 0,28 olarak bulunmuştur. Benzer dış ortam koşullarında yapılan deneysel çalışmalarda, soğutma tesir katsayılarının aynı değerde hesaplanması, değer yardımcı enerji kaynağının kullanım özelliklerinden çok, absorpsiyonlu sistemin bileşenlerinden kaynaklandığını göstermektedir. Deney-1’e benzer şekilde, absorpsiyonlu cihazın absorber ve yoğuşturucu sıcaklıklarının yüksek olması ve buharlaştırıcı sıcaklığının düşük seçilmesi nedeni ile (bkz. Şekil 4.17, Şekil 4.18) soğutma veriminin düştüğü görülmüştür. Ayrıca fan-coil sisteminin çok sık bir şekilde devreye girip çıkması da (bkz. Şekil 4.21) sistem verimini olumsuz etkilemiştir.

Enerji tüketim değerleri incelendiğinde, HKIP sisteminin 0,116 kWh elektrik enerjisi tüketmiş olması, yardımcı enerji kaynağı olarak kullanımında, işletim maliyetleri açısından büyük avantajlar sağladığını göstermektedir. Absorpsiyonlu sistemin enerji tüketim değeri toplam 8,395 kWh olarak tespit edilmiştir. Buna göre Deney-1’de absorpsiyonlu sistemin günlük çalışma periyodu boyunca saatlik ortalama enerji tüketim değerinin 0,65 kWh, Deney-2’de ise bu değer 0,56 kWh olduğu görülmektedir. Absorpsiyonlu sistemin günlük çalışma periyodu boyunca enerji tüketim değeri benzer olduğundan, işletim maliyeti açısından yardımcı enerji kaynağı olarak HKIP sisteminin seçilmesi daha avantajlıdır.

Deney-2’de, soğutma periyodu boyunca oda içerisindeki bağıl nem değerinin konfor şartlarını sağladığı görülmektedir (bkz. Şekil 4.23). Ayrıca gün boyunca sıcaklık değeri istenilen sıcaklık değerleri arasında kalarak, günlük tüm soğutma yükü absorpsiyonlu ısı pompası ve HKIP sistemi ile karşılanmıştır.

Deney-3, dış ortam şartlarının değişkenlik gösterdiği, parçalı bulutlu ve yağışlı bir yaz gününde gerçekleştirilmiştir. 5 Ağustos günü 2010 tarihinde gerçekleştirilen deneyde, güneş enerjisinin yetersiz kaldığı durumlarda yardımcı enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Soğutma periyodu boyunca hava koşulları nedeni ile güneş enerjisi kısıtlı olarak sağlanmış, mahalın soğutma ihtiyacı gece saatlerinde de devam etmiştir. Şekil 4.24'te dış ortam ve test odasının sıcaklık değerleri görülmektedir.



Şekil 4.24. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-3)

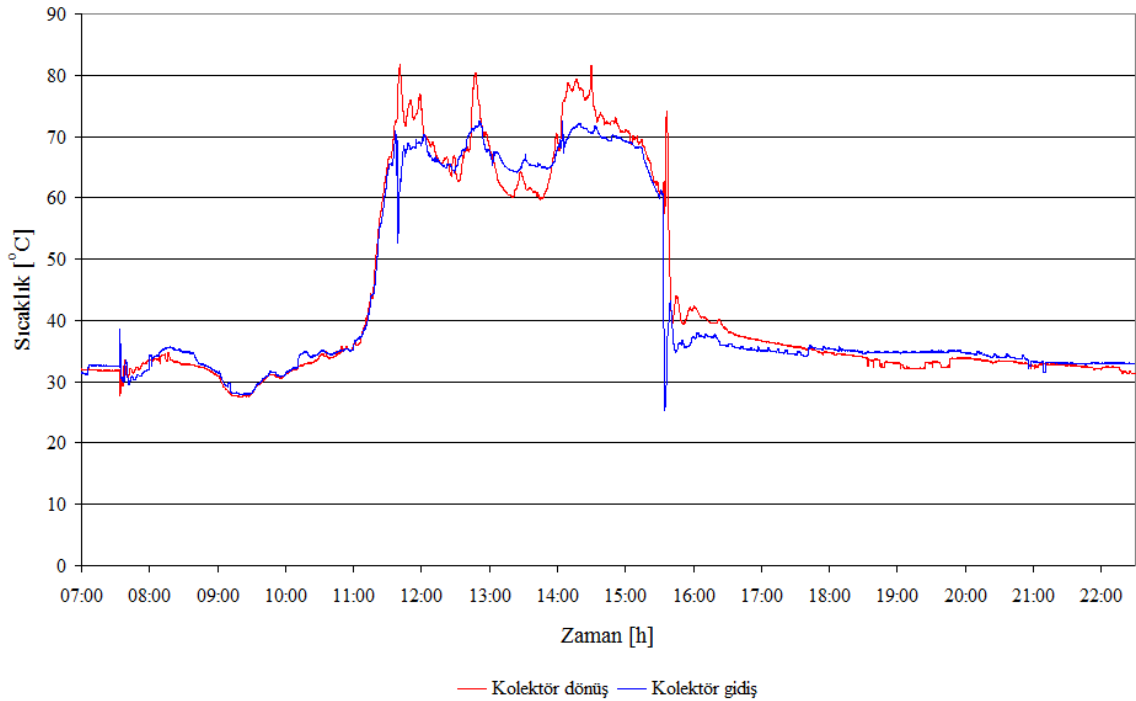
Soğutma periyodu, saat 11:00'da dış ortam sıcaklık değerinin 27°C'nin üzerine çıkmasıyla başlamış, saat 22:30'da dış ortam sıcaklığın tekrar bu değere inmesiyle sonlandırılmıştır. Uygulama esnasında saat 19:00'dan sonra hava sıcaklığının ani şekilde 33°C'den 27°C'nin altına düştüğü görülmektedir. Şekil 4.25'den görülebileceği üzere, saat 19:00'ın ardından oluşan kuvvetli rüzgârlar ve yağışın etkisi ile dış ortam sıcaklığında ani düşüşler gözlenmiştir. Olumsuz atmosfer koşullarının ortadan kalmasıyla birlikte dış ortam sıcaklığı tekrar yükselişe geçmiştir. Hava koşullarındaki ani değişimlere rağmen test odasının soğutma ihtiyacı, günlük soğutma periyodu boyunca (11:00–22:30) devam etmiştir.



Şekil 4.25. Dış ortam şartlarının görünümü (Şekil-3)

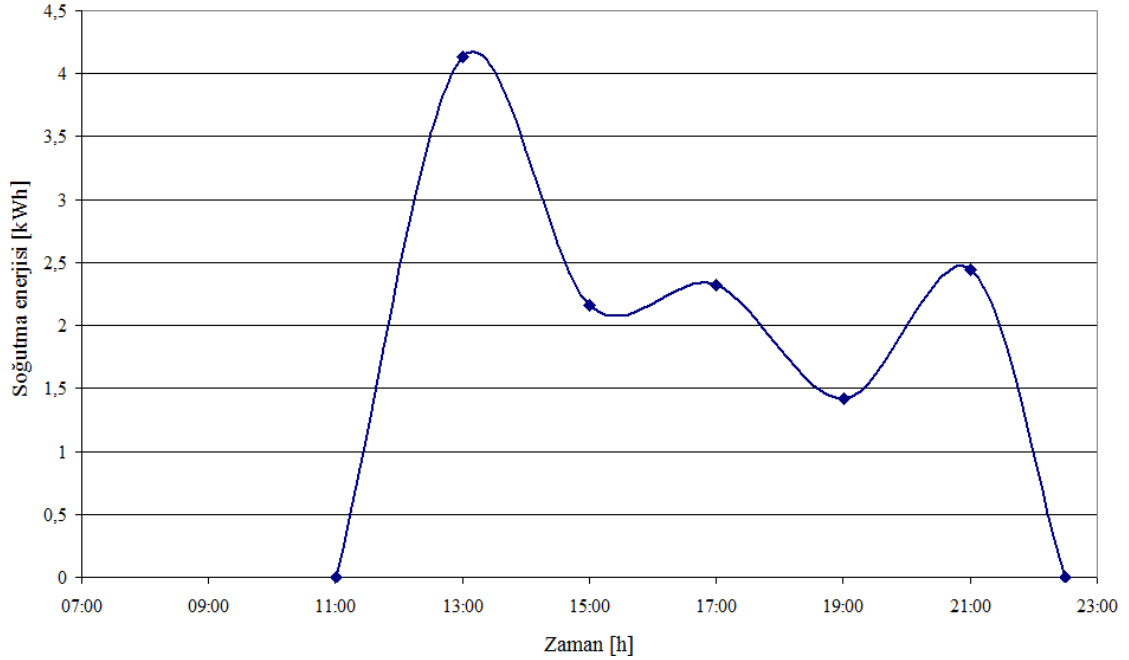
Bu uygulamada elektrikli ısıtıcı, Dene-1'den farklı olarak, güneş enerjisinin elde edilemediği saatlerde direkt olarak termal enerji hattına bağlanmıştır. Güneş enerjisinin yetersiz olduğu saatlerde ise ısıtıcı girişinde bulunan üç yollu motorlu vana aracılığıyla (bkz. Şekil 3.33) cihazı besleyen güneş kolektör hattına seri olarak bağlanarak, cihaz için gereken termal enerjinin takviye edilmesinde kullanılmıştır. Şekil 4.26'da güneş kolektör sisteminin sıcaklık değerleri görülmektedir. Saat 08:00'da, absorpsiyonlu sistemin şarj olmasını sağlayacak termal enerji, güneş kolektörlerinden elde edilemediğinden, elektrikli ısıtıcı direkt olarak absorpsiyonlu cihaza bağlanmıştır. Soğutma periyodunun başladığı 11:00'da, absorpsiyonlu cihaz %20 doluluk oranıyla şarj olmuş ve şarj-deşarj geçişi ile soğutma olayını gerçekleştirmeye başlamıştır. Elektrikli ısıtıcı 08:00-11:00 saatleri arasında absorpsiyonlu sistem için 20,99 kWh'lik termal enerji sağlamıştır. Aynı anda gökyüzündeki bulutlanmanın azalması ile kolektörlerdeki sıcaklık değeri artmaya başladığından, elektrikli ısıtıcı kapatılmış ve saat 11:35'de güneş kolektörlerindeki sıcaklığının 70°C'ye ulaşması ile birlikte, güneş kolektör hattı direkt olarak termal enerji hattına bağlanmıştır (Şekil 4.26). Güneş kolektörleri, 11:35-12:30 saatleri arasında, sistem için 2,62 kWh'lik termal enerji

sağlamıştır. Bu saatten sonra hava şartları değişerek, gökyüzündeki bulutlanmanın artması ile birlikte güneş kolektörlerindeki sıcaklık azalmaya başladığından, elektrikli ısıtıcı güneş kolektör hattına seri olarak bağlanmıştır. Güneş enerjisinden elde edilen termal enerjinin, bulutlanma oranına göre değişim göstermesi nedeni ile elektrikli ısıtıcının çalışma sıklığı hattın sıcaklık değerine bağlı olarak belirlenmiştir. Otomasyon sistemi aracılığıyla elektrikli ısıtıcı, hat sıcaklığının 65°C 'nin altına düşmesi ile çalışmakta, 80°C 'nin üzerine çıkması ile kapanmaktadır. Bu düzenlemede, hava şartları değişkenliğinden etkilenmeden, absorpsiyonlu sistemin kesintisiz çalışarak mahalın soğutma ihtiyacını karşılaması amaçlanmıştır. 12:30–14:00 saatleri arasında, güneş kolektörleri ve elektrikli ısıtıcı aracılığıyla absorpsiyonlu sisteme 3,07 kWh'lik termal enerji sağlanmıştır. 14:00'dan sonra gökyüzündeki bulutlanmanın ortadan kalkması ile birlikte, elektrikli ısıtıcı devre dışı bırakılarak, 15:15'e kadar güneş kolektör sistemi ile 3,07 kWh'lik termal enerji elde edilmiştir. Güneş kolektörlerindeki sıcaklığın azalması ile birlikte, güneş kolektör hattı sıcak kullanım suyu boyelerine bağlanarak, 15:30-16:30 saatleri arasında, sıcak kullanım suyunun ısıtılması için kullanılmıştır. 18:30-19:45 saatleri arasında elektrikli ısıtıcı direkt olarak termal enerji hattına bağlanmış ve absorpsiyonlu sistem için 5,59 kWh'lik termal enerji eldesi sağlamıştır.

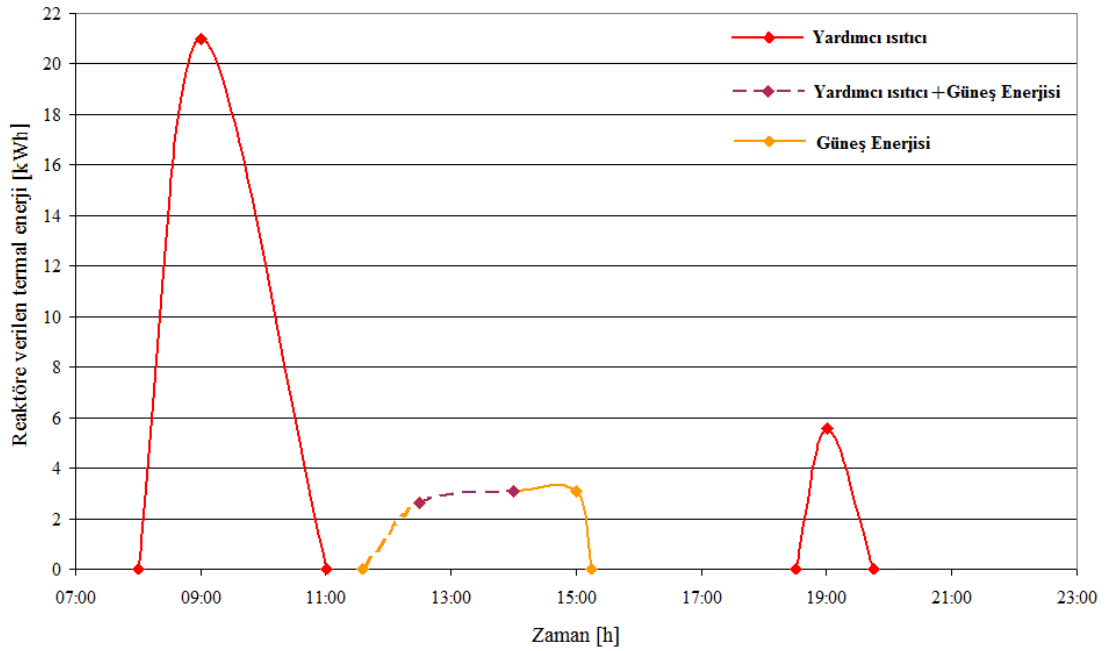


Şekil 4.26. Güneş kolektör hattı sıcaklıkları (Deney-3)

Şekil 4.27’de soğutma enerjisinin zamana bağlı değişimi, Şekil 4.28’de ise farklı enerji kaynaklarından reaktöre verilen termal enerji miktarının zamana göre değişimi görülmektedir.



Şekil 4.27. Soğutma enerjisinin zamana bağlı değişimi (Deney-3)



Şekil 4.28. Reaktöre verilen termal enerji miktarı (Deney-3)

Absorbsiyonlu ısı pompası sistemi ile soğutma periyodu boyunca toplam 12.48 kWh'lik soğutma enerjisi sağlanarak, test odasının günlük tüm soğutma ihtiyacı karşılanmıştır. Soğutma için kullanılan toplam 35,34 kWh'lik termal enerjinin, yaklaşık %75'lik bölümü elektrikli ısıtıcıdan, %16'sı güneş enerjisinden, %9'u ise güneş enerjisi ve elektrikli ısıtıcının birlikte kullanımından temin edilmiştir.

Denklem 3.54'e göre deneysel çalışma için, sistemin günlük ortalama soğutma tesir katsayısı;

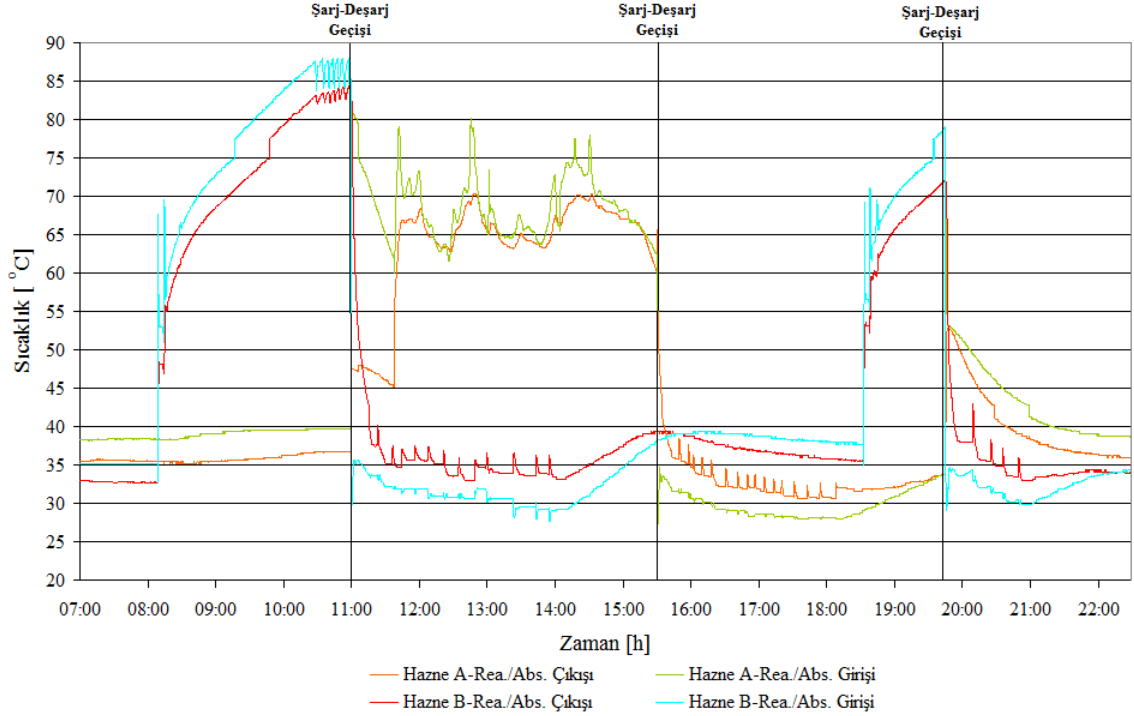
$$STK = \frac{Q_{buh}}{Q_{re}} = \frac{12,48}{35,34} = 0,35$$

olarak tespit edilmiştir.

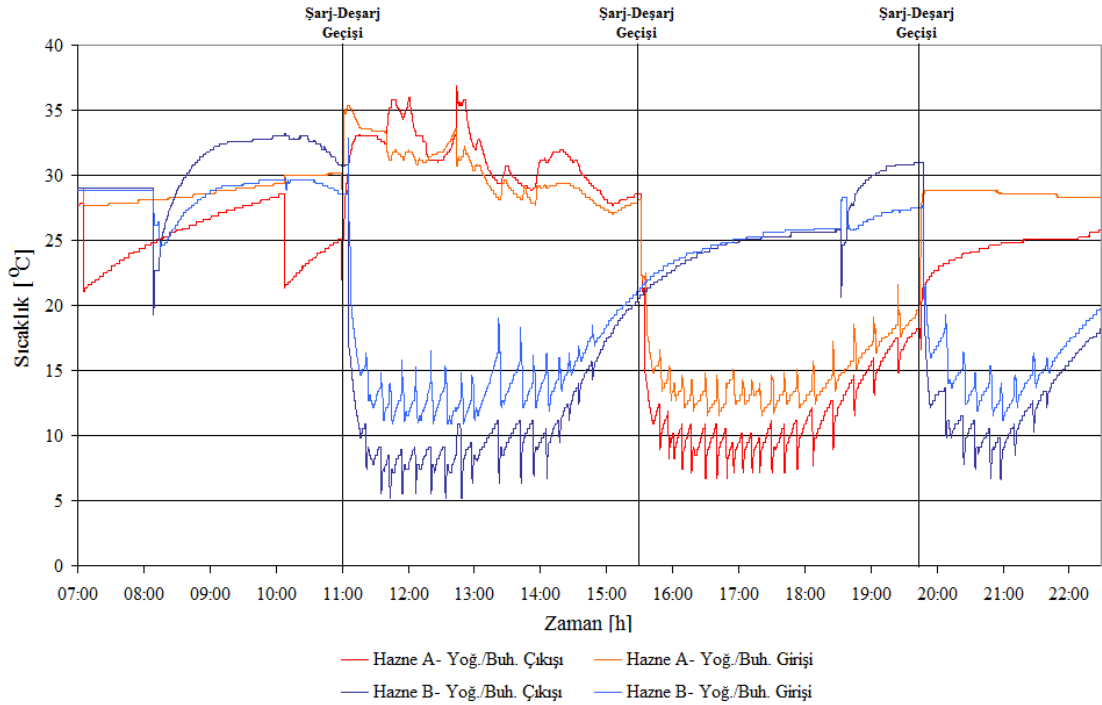
Elde edilen soğutma tesir katsayısı değerinin, Deney-1 ve Deney-2'nin soğutma tesir katsayısı değerine göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Deney-1 ve Deney-2'nin soğutma periyotlarının uzunluğu 13 saatken, Deney-3 için bu değer 11,5 saattir. Deney-1'de 39,12 kWh'lik termal enerji ile 11,07 kWh soğutma, Deney-2'de 36,12 kWh'lik termal enerji ile 10,19 kWh soğutma, Deney-3'de ise 35,34 kWh'lik termal enerji ile 12,48 kWh soğutma sağlanmıştır. Buna göre, Deney-3'de diğer deneylere göre daha az termal enerji kullanılarak daha fazla soğutma enerjisi elde edilmiştir. Deney-3'te termal enerjinin %75'lik kısmının, atmosferik şartlardan etkilenmeyen ve yüksek sıcaklıkta termal enerji sağlayabilen elektrikli ısıtıcı tarafından karşılanması bir avantajdır. Ayrıca dış ortam sıcaklığının ve bulutlanma nedeni ile test odası içerisindeki ışıyım kazançlarının diğer deneylere göre daha düşük olması, daha verimli bir soğutma sağlamıştır. Ayrıca dış ortam sıcaklığının azalması ve dolayısıyla yaş termometre sıcaklığının düşmesi ile birlikte ısı atım hattı daha verimli bir şekilde çalışarak, absorpsiyonlu sistemin soğutma veriminin artışı konusunda önemli bir rol oynamıştır.

Soğutma periyodu boyunca, absorpsiyonlu cihazın reaktör-absorber ve yoğunlaştırıcı-buharlaştırıcı sıcaklıklarının değişimi, sırasıyla Şekil 4.29 ve Şekil 4.30'da

görülmektedir. Şekillerde görüldüğü gibi, absorber ve yoğuşturucu sıcaklıkları 30 °C'nin altına kadar düşmüştür.

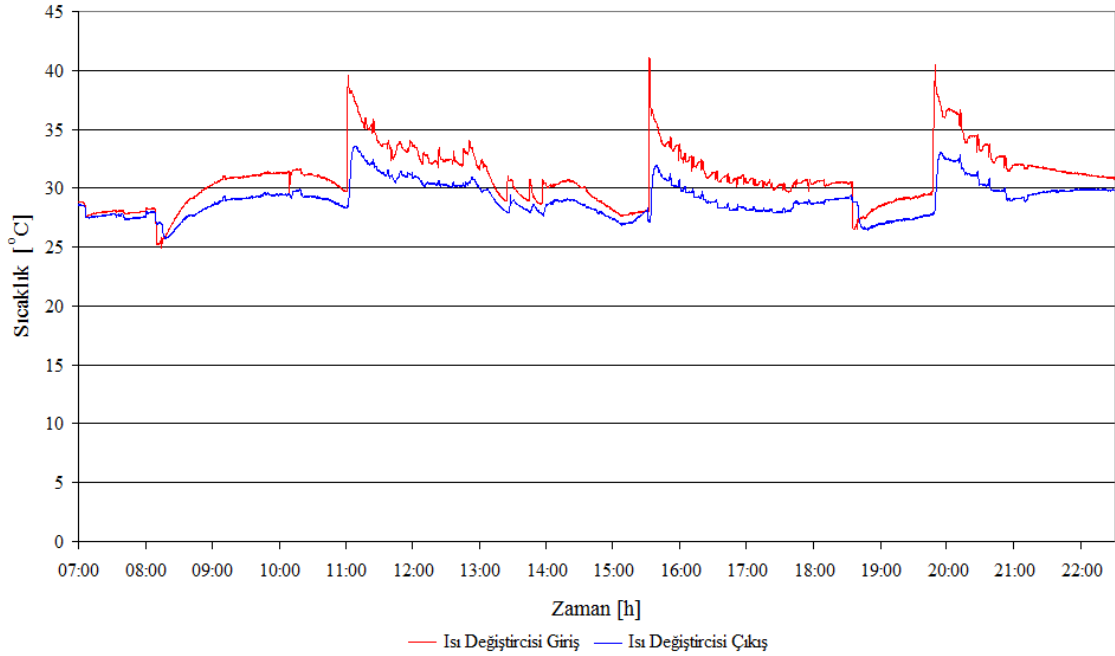


Şekil 4.29. Reaktör ve absorber giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-3)



Şekil 4.30. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-3)

Absorber ve yoğuşturucu sıcaklığının düşük olduğu saatlerde, dış ortam sıcaklığının da düşük olduğu görülmektedir. Bu dönemde absorpsiyonlu cihazın, düşük reaktör giriş sıcaklıklarında hızlı bir şekilde şarj olabildiği gözlemlenmiştir.

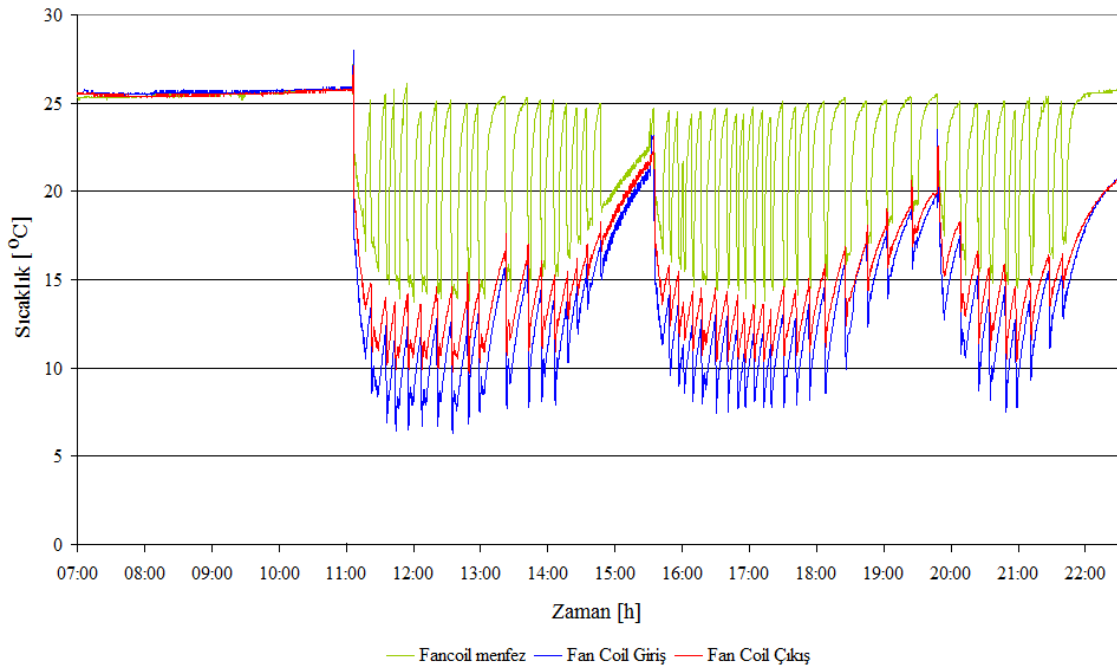


Şekil 4.31. Isı değiştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-3)

Şekil 4.31’de ısı atım hattı ile soğutma kulesi arasında yer alan ısı değiştiricisi giriş-çıkış sıcaklıkları sunulmuştur. Dış ortam sıcaklığının azaldığı dönemde, ısı değiştiricisi dönüş sıcaklığının 27°C’ye kadar düştüğü görülmektedir. Ayrıca bu dönemde, ısı değiştiricisi giriş-çıkış hatları arasındaki sıcaklık farkının, dolayısıyla ısı değiştiricisi veriminin arttığı tespit edilmiştir.

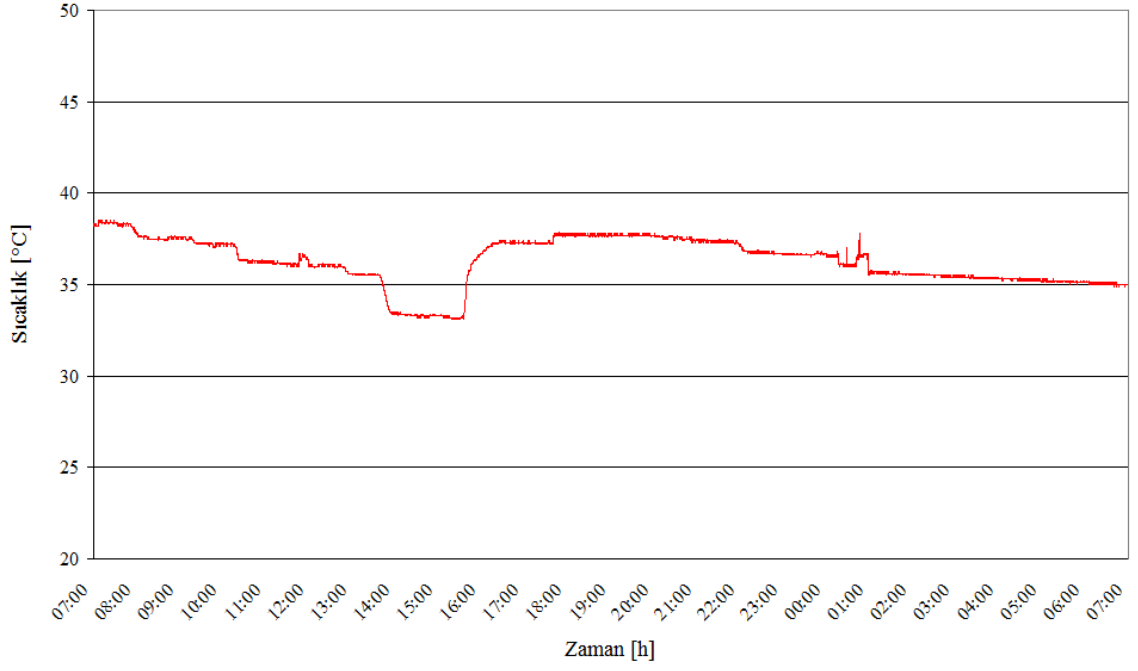
Soğutma periyodu boyunca fan-coil ünitelerinin sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimi Şekil 4.32’de yer almaktadır. Buna göre fan-coil sistemi, diğer deneylerde olduğu gibi, sık bir şekilde devreye girip çıkarak soğutma yükünü karşılamıştır. Deney-3’de güneş ışınımından kaynaklanan soğutma yükleri Deney-1 ve Deney-2’ye göre daha az olmasına rağmen, fan-coillerin çalışma sıklığında önemli bir azalma görülmemektedir. Test odasının ısı yalıtımının içten yapılmış olması bunun temel nedeni olarak söylenebilir. Bu nedenle yapı elemanları, mahal içerisine gönderilen soğutma enerjisini absorbe edemeyerek düşük sıcaklıklı bir ısı kütle oluşturamamakta,

dolayısıyla oda içerisindeki sıcaklık artışı daha hızlı gerçekleşmektedir. Bu durum, soğutucu ve ısıtıcı cihazların çok sık devreye girip çıkmasına ve soğutma-ısıtma verimlerinin olumsuz olarak etkilemesine neden olmaktadır. Yapı elemanlarının ısı yalıtımında, düşük ısı geçirgenlik katsayılarına sahip, düşük ya da yüksek sıcaklıklı ısı kütlesi oluşturma özelliği yüksek yalıtım sıvalarının kullanımı, söz konusu sorun için uygulanabilir bir çözüm alternatifidir.

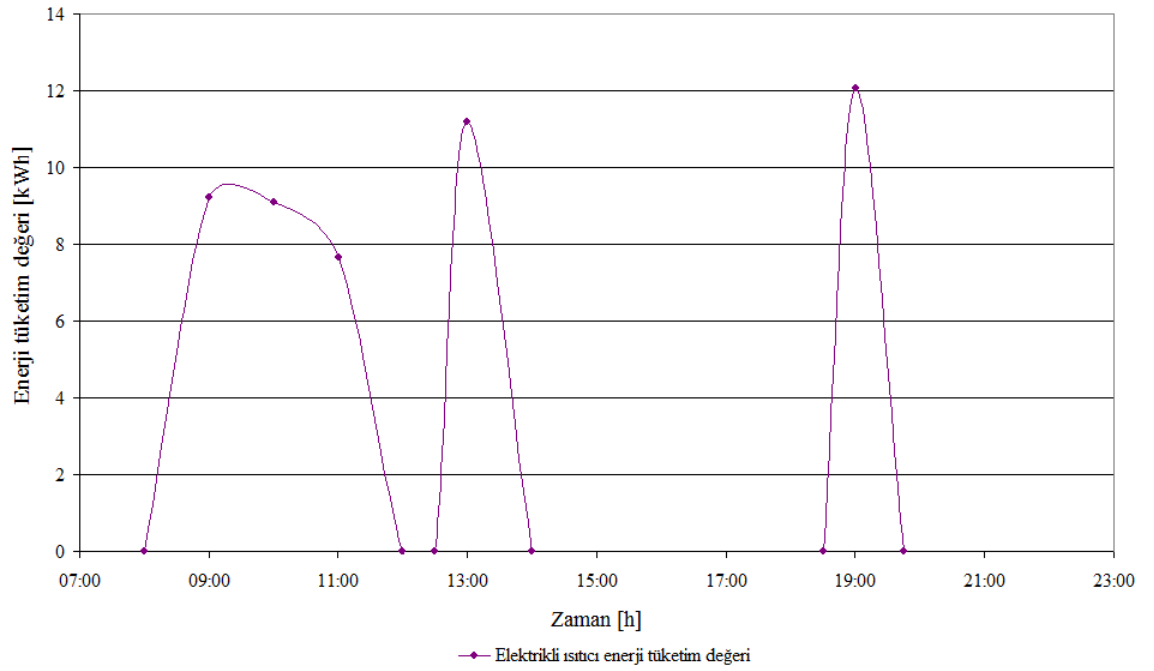


Şekil 4.32. Fan-coil sıcaklıkları (Deney-3)

Deney-3 için belirlenen sıcak kullanım suyu tüketim miktarları ve kullanım özellikleri, diğer deneylere benzer şekilde, Çizelge 4.1’de görülmektedir (bkz. Çizelge 4.1). Sıcak kullanım suyu boileri 15:30-16:30 saatleri arasında güneş kolektör sistemi ile beslenerek, sıcak suyun istenilen sıcaklığa ısıtılması sağlanmıştır. Şekil 4.33’de sıcak kullanım boilerinin 24 saatlik periyottaki sıcaklık değişimi görülmektedir. Buna göre, boilerdeki su sıcaklığının kullanılabilir seviyelerde kaldığı söylenebilir. Bu noktada dikkat edilmesi gereken bir husus da sıcak kullanım suyu depolarında görülen lejyoner hastalığı riskidir. Depodaki su sıcaklığının, lejyoner hastalığına yol açan bakterinin çoğalması için ihtiyaç duyduğu sıcaklık değerlerinde uzun süre kalması, hastalık riskini önemli ölçüde arttıracaktır. Bu riskin ortadan kaldırılması amacıyla sıcak su deposunun belirli aralıklarda dezenfekte edilmesi insan sağlığı açısından önemlidir.



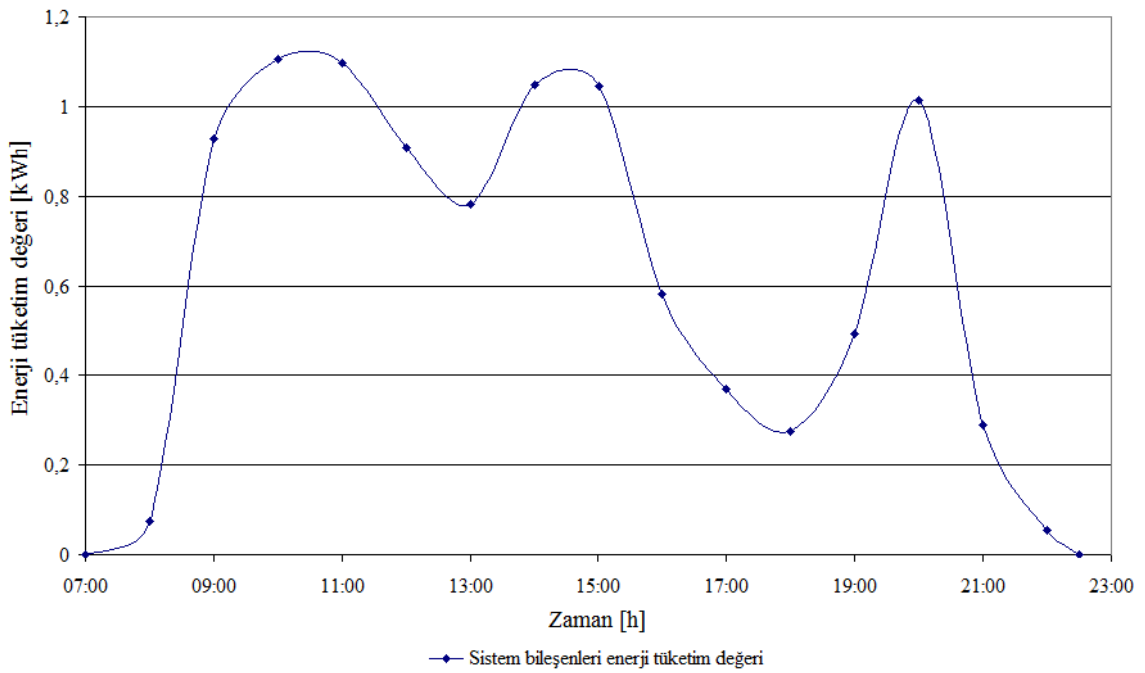
Şekil 4.33. Sıcak kullanım suyu boilerindeki su sıcaklığının değişimi (Deney-3)



Şekil 4.34. Elektrikli ısıtıcı enerji tüketim değerleri (Deney-3)

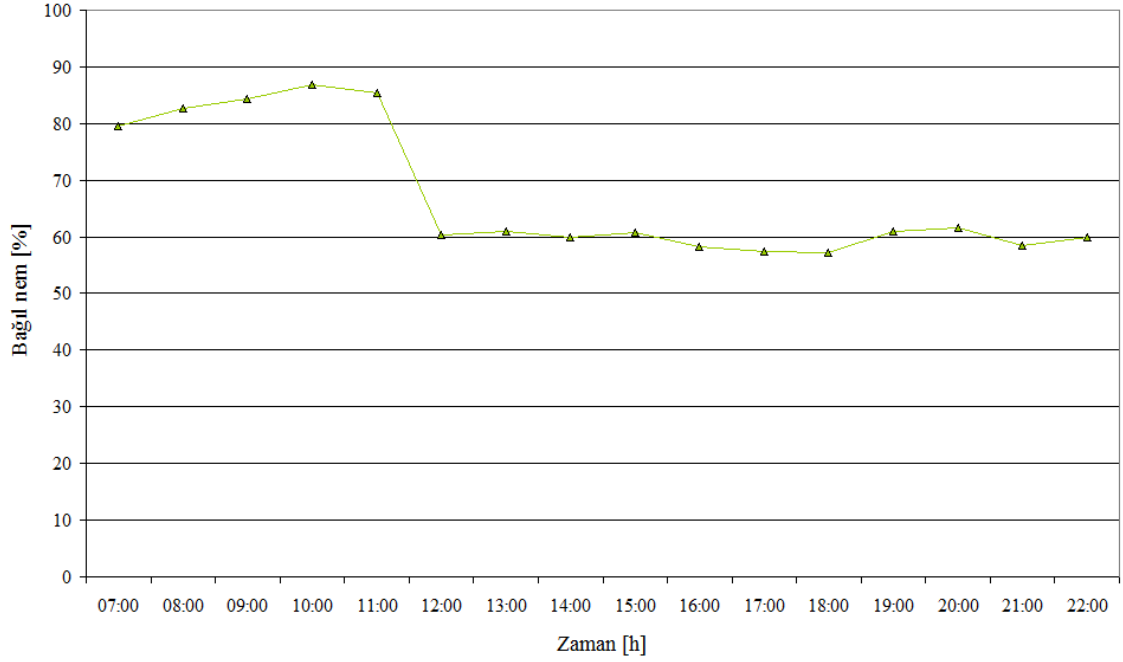
Şekil 4.34 ve Şekil 4.35’de sırasıyla elektrikli ısıtıcı ve absorpsiyonlu sistemin enerji tüketim değerleri görülmektedir. Elektrikli ısıtıcı çalışma periyodu boyunca toplam 49,2 kWh enerji tüketmiştir. Bu nedenle soğutma uygulaması için absorpsiyonlu cihazın

ihtiyaç duyduğu termal enerjinin ağırlıklı bölümünün elektrikli ısıtıcı ile karşılanması işletme maliyetleri açısından ekonomik değildir. Alternatif olarak, absorpsiyonlu sistemin mevcut bir soğutma sistemine yardımcı olarak kullanılması işletme maliyetleri açısından daha uygun olacaktır. Deneyde, absorpsiyonlu sistemin toplam enerji tüketimi 10,1 kWh olarak tespit edilmiştir. Buna göre absorpsiyonlu sistemin günlük çalışma periyodu boyunca saatlik ortalama enerji tüketim değeri yaklaşık 0,65 kWh'tir. Bu değer, Deney-1 için elde edilen değerle aynı, Deney-2 için elde edilen değere ise oldukça yakındır.



Şekil 4.35. Absorpsiyonlu sistem enerji tüketim değerleri (Deney-3)

Deney-3'de test odası için ölçülen bağıl nemin saatlik değişimi Şekil 4.36'da görülmektedir. Soğutma periyodu boyunca dış ortam sıcaklığında ani değişimler görülse de absorpsiyonlu cihazın kesintisiz çalışması nedeni ile oda içerisindeki sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin konfor şartlarını sağladığı görülmektedir. Sistemin çalışmadığı 07:00–11:00 saatleri arasında, sıcaklık değeri 27 °C'nin altında olsa da bağıl nem %82 değerine kadar yükselerek, mahal içerisindeki konfor şartlarının sağlanamamasına neden olmuştur.



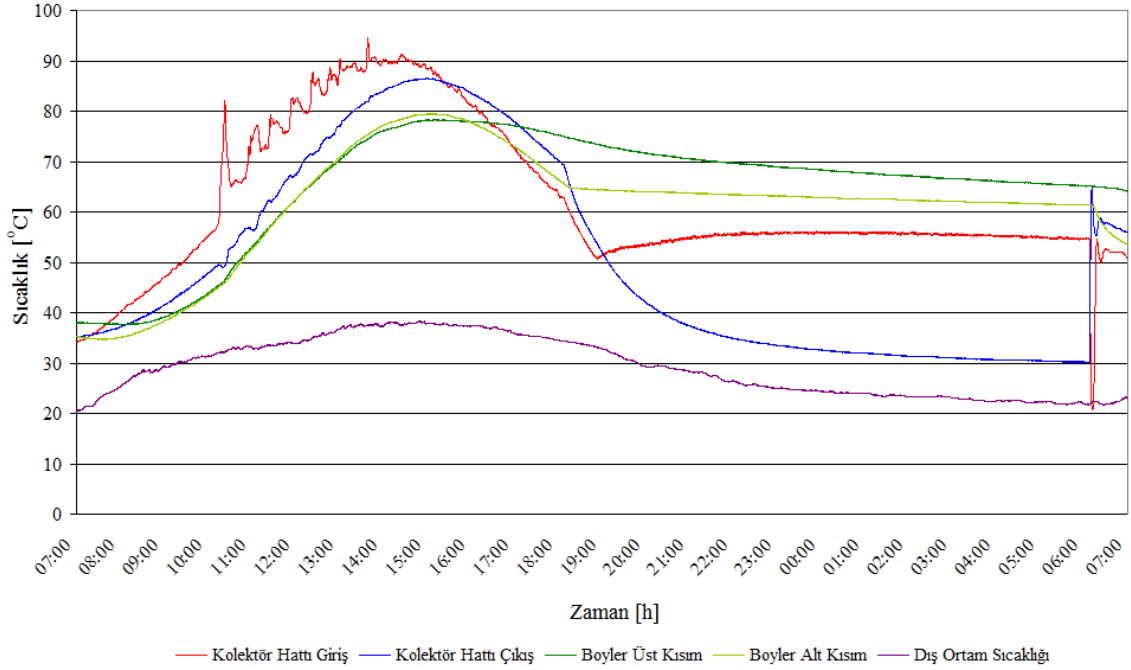
Şekil 4.36. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-3)

Soğutma uygulamalarının incelendiği deneylerde, soğutma ihtiyacının güneş enerjisinin elde edilemediği gece saatlerinde de devam etmesi, enerjinin depolama ihtiyacının önemini ortaya koymaktadır. Absorbsiyonlu ısı pompası sisteminin dâhili enerji depolama özelliği sayesinde gündüz saatlerinde elde edilen güneş enerjisi, haznelerde bulunan tuz eriyiği içerisinde depo edilebilmekte, bu durum harici bir enerji depolama sistemi ihtiyacını ortadan kaldırmaktadır.

Deney-4’de, güneş enerjisinden elde edilen termal enerjinin harici bir enerji depolama sisteminde kullanımı incelenmiştir. Bu deneyde güneş kolektör hattı, direkt olarak 1000 l. hacminde çift serpantinli boylere (bkz. Şekil 3.28) bağlanmıştır. Boyler içerisinde, %15 derişimli propilen glikol-su eriyiği bulunmaktadır. Buna göre 6 Ağustos 2010 tarihi için 24 saatlik ölçüm periyodu boyunca güneş kolektörleri, boylerin üst ve alt kısımları ve dış ortamdaki sıcaklık değişimi gözlenmiştir (Şekil 4.37).

Yapılan deneyde, kolektörlerden elde edilen güneş enerjisi ile kolektörlerdeki su sıcaklığının 90 °C’nin üzerine çıktığı görülmektedir. Dış ortam sıcaklığının 40 °C’ye yaklaştığı öğlen saatlerinde, kolektör sıcaklığı pik değerlerine ulaşmıştır. Saat 15:00 itibari ile güneş kolektörlerindeki sıcaklık değerinin düşüşe geçtiği görülmektedir.

Kolektör sistemi güney yönünden doğu yönüne doğru 40°'lik sapma ile yerleştirilmiş olması nedeni ile bu saatten sonra güneş ışınları kolektör yüzeyine daha eğimli bir şekilde ulaşmaktadır. Yine bu saatten sonra kolektör giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki fark azalmakta, belli bir zamandan sonra, kolektör giriş sıcaklığının çıkış sıcaklığından yüksek olduğu görülmektedir.



Şekil 4.37. Harici enerji depolama sistemi sıcaklık değişimleri (Deney-4)

Boyerler sıcaklığı, güneş kolektörlerindeki su sıcaklığının artışı ile birlikte hızla yükselmektedir. Boylerdeki su sıcaklığının artışı esnasında boylerin üst ve alt yarısı arasında sıcaklık farkının çok az olduğu görülmektedir. Kolektör hattının pik sıcaklık değerlerine ulaştığı 14:00'dan sonra, boylerin alt kısmının sıcaklığının üst kısmına göre bir miktar daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeni boylerin içerisinde yer alan ısı değiştiricilerinin yüzey alanlarının farklı olmasıdır. Boyler üst serpantininin ısı geçiş yüzey alanı 1,58 m² alt serpantin ise 2,97 m²'dir. Bu nedenle yüksek kolektör sıcaklıklarında, alt serpantinden olan ısı geçişi üst serpantine göre daha fazla olmuştur.

Kolektör sıcaklıklarının pik değerlere ulaştığı saatlerde, boylerde depolanan suyun ulaşabildiği en yüksek sıcaklık değerinin 80 °C olduğu görülmektedir. Bu zaman diliminden sonra depo içerisindeki su sıcaklığı yavaş bir şekilde azalmakta, boylerin üst

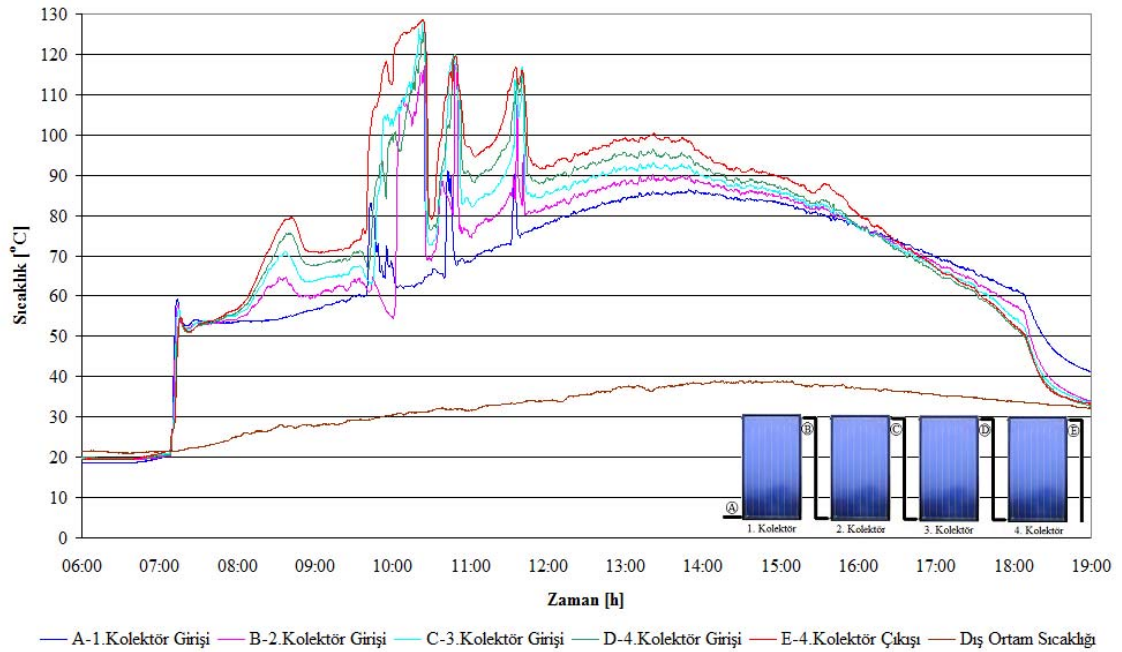
ve alt kısımları arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. 24 saat sonunda boyler sıcaklığı 15 °C azalarak 65 °C'ye kadar düşmüştür. Boylerde depolanan enerjinin, sabah saatlerinde güneş kolektörlerinden elde edilen su sıcaklığının istenilen seviyelere ulaşınca kadar geçen dönemde kullanılması düşünülebilir. Ancak depodaki su sıcaklığının 65°C seviyesinde olması, absorpsiyonlu cihazın şarj olması için yetersiz olduğu anlamına gelmektedir. Bu durum termal enerjinin depolanmasında, harici bir depolama sisteminin, dâhili bir depolama sistemine göre daha verimsiz olduğu anlamına gelmektedir.

Deney-1 için Şekil 4.2 ve Şekil 4.5; Deney-2 için Şekil 4.14 ve Şekil 4.17 incelendiğinde, kolektör sıcaklıkları ile reaktör sıcaklıklarının birbirine çok yakın olduğu görülmektedir. Bu nedenle, güneş enerjisinden elde edilen termal enerji, harici depolama sistemine göre çok daha az bir ısı kaybı ile absorpsiyonlu cihaza gönderilerek soğutma olayı gerçekleştirilebilmektedir. Ayrıca, güneş kolektörlerindeki sıcaklığın pik değerlere ulaştığı saatlerde reaktörde depolanan termal enerji, soğutma periyodunun sona erdiği saatlere kadar soğutma işlevini gerçekleştirmek için yeterli olmaktadır. Grafikler incelendiğinde, şarj-deşarj geçişlerinde kolektör sıcaklığındaki ani düşüşlerin kolektör verimini olumsuz olarak etkilediği görülmektedir. Bu olumsuzluğun sebebi, şarj-deşarj geçişlerinde, kolektör giriş sıcaklığının ani olarak cihazın absorber sıcaklığına düşmesi ve daha sonra güneş enerjisi aracılığıyla tekrar yükselmesidir. Bu durum dâhili enerji depolama uygulaması için bir dezavantajdır. Sistemin uzun süre şarj olmasını sağlayabilecek bir sisteminin tasarlanması, söz konusu olumsuzluğun giderilmesi için uygun olacaktır.

Harici depolamalı sistemlerin diğer bir dezavantajı ilk yatırım maliyetleridir. Klasik güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemlerde, enerjinin depolanması ihtiyacı söz konusudur (Pastakkaya ve ark. 2011). Lof ve Tybout'un (1974) bildirdiğine göre, sıcak su deposu kapasitesi, metrekare güneş kolektörü başına 50 kg'dır. Buna göre harici bir enerji depolama sistemi kullanılması durumunda, mevcut sistemde yer alan 40m² güneş kolektörü için gereken sıcak su deposu 2000 kg kapasitesinde olmalıdır. Bu noktada absorpsiyonlu sistemin dâhili enerji depolama özelliğinin, sistemin kurulum maliyeti ve kurulum için gereken alan açısından önemli faydalar sağladığı görülmektedir. Ayrıca

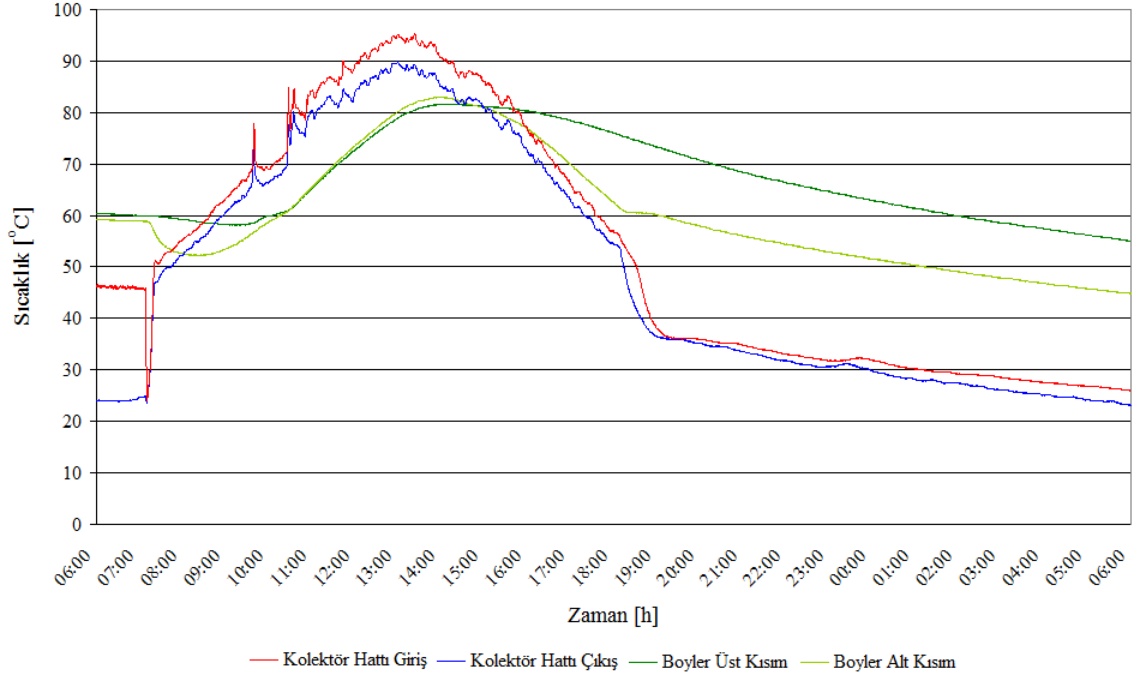
harici bir enerji depolama sisteminin kurulumu için gereken ekstra kurulum alanı ihtiyacı, sistemin özellikle konutsal kullanımında olumsuz sonuçlar doğurmaktadır. Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısıtma-soğutma sistemlerinde, sistem performansına etki eden en önemli parametre, kaynatıcıyı besleyen ısı kaynağının kaynatıcıya giriş sıcaklığı olduğundan, deney tesisatında absorpsiyonlu sistemin reaktörü için gereken termal enerjinin yüksek sıcaklıklarda sağlanması amacıyla güneş kolektör sistemi, kolektörlerin seri ve paralel bağlama kombinasyonları ile tasarlanmıştır (bkz. Şekil 3.13). Kolektör tasarımında, kolektörlerin kurulduğu binanın statik yapısı da göz önüne alınarak, tez danışmanın görüşü doğrultusunda, her kolektör grubunda dört adet güneş kolektörü seri olarak bağlanmıştır.

Güneş kolektörlerinin ısıl performanslarını incelemek amacıyla yapılan Deney-5’de, kolektör gruplarındaki giriş-çıkış sıcaklıkları ile güneş enerjisinden elde edilen termal enerjinin depolandığı boylerin sıcaklık değişimi incelenmiştir. Şekil 4.38’de dört kolektörden oluşan bir kolektör grubunun kolektör giriş-çıkış sıcaklıkları ile deneyin yapıldığı 11 Ağustos 2010 tarihinde ölçülen dış ortam sıcaklıkları yer almaktadır.



Şekil 4.38. Kolektör giriş-çıkış ve dış ortam sıcaklıkları (Deney-5)

Deney günü güneş kolektörlerinden elde edilen termal enerji, Deney-4’de olduğu gibi çift serpantinli boyler içerisindeki glikol propilen-su eriyiğine depolanmıştır. Şekil 4.39’da, boyler içerisindeki su sıcaklığı ile kolektör hattının boylere giriş-çıkış hatlarındaki sıcaklık değerleri görülmektedir.



Şekil 4.39. Boyler ve kolektör giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-5)

Deneysel uygulamada kolektör hattını basınçlandıran pompalar, saat 07:00’da çalışmaya başlamış ve kolektörlerdeki su sıcaklıkları hızla yükselmiştir. Saat 08:44 itibari ile kolektör grubunun çıkışındaki sıcaklık 80 °C’ye kadar yükselmiş sonra tekrar düşüş eğilimine girmiştir. Bu zaman diliminde boyler girişindeki kolektör giriş (dönüş) sıcaklığı 60 °C’dir. Saat 09:40 itibari ile kolektör grubunun çıkış sıcaklığının hızla yükselmiş, 10:25 itibari ile sıcaklık değeri 128°C olarak ölçülmüştür. Bu saatten sonra saat 12:00’a kadar sıcaklık değerinde ani yükselme ve alçalmalar görülmekte, daha sonra sıcaklık değerlerinin bir rejime girdiği anlaşılmaktadır. Aynı saatlerde boyler girişindeki kolektör dönüş hattı sıcaklığının, çok daha küçük yükselme ve düşüşlerle, sürekli bir artış eğilimi içinde olduğu görülmektedir. Kolektör grubunun sıcaklık değerlerindeki ani değişimler, kolektör sisteminin hidrolik dengesinin yeterli seviyede sağlanamadığını ortaya koymaktadır. Kolektör gruplarına dağıtılan akışkan debisi ve basıncının eşit seviyede olmayışı, kolektörlerdeki akışkanın belli zaman dilimlerinde faz

değiştirdiğini, bunun da kolektör sistemi verimini etkilediği görülmüştür. Saat 12:00'dan sonra kolektör sistemindeki dolaşım rejime girerek, sistemde oldukça dengeli bir ısı transferi mekanizmasının oluştuğu görülmektedir. Güneş enerjisinin en yüksek değerleri ulaştığı saatlerde, kolektörlerin giriş çıkışları arasındaki sıcaklık farkının 3–4 °C arasında eşit oranda değiştiği görülmüştür.

Güneş kolektör sistemindeki hidrolik dengeleme sorunu, güneş kolektörlerini besleyen dolaşım hatlarının tasarımı ve sistemde yer alan kapalı genleşme tankı kapasitesinin yetersiz oluşundan kaynaklanmaktadır. Deney tesisatının oluşturulmasında kullanılan proje bütçesinin sınırlı olması nedeni ile güneş kolektör sistemi tasarımında kısıtlamalara gidilmiştir. Bu kısıtlama nedeni ile güneş kolektörü hattında, taşıyıcı akışkanın güneş kolektör grubuna eşit debide gönderilmesi ve toplanması için dağıtıcı ve toplayıcı boru kolektör sistemi bulunmamaktadır. Ayrıca 50 l hacmindeki kapalı genleşme tankının, kapasite olarak güneş kolektör hattının ihtiyacını karşılayamadığı görülmüştür. Konu ile ilgili olumsuzluğun giderilmesi amacıyla genleşme tankının hat üzerindeki konumu değiştirilse de sorunun çözümü ile ilgili önemli bir iyileştirme sağlanamamıştır.

Absorbsiyonlu sistemi oluşturan hatlarda kademeli pompalar kullanılmıştır. Daha dengeli bir dolaşım ve dolayısıyla daha verimli bir çalışma sağlanması için dolaşım hatlarında frekans kontrollü pompalar kullanılabilir. Ancak frekans kontrollü pompaların fiyatlarının, kademeli pompaların fiyatlarına göre iki kat fazla olması ve proje bütçesinin kısıtlı olması nedeni ile sistemde kademeli pompalar tercih edilmiştir.

Şekil 4.39'da boyler ve kolektör giriş-çıkış sıcaklıkları görülmektedir (bkz. Şekil 4.39). Deney-4'e benzer şekilde boylerde depolanan su sıcaklığı, güneş kolektör hattının devreye girmesi ile hızlı bir şekilde artarak 83 °C'ye kadar yükselmiştir. Bu deneyde, güneş kolektör hattının boylere giriş sıcaklığının 95 °C'ye kadar çıktığı görülmektedir. Yüksek sıcaklıklı termal enerjinin harici bir sistemde depolanması yerine absorpsiyonlu cihaza direkt olarak gönderilmesiyle daha yüksek soğutma verimleri sağlanabilir. Boyler sıcaklığı, gece saatleri boyunca azalarak, deney başlangıç sıcaklığının altına kadar gerilemiştir. Ayrıca boylerin üst ve alt hazneleri arasındaki sıcaklık farkının da

12–10 °C arasında eşit oranda değiştiği görülmüştür. Harici enerji depolamalı klasik absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, depo içerisinde biriktirilen akışkandaki sıcaklık farkı, sistem verimini olumsuz etkilemektedir. Li ve Sumathy (2001) bu olumsuzluğun giderilmesi amacıyla bölüntülü depolama sistemini önermiştir. Harici depolamalı klasik absorbsiyonlu sistemlerde görülen bu sorundan ötürü dâhili enerji depolamalı sistemler, alternatiflerine göre daha avantajlı olmaktadır.

4.1.2. Isıtma uygulamasının deneysel analizi

Bu bölümde, ısıtma uygulamasının deneysel olarak incelenmesi amacıyla, dış ortam sıcaklıklarının düşük olduğu ancak gündüz saatlerinde güneş enerjisinin temin edilebildiği 2011 yılının şubat ayında gerçekleştirilen deneyler sunulmuştur. Deneysel ısıtma uygulamasının temel karakteristik özelliklerini belirlemek amacıyla, Deney–6 ve Deney–7 olmak üzere iki farklı gün boyunca elde edilen veriler sunulmuştur. Isıtma periyodunda, absorbsiyonlu cihazın doluluk oranını belirleyen load cell parçasının arızalanması ve arızanın giderilmesi sürecinde yaşanan sorunlar, deneysel çalışmaları olumsuz etkilemiştir. Kış şartlarında, kurulu deney tesisatının iç güvenliği açısından ciddi olumsuz koşullar taşıması nedeni ile ısıtma uygulaması ile ilgili daha fazla deneysel veri elde edilememiştir. Deney tesisatının, iç güvenliği konusundaki sakıncalarının giderilmesi, proje bütçesinin yetersiz olması nedeni ile sağlanamamıştır.

Deney tesisatında yer alan absorbsiyonlu ısı pompası sistemi, güneş enerjisi ile hem ısıtma hem de soğutma yapabilen bir sistemdir. Absorbsiyonlu ısı pompası sistemleri, ısıtma-soğutma işlevini yerine getirmek için termal enerjiyi kullanırlar. Ancak, güneş enerjisinin doğası gereği ısıtma ihtiyacı var olduğunda, sistemin çalışması için güneş enerjisinden sağlanan termal enerji oldukça kısıtlı olarak elde edilmektedir. Klasik sistemlerde, her hangi bir enerji kaynağından elde edilen termal enerji direkt olarak ısıtma amaçlı kullanılır. Mevcut termal enerjinin, ilk yatırım maliyetleri yüksek olan absorbsiyonlu sistemlerde kullanılarak ısıtma olayının gerçekleştirilmesine göre klasik ısıtma sistemlerinin kullanımı çok daha avantajlı olmaktadır. Bu nedenle, absorbsiyonlu ısı pompaları, ısıtma uygulamalarında çoğunlukla yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılırlar.

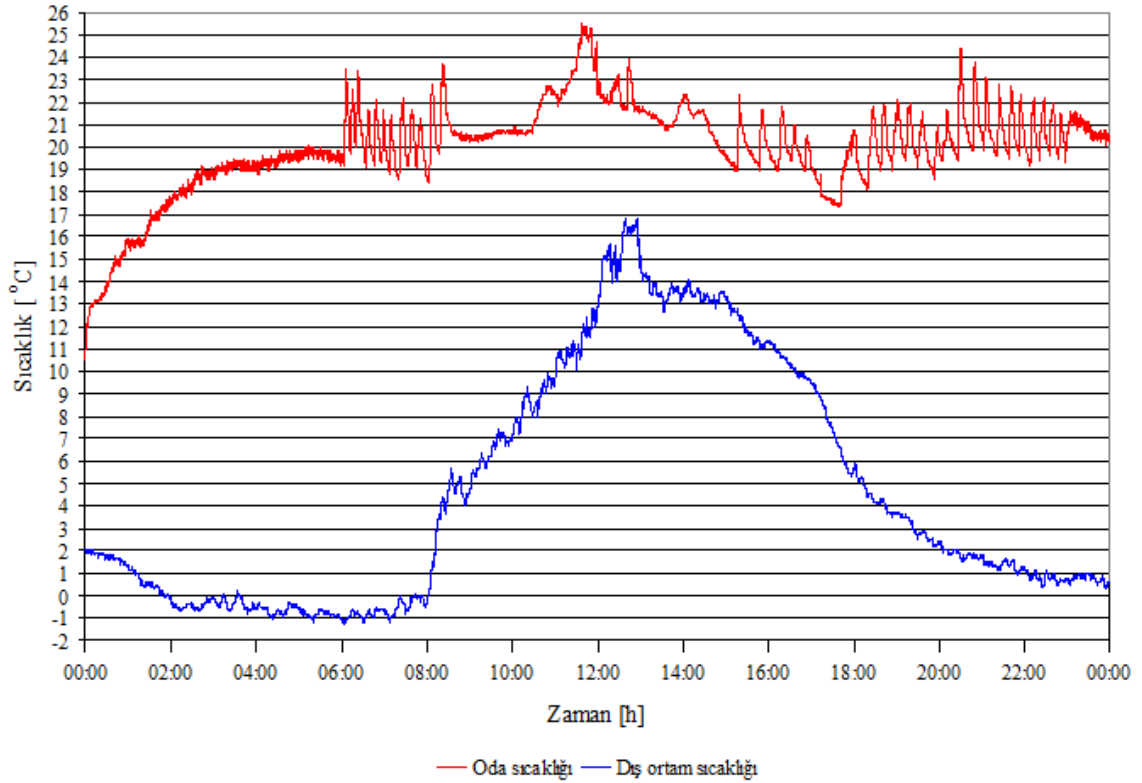
Deney tesisatında yer alan absorpsiyonlu sistem, temelde soğutma işlemi için tasarlanmıştır. Bir ısı pompası sisteminin ısıtma olayı gerçekleştirebilmesi için, düşük sıcaklıklı bir enerji kaynağından ısı çekmesi gerekir. Düşük sıcaklıklı enerji kaynağı olarak, yeterli büyüklükteki yüzme havuzları ya da yapay göletler, yer altı ve yer üstü suları ve toprak kullanılabilir. Kurulu sistemde, ısıtma olayını gerçekleştirmek için gereken bu tip bir enerji kaynağı bulunmamaktadır. Bu nedenle deney tesisatında yer alan 1000 l hacmindeki çift serpantinli boyler içerisindeki propilen glikol-su eriyiği, düşük sıcaklıklı enerji kaynağı olarak kullanılmıştır.

Deney-6, gece saatlerinde dış sıcaklık değerinin 0°C'nin altına düştüğü, gündüz saatlerinde ise açık bir gökyüzünün görüldüğü 5-6 Şubat 2011 tarihinde gerçekleştirilmiştir. Deneyde, güneş kolektörlerinden elde edilen akışkan sıcaklığının, absorpsiyonlu cihazın reaktörünü beslemesi için yeterli olmaması sebebiyle, termal enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Elektrikli ısıtıcının çalışma sıcaklık aralığı 85-95 °C olarak belirlenmiştir. Absorpsiyonlu sistemin çalışması için gereken termal enerji tamamen yardımcı enerji kaynağından sağlandığından, şarj-deşarj geçişleri ile cihazın ısı veriminin düşmemesi amacı ile deney boyunca cihazın tek haznesi şarj işlemi için kullanılmıştır. Isıtma periyodu boyunca güneş enerjisi, düşük sıcaklıklı enerji kaynağı olarak kullanılan boyler içerisindeki akışkanın sıcaklığını arttırmak amacıyla değerlendirilmiştir.

Deneyde mahalın ısıtılması amacıyla, absorpsiyonlu cihazın şarj olması esnasında absorber ve yoğuşturucusundan atılan termal enerji ile birlikte, cihazın reaktöründe depolanan termal enerji de kullanılmıştır. Bu şekilde, sistemin dâhili enerji depolama özelliği kullanılarak, depolanan termal enerji ile ısıtma olayının gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Uygulamada 24 saatlik ölçüm periyodu esas alınmıştır. Deney, 00:00 saatinde başlayarak, ertesi gün yine aynı saatte sonlandırılmıştır. Isıtma amacıyla fan-coillerin çalışması oda termostatı ile sağlanmıştır. Oda termostatının çalışma aralığı 19-22 °C olarak belirlenmiştir.

Şekil 4.40'da deney boyunca test odası ve dış ortamın sıcaklık değerlerinin değişimi görülmektedir. Deneyde dış sıcaklık değerinin gece saatlerinde 0°C'nin altına düştüğü,

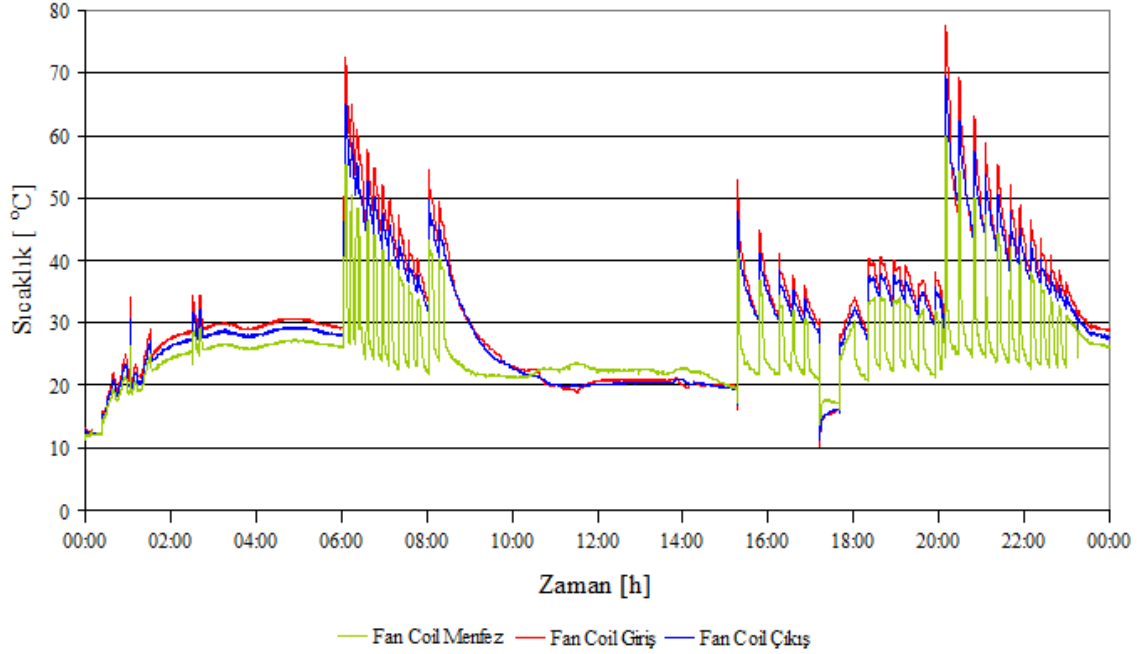
güneşin doğması ile birlikte artarak 16 °C'ye kadar yükseldiği görülmüştür. Deneyin başladığı 00:00 saatinde oda sıcaklığı 10 °C civarındadır ve absorpsiyonlu cihazın hazneleri tamamen boştur. Bu nedenle oda sıcaklığının 18 °C'ye ulaşması iki saatlik ısıtma süresi sonunda sağlanabilmiştir. Oda sıcaklığının 20 °C'ye ulaşması ise altı saatlik ısıtma süresi sonrasında gerçekleşmiştir. Oda sıcaklığının yavaş bir şekilde artmasının temel sebebi, ısıtma amacıyla absorpsiyonlu sistemin şarj olması esnasında ısı atım hattında oluşan termal enerjinin kullanılıyor olmasıdır. Isı atım hattındaki sıcaklık değeri absorber-yoğuşturucu sıcaklığına (30 °C) eşit olduğundan, ısıtma işlemi yavaş bir şekilde gerçekleşmiştir. 6 saatlik çalışmanın ardından elektrikli ısıtıcı kapatılmış, sağladığı termal enerji ile absorpsiyonlu cihazı %45'lik bir doluluk oranına ulaştırmıştır.



Şekil 4.40. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-6)

06:00 itibari ile deneyin sonlandırıldığı saate kadar mahalın ısıtılması için, cihazın reaktöründe depolanan termal enerji kullanılmıştır. Bu şekilde absorpsiyonlu sistemin, yalnızca ısı pompası şeklinde değil, enerji depolama ünitesi olarak kullanımındaki özellikleri de tespit edilmiştir. Reaktör sıcaklığı, absorber-yoğuşturucu sıcaklığına göre

daha yüksek olduğundan, fan coillerin daha yüksek sıcaklıkta çalışmış, daha hızlı bir ısıtma gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.41’de fan coil sıcaklıkları görülmektedir.



Şekil 4.41. Fan-coil sıcaklıkları (Deney-6)

Saat 08:30 itibari ile güneş enerjisinden kaynaklanan ısıtım kazançlarından ötürü test odası içerisindeki sıcaklık değerinde artış görülmektedir. Güneş enerjisinden elde edilen pasif ısıtma ile oda sıcaklığı 25 °C’ye kadar ısınmış, 08:30–15:15 saatleri arasında odanın ısıtma ihtiyacı tamamen pasif ısıtma ile karşılanmıştır.

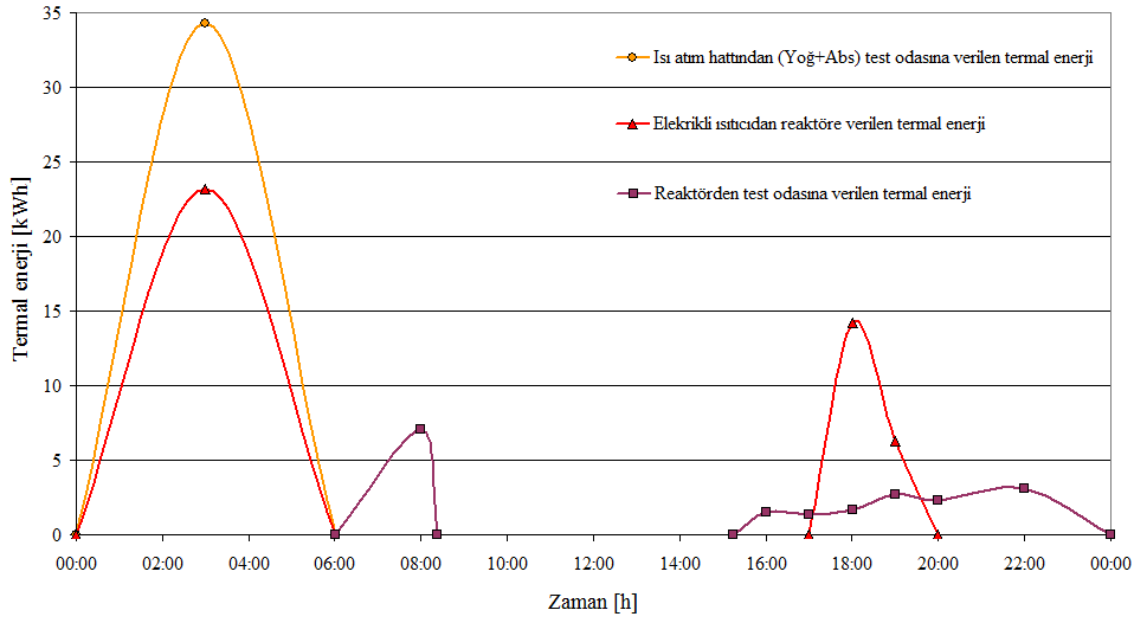
Saat 15:15’den sonra oda sıcaklığının 19 °C’ye düşmesi ile birlikte, absorpsiyonlu cihazın reaktöründe, elektrikli ısıtıcı tarafından depolanan termal enerji kullanılarak odanın tekrar ısıtılması sağlanmıştır. Reaktörde depolanan enerjinin ısıtma işlemi için yetersiz olması ile birlikte, elektrikli ısıtıcı devreye girerek 17:00–20:00 saatleri arasında absorpsiyonlu cihazın termal enerji ihtiyacını karşılamıştır.

Isıtma periyodunda 00:00–06:00 saatleri arasında absorpsiyonlu sistem, elektrikli ısıtıcıdan aldığı termal enerji ile bir ısı pompası gibi çalışarak mahalın ısıtılmasını sağlamıştır. Bu süre zarfı boyunca elektrikli ısıtıcı absorpsiyonlu sistemin reaktörü için 23,18 kWh’lik termal enerji sağlamıştır. Bu enerji ile absorpsiyonlu ısı pompası, ısı atım

hattında (yoğuşturucu ve absorber) oluşan 34,32 kWh’lik termal enerjiyi fan coiller aracılığı ile mahale göndererek, ısıtma ihtiyacını karşılamıştır. Buna göre absorpsiyonlu ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı Denklem 3.55 ile aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$ITK = \frac{Q_{yoğ} + Q_{abs}}{Q_{re}} = \frac{34,32}{23,18} = 1,48$$

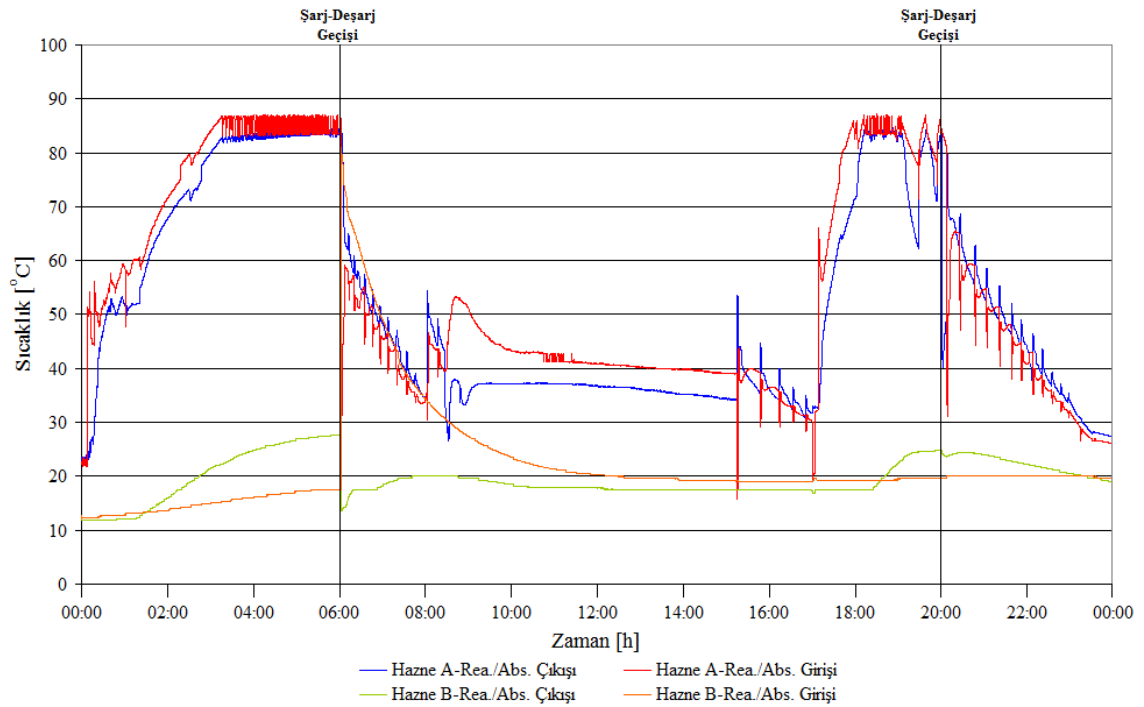
Bales ve Nordlander (2005) LiCl-Su eriyikli absorpsiyonlu sistem ile yaptıkları çalışmada, sistemin ısıtma uygulaması için ısıtma tesir katsayısını 1,41 olarak hesapladıklarını bildirmiştir. Şekil 4.42’de ısıtma periyodu boyunca, test odasına gönderilen termal enerji ve elektrikli ısıtıcı tarafından cihaza beslenen termal enerjilerin zamana göre değişimi görülmektedir.



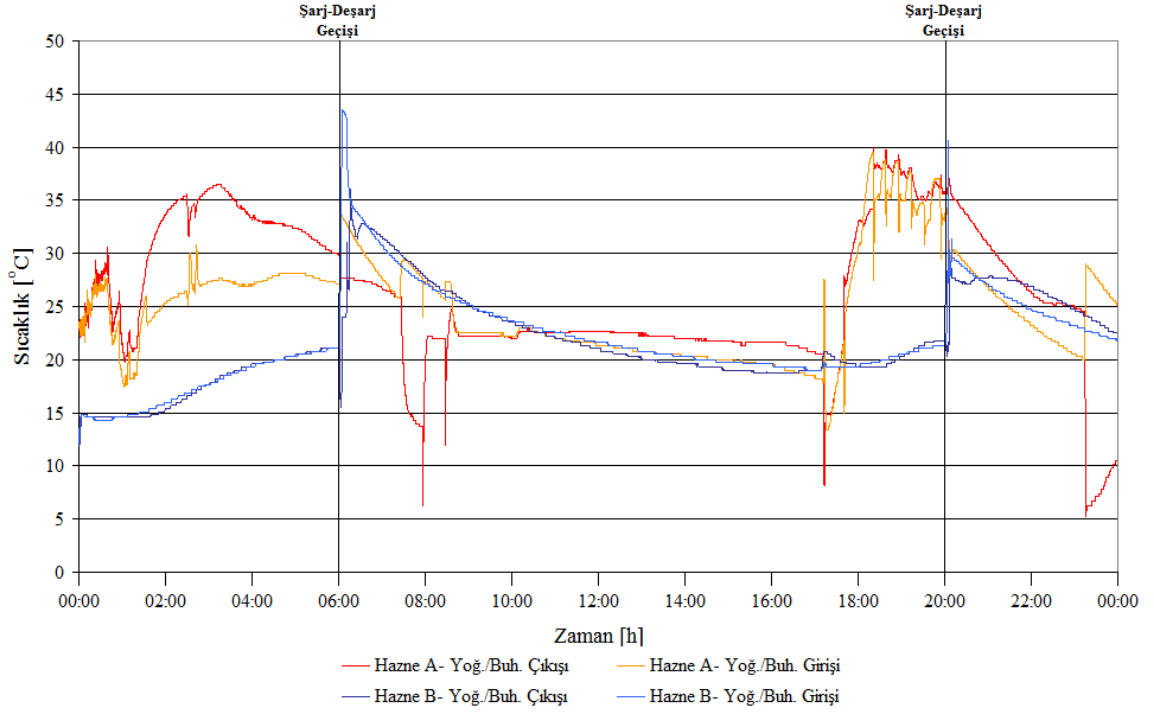
Şekil 4.42. Termal enerjilerin zamana göre değişimi (Deney-6)

Absorpsiyonlu cihazın ısı pompası olarak kullanıldığı periyotta cihazın ısıl verimi, termal enerji deposu olarak kullanımına göre daha yüksek olmaktadır. Ancak bu durumda fan coil ünitelerinin menfez üfleme sıcaklıkları daha düşük olmakta, odanın ısınma süreci uzamaktadır. Bu nedenle absorpsiyonlu cihazın ısı pompası olarak kullanımı uzun süreli ısıtma periyotları için uygun olabilir. Cihazın enerji deposu olarak kullanımı, güneşten elde edilen termal enerjinin sıcaklık değerinin reaktörü besleyebilecek seviyede olması durumunda daha uygundur ve bu durum Deney-7’de

incelenmiştir. Eğer termal enerji harici bir ısıtıcı cihaz tarafından sağlanıyorsa ya da güneş kolektörü giriş sıcaklığı, cihazı besleyebilecek sıcaklık değerinden düşükse bu durumda ısıtıcı cihaz ya da güneş kolektör hattının direkt ısı dağıtım sistemine bağlanarak ısıtma amaçlı olarak kullanılması daha doğru bir yaklaşım olacaktır. Deney tesisatında, güneş kolektör hattı veya elektrikli ısıtıcının direkt olarak ısı dağıtım sistemine bağlanmasını sağlayacak bir by-pass hattı olmadığından, bu uygulama deneysel olarak incelenememiştir. Şekil 4.43'te absorpsiyonlu cihazın reaktör-absorber sıcaklıkları, Şekil 4.44'te ise yoğuşturucu-buharlaştırıcı sıcaklıkları görülmektedir. Deney boyunca güneş kolektörlerinden sağlanan enerji, boiler içerisinde depolanan 1000 l. hacmindeki propilen glikol-su eriyiğinin sıcaklığını arttırmak amacıyla değerlendirilmiştir. Deneyde güneş kolektör hattındaki su sıcaklığının, ancak güneş doğduktan uzun bir süre sonra yükselebildiği tespit edilmiştir. Bunun nedeni deneyin yapıldığı günde, gökyüzünün açık olması nedeni ile sabah saatlerinde görülen don olayıdır. Kolektör yüzeylerinin, don olayından ötürü buz tabakası ile kaplanması (Şekil 4.45) ve buz tabakasının güneşin doğuşundan uzun bir süre sonrasında çözülmesi nedeni ile güneş enerjisinden yararlanılması günün ilerleyen saatlerinde mümkün olabilmektedir.



Şekil 4.43. Reaktör ve absorber giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-6)



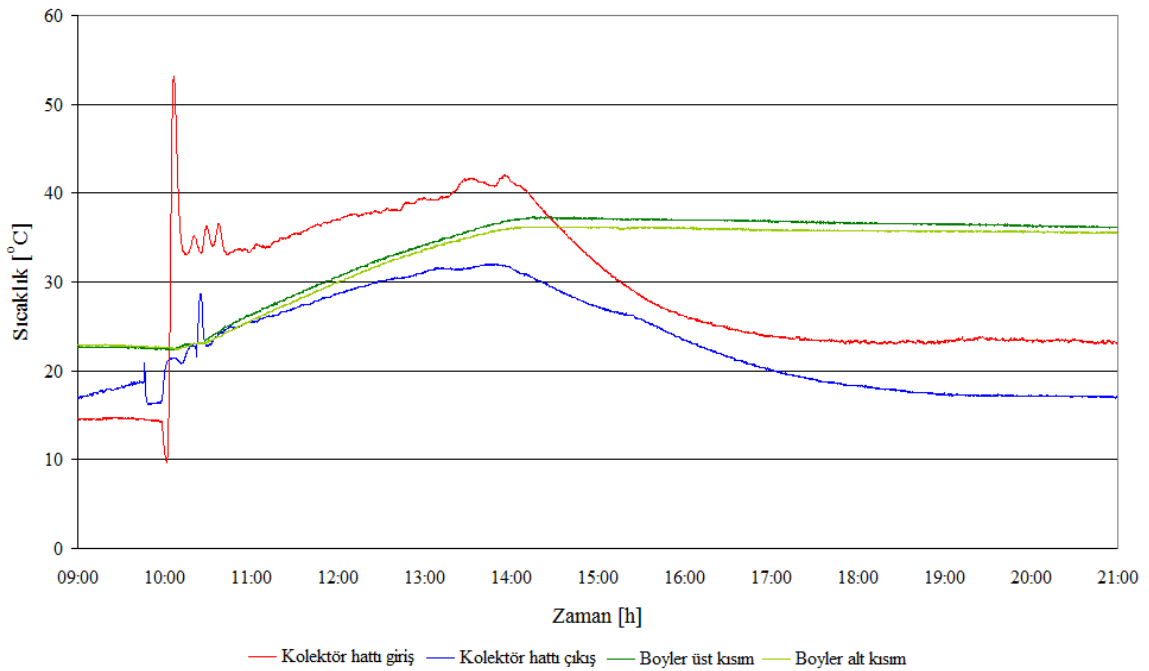
Şekil 4.44. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-6)



Şekil 4.45. Güneş kolektörlerinde buzlanma olayı (Deney-6)

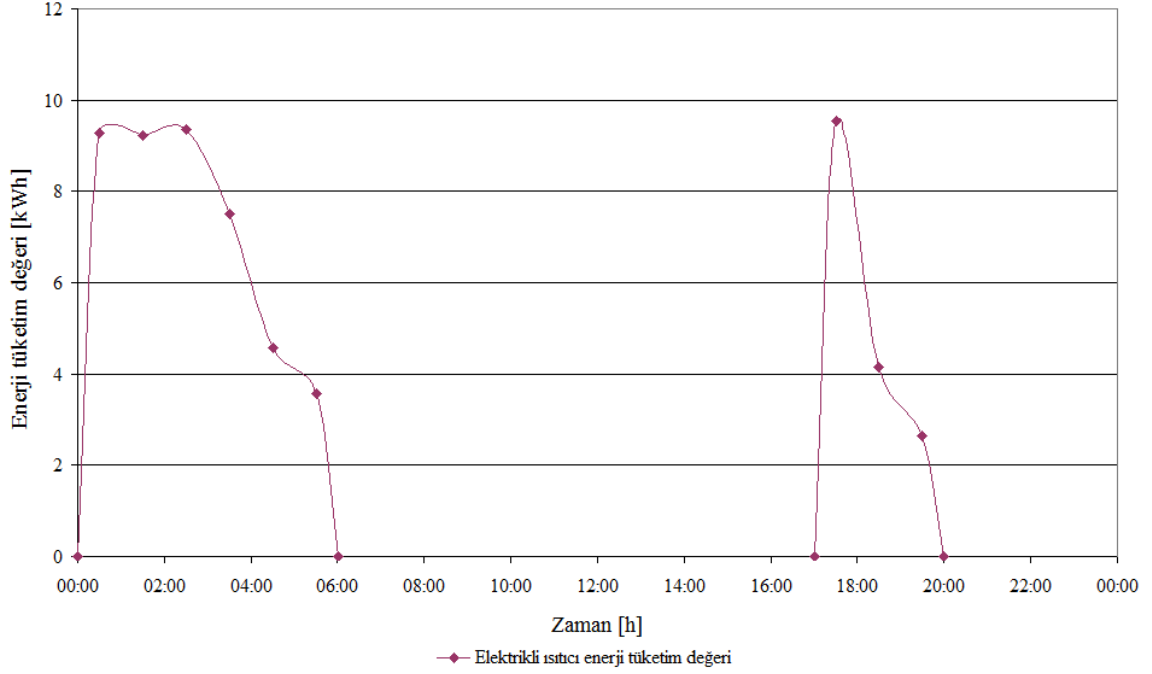
Şekil 3.21'den görülebileceği üzere, deney tesisatının kurulduğu bölgede kış aylarında don olayının sıklıkla görülmektedir (bkz. Şekil 3.21). Şubat ayı için don olayının görüldüğü ortalama gün sayısı 11 olarak tespit edilmiştir. Don olayına bağlı olarak görülen güneş kolektör sistemi verimindeki azalma, güneş enerjisinin kış aylarında ısıtma amaçlı olarak kullanımı konusunda önemli bir dezavantajdır.

Şekil 4.46’da güneş kolektör sisteminin boylere giriş-çıkış sıcaklıkları ile boylerin üst ve alt kısımlarındaki sıcaklık değerlerinin zamana bağlı olarak değişimi görülmektedir. Güneş kolektör sisteminin boyler içerisindeki akışkanı ısıtması için gereken sıcaklığa erişmesi, kolektör yüzeyinde görülen buzlanma nedeni ile ancak saat 10:00’dan sonra mümkün olmuştur. Güneş kolektör sistemindeki sıcaklığın yükselmesi ile birlikte, boylerde depolanan akışkan sıcaklığı yükselmiş ve 37 °C’ye kadar ulaşmıştır. Güneş kolektör sistemindeki sıcaklığın ulaşabildiği en yüksek değer de 42°C olarak tespit edilmiştir. Bu sıcaklık değerinin, termal enerjinin absorpsiyonlu cihazın reaktöründe depolanması için yeterli olmayışından ötürü, termal enerji harici depolama sisteminde depolanmıştır. Söz konusu enerjinin, sıcak kullanım suyunun temini ya da kapalı yüzme havuzunun ısıtılması gibi düşük sıcaklıklı ısıtma işlemlerinde kullanılması mümkündür. Çünkü sıcaklık değeri bu uygulamaları gerçekleştirmek için uygundur. Ayrıca, güneş kolektör sisteminin ısı dağıtım sistemine bağlanmasının mümkün olduğu durumlarda, güneş enerjisi direkt olarak mahal ısıtma işleminde de kullanılabilir. Bu uygulamanın gerçekleştirilebilmesi için ısı dağıtım sisteminin fan-coil ya da yerden ısıtma gibi düşük sıcaklıkta çalışabilen sistemlerden oluşması gerekmektedir. Örneğin ısıtma sistemlerinde ısı dağıtım sistemi olarak sıkça tercih edilen panel radyatörler ile bu tip bir ısıtma uygulamasının verimli bir şekilde yapılması mümkün değildir.

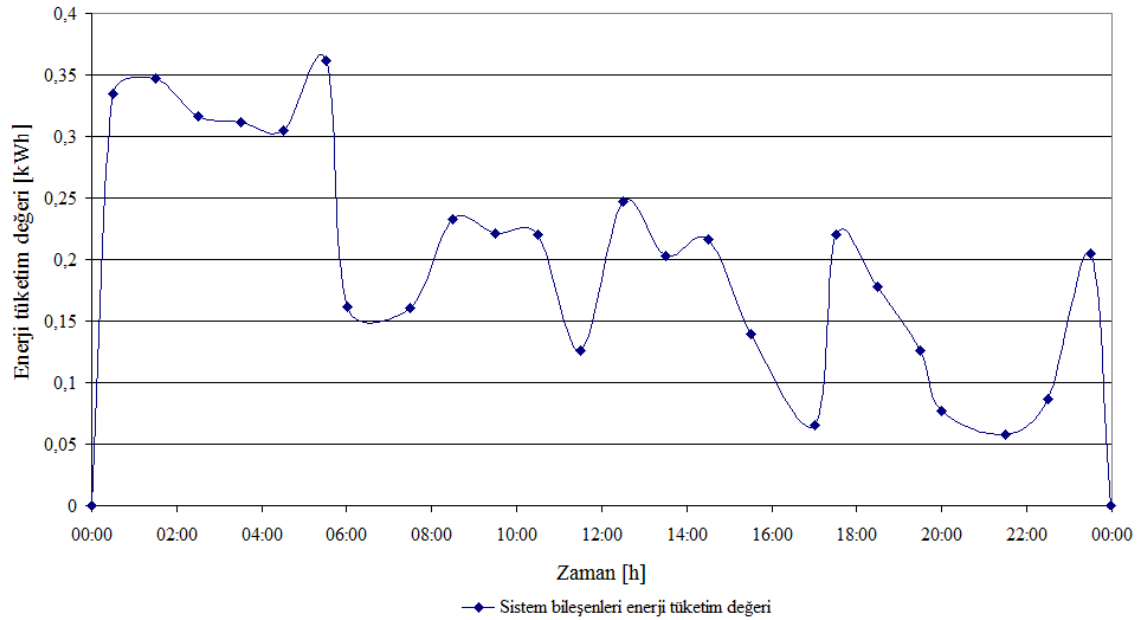


Şekil 4.46. Güneş kolektör sistemi ve boyler sıcaklıkları (Deney-6)

Şekil 4.47 ve Şekil 4.48’de sırasıyla elektrikli ısıtıcı ve absorpsiyonlu sistem bileşenlerinin enerji tüketim değerlerinin zamana göre değişimi görülmektedir.



Şekil 4.47. Elektrikli ısıtıcı enerji tüketim değerleri (Deney-6)

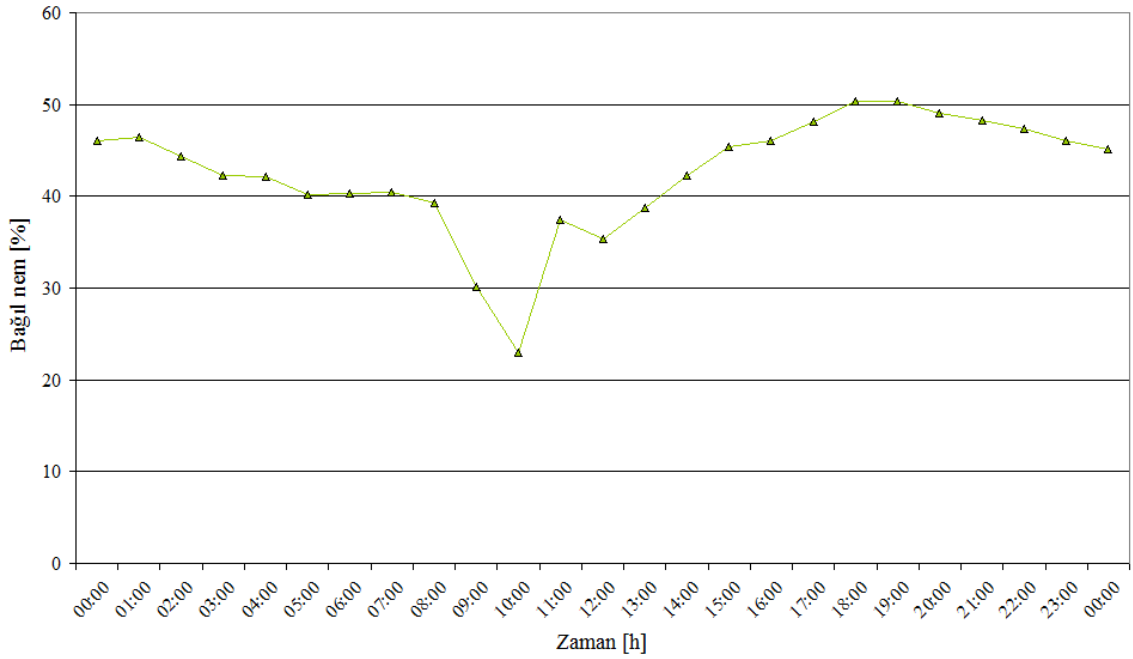


Şekil 4.48. Absorpsiyonlu sistem enerji tüketim değerleri (Deney-6)

Elektrikli ısıtıcı, günlük ısıtma periyodu boyunca toplam 9 saat çalışmış ve çalışma süresi boyunca 59,8 kWh elektrik tüketmiştir. Enerji tüketimi açısından değerlendirildiğinde, yardımcı enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcı kullanılmasının yüksek enerji sarfiyatına yol açtığı görülmektedir. Bu noktada ısıtma için yüksek ısıtma tesir katsayılarına sahip buhar sıkıştırımalı mekanik ısı pompası sistemlerinin kullanımı, enerji tüketiminin azaltılması noktasında çok daha avantajlıdır. Deney tesisatında kullanılan elektrikli ısıtıcının ısı gücünün (9,6 kW) yetersiz olması nedeni ile termal enerjinin verimsiz bir şekilde kullanılması söz konusu olmuştur. Kapasitenin artırılması, elektrik şebekesinin yüksek tüketim değerleri için uygun olmayışı nedeni ile mümkün olmamıştır. Aynı şebeke sorununun konutlarda da söz konusu olması ve elektrik enerjisinin birim maliyetinin diğer enerji kaynaklarına göre (doğalgaz, kömür) daha yüksek olması nedeni ile (Anonim 2012a, Anonim 2012b) ısıtma uygulamaları için alternatif enerji kaynaklarının kullanımı düşünülebilir. Termal enerji kaynağı olarak doğalgaz ya da katı yakıtlı kazanların tercih edilmesi hem enerji maliyetleri hem de yüksek ısı gücü sağlayabilmeleri açısından bu sistemleri alternatiflerine göre daha avantajlı kılmaktadır. Ancak fosil yakıtların yol açtığı çevresel sorunlar ve yakın gelecekte tükenecek olmaları bu sistemler için önemli bir dezavantajdır. Tüm bu nedenlerden ötürü ısıtma uygulamalarında, temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarını kullanan yüksek verimli ısıtma sistemlerinin kullanılması, absorpsiyonlu sistemlerin ise yardımcı ısıtma sistemi olarak tercih edilmesi en doğru seçim olacaktır.

Absorpsiyonlu sistem enerji tüketim değerleri incelendiğinde, sistemin ısıtma periyodu boyunca toplam enerji tüketiminin 4,9 kWh olduğu görülmektedir. Deneyde, absorpsiyonlu sistemin günlük çalışma periyodu boyunca saatlik ortalama enerji tüketim değerinin 0,2 kWh olduğu tespit edilmiştir. Soğutma sezonunda yapılan deneylerde sistemin saatlik ortalama enerji tüketim değerinin 0,56–0,65 kWh olduğu hesaplanmıştır. Enerji tüketimindeki azalmanın en önemli sebebi, ısıtma uygulamalarında soğutma kulesinin kullanılmıyor olmasıdır. Absorpsiyonlu sistem bileşenleri arasında en yüksek enerji tüketim değerine sahip olan ekipman soğutma kulesidir. Bu nedenle absorpsiyonlu sistemlerde, ısı atım sisteminin doğru bir şekilde projelendirilmesi, sadece sistem verimi açısından değil, sistemin işletim maliyetleri açısından da oldukça önemlidir.

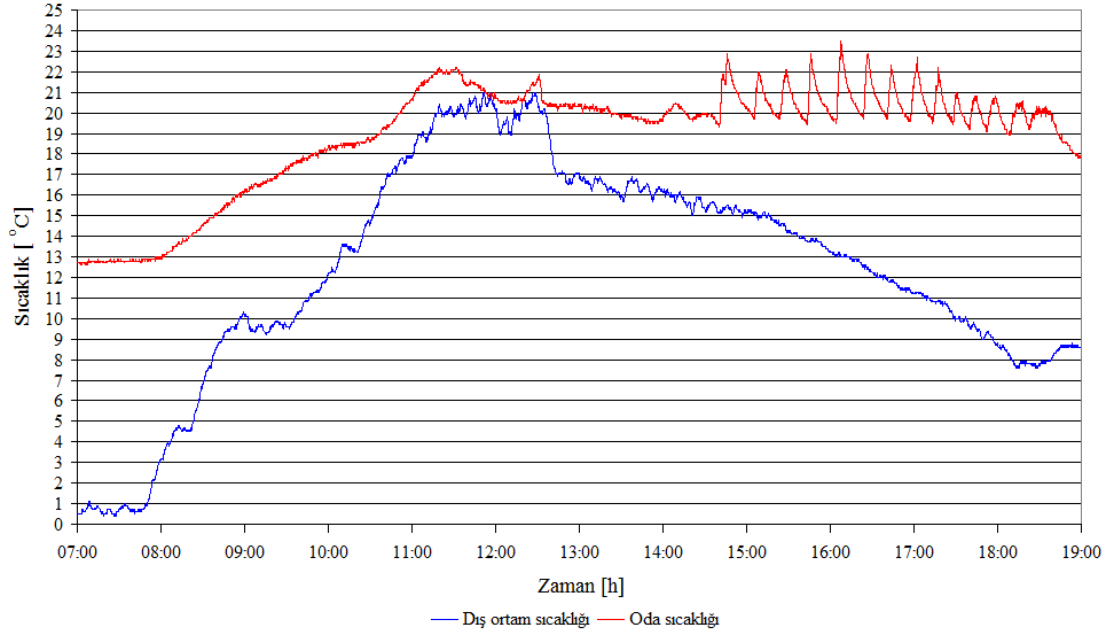
Deneyde, oda içerisindeki bağıl nemin değişimi ölçülerek Şekil 4.49’da sunulmuştur. Test odası içerisindeki sıcaklık değeri istenilen seviyelerde olduğunda, bağıl nem değerinin konfor şartlarını sağladığı söylenebilir. Ancak ısıtma periyodunun başlangıcında, fan coillerin düşük üfleme sıcaklıklarında kesintisiz çalıştığı dönemde bağıl nem değerinin düşük olduğu görülmektedir. Özellikle, mahalın güneş ışınımı kazançları sonucu pasif ısıtma ile ısıtıldığı dönemde bağıl nem değerinin %23 seviyelerine kadar düştüğü ve oda içerisindeki koşulların konfor şartlarını sağlayamadığı görülmüştür. Pasif ısıtmanın uygulanacağı ısıtma işlemlerinde, söz konusu olumsuzluğun giderilmesi açısından harici nemlendirme ekipmanlarının kullanımı sorunu ortadan kaldırabilir. Deneyde, ısıtma sisteminin tekrar devreye girmesi ile oda bağıl neminin artışa geçerek sonraki saatlerde konfor şartlarını sağlayacak seviyelere ulaşmıştır.



Şekil 4.49. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-6)

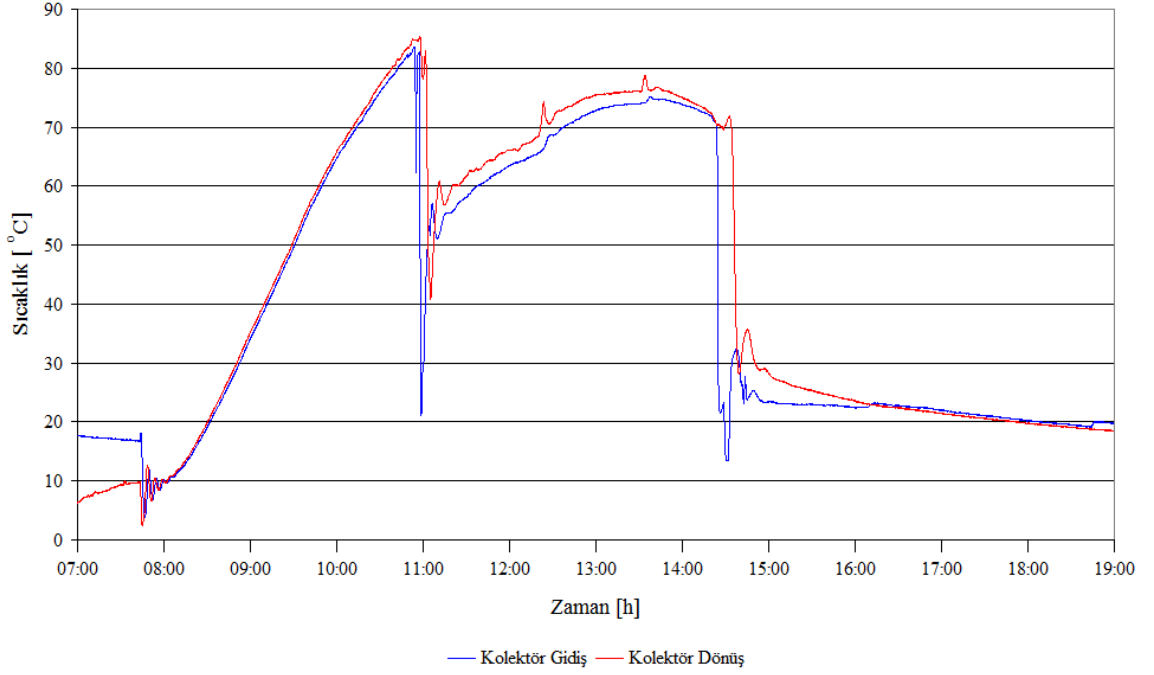
Deney-7, 9 Şubat 2011 tarihinde, dış ortam sıcaklığının düşük, gökyüzünün açık ve bulutsuz olduğu bir günde gerçekleştirilmiştir. Deneyin amacı, herhangi bir yardımcı enerji kaynağı kullanmaksızın, absorpsiyonlu sistemin güneşli bir günde ısıtma uygulamasındaki kullanım özelliklerinin belirlenmesidir. Deneyde test odasının ısıtılması için de herhangi bir ısıtma sistemi kullanılmamış, ısıtma olayı sadece

absorbsiyonlu ısı pompası sistemiyle gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.50’de dış ortam ve test odası sıcaklıklarının zamana göre değişimi görülmektedir.



Şekil 4.50. Test odası ve dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi (Deney-7)

Güneş kolektör sistemi, deney boyunca direkt olarak absorpsiyonlu cihaza bağlanmıştır. Güneş kolektörlerindeki sıcaklık değeri saat 08:00 itibari ile yükselişe geçerek, saat 10:50 itibari ile 85 °C’ye ulaşmış ve absorpsiyonlu cihazın reaktörünü beslemeye başlamıştır. Şekil 4.51’de güneş kolektör hattı sıcaklık değerleri görülmektedir. Güneş enerjisinin uygun sıcaklık değerlerine ancak öğlen saatlerine ulaşabilmesinde, kolektör yüzeyinde don olayından ötürü görülen buzlanmanın etkisi büyüktür. Deney-7’ye benzer şekilde sabah saatlerinde gökyüzünün açık olması nedeni ile görülen don olayı, kolektör yüzeyinde buzlanmaya sebep olmuştur (Şekil 4.52). Kolektör yüzeyinde oluşan buzlanma, güneş ışınlarının etkisi ile çözüldükten sonra kolektör sıcaklığı hızla yükselerek 85 °C’ye kadar ulaşmıştır. Kış mevsimi şartlarında düz tip güneş kolektörlerinden yüksek sıcaklıkta termal enerji eldesinin sağlanması, güneş kolektör tasarımının doğru bir şekilde yapıldığını göstermektedir. Güneş enerjisi saat 14:20’ye kadar reaktörü besleyecek sıcaklıkta kalmıştır. 14:20’den sonra sıcaklığın düşmesi ile birlikte, reaktör girişindeki vana otomatik olarak kapanarak şarj işlemini sonlandırmıştır. Güneş enerjisi vasıtasıyla cihazın reaktörüne 9,9 kWh’lik termal enerji depolanmıştır.

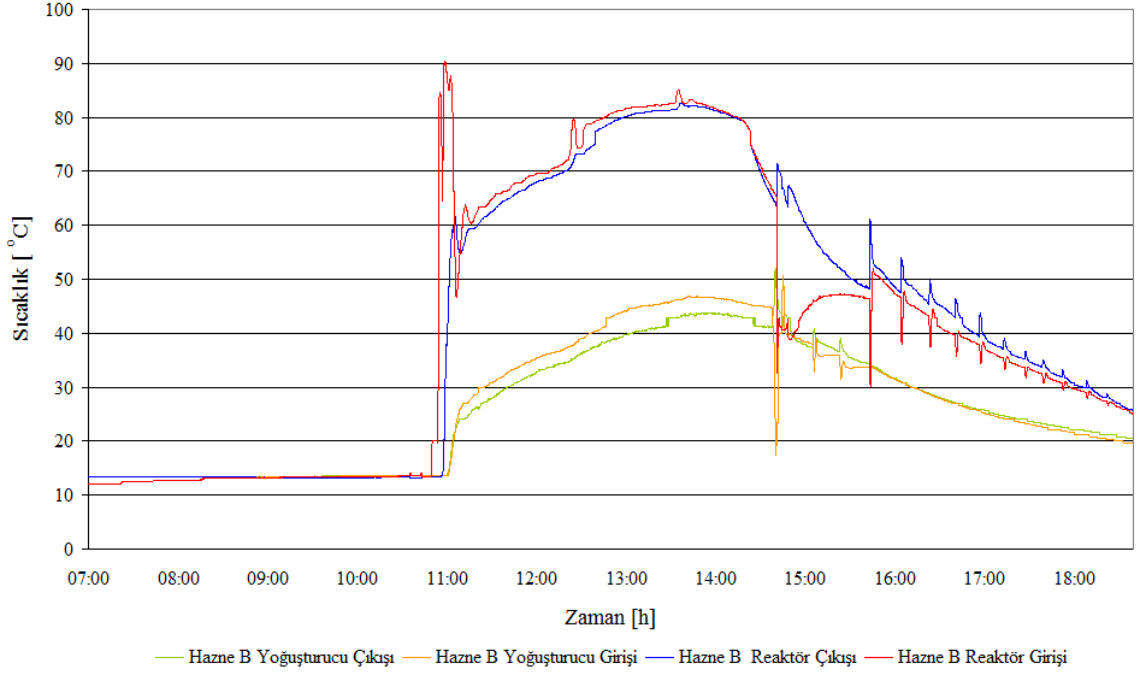


Şekil 4.51 Güneş kolektör hattı sıcaklık değerleri (Deney-7)



Şekil 4.52. Güneş kolektörleri üzerindeki buzlanma ve buzların çözülmesi (Deney-7)

Absorbsiyonlu cihazın reaktörü şarj olurken, ısı atım hattındaki oluşan termal enerji mahalın ısıtılması için kullanılabilir. Şarj olayı esnasında yoğuşturucu sıcaklığının 45 °C'ye kadar yükseldiği görülmektedir (Şekil 4.53). Ancak ısı atım hattında oluşan enerji, oda içerisindeki güneşlenme kazançları sonucu (Şekil 4.54) sağlanan pasif ısıtma nedeni ile mahalın ısıtma ihtiyacı olmadığından şarj olayı esnasında değil, depolanmış enerji olarak şarj olayından sonra kullanılmıştır. Bu enerji, şarj olayı esnasında sıcak kullanım suyunun ısıtılmasında yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılabilir.



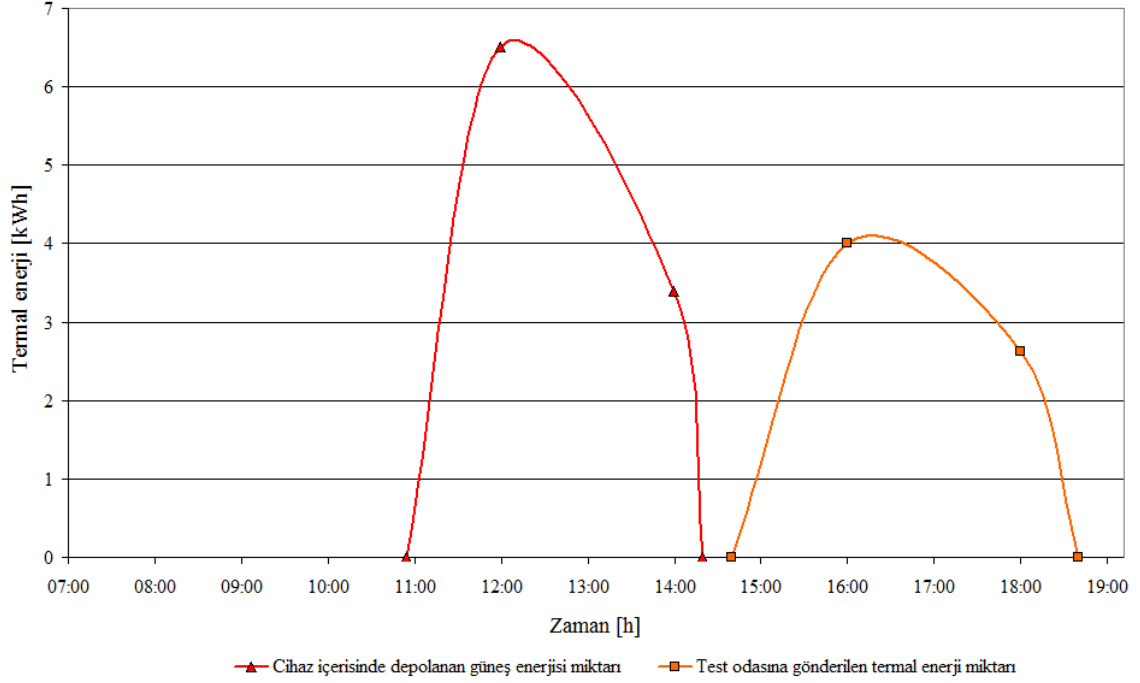
Şekil 4.53. Hazne B reaktör ve yoğuşturucu giriş-çıkış sıcaklıkları (Deney-7)



Şekil 4.54. Güneşlenme kazançları ile pasif ısıtma uygulaması (Deney-7)

14:40'da test odası sıcaklığının düşmesi ile birlikte ısıtma ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Isıtma uygulaması için öncelikle cihazın yoğuşturucusunda depolanan termal enerji kullanılmıştır. 14:40–15:45 saatleri arasında cihazın yoğuşturucusundan elde edilen 4 kWh'lik termal enerji ile odanın ısıtılması sağlanmıştır. 15:45'ten sonra yoğuşturucu sıcaklığının azalması ile birlikte, reaktörde depolanan termal enerji ısıtma amaçlı olarak kullanılmıştır. Reaktörde depolanan 2,6 kWh'lik termal enerjinin mahale gönderilmesi

ile 15:45–18:45 saatleri arasında ısıtma olayı devam etmiştir. Reaktör sıcaklığının, ısıtma amaçlı kullanıma uygun seviyelerin altına düşmesi ile birlikte deney sonlandırılmıştır. Şekil 4.55’de ısıtma periyodu boyunca, güneş kolektörleri tarafından cihaza beslenen termal enerji ve test odasına gönderilen termal enerjinin zamana göre değişimi görülmektedir.

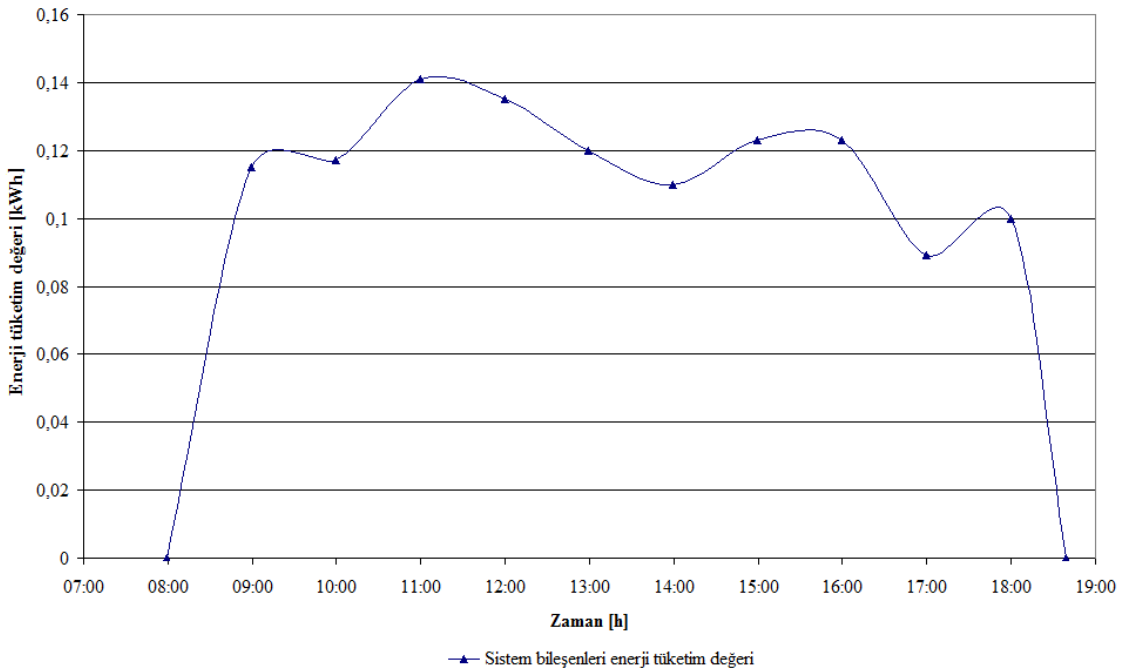


Şekil 4.55. Termal enerjilerin zamana göre değişimi (Deney-7)

Deneyde, mahalın ısıtılması için tamamen güneş enerjisinden faydalanılmıştır. Güneş kolektörlerinden elde edilen 9,9 kWh’lik termal enerji absorpsiyonlu cihazda depolanmıştır. Isıtma ihtiyacının karşılanması amacıyla, cihazın haznelerinde depolanan 6,6 kWh’lik termal enerji mahale gönderilerek, yaklaşık dört saat boyunca test odasının ısıtılması sağlanmıştır. Güneş kolektörlerinden sağlanan termal enerji ile test odasına gönderilen termal enerji arasındaki fark, enerjinin depolanmasında ve kullanımına kadar geçen süre boyunca oluşan ısı kayıplardır. Güneş enerjisinin pasif ısıtma etkisi sayesinde test odası 10:35–14:40 saatleri arasında yaklaşık dört saat boyunca istenilen sıcaklık değerlerinde tutulmuştur. Buna göre 24 saatlik ısıtma periyodunda, pasif ısıtma ve absorpsiyonlu cihazın enerji depolama özelliği sayesinde toplam sekiz saat boyunca güneş enerjisi kullanılarak test odasının ısıtılması sağlanmıştır. Buna göre mahalın

günlük ısıtma ihtiyacının %33'lük kısmı, tamamen güneş enerjisi aracılığıyla karşılanmıştır.

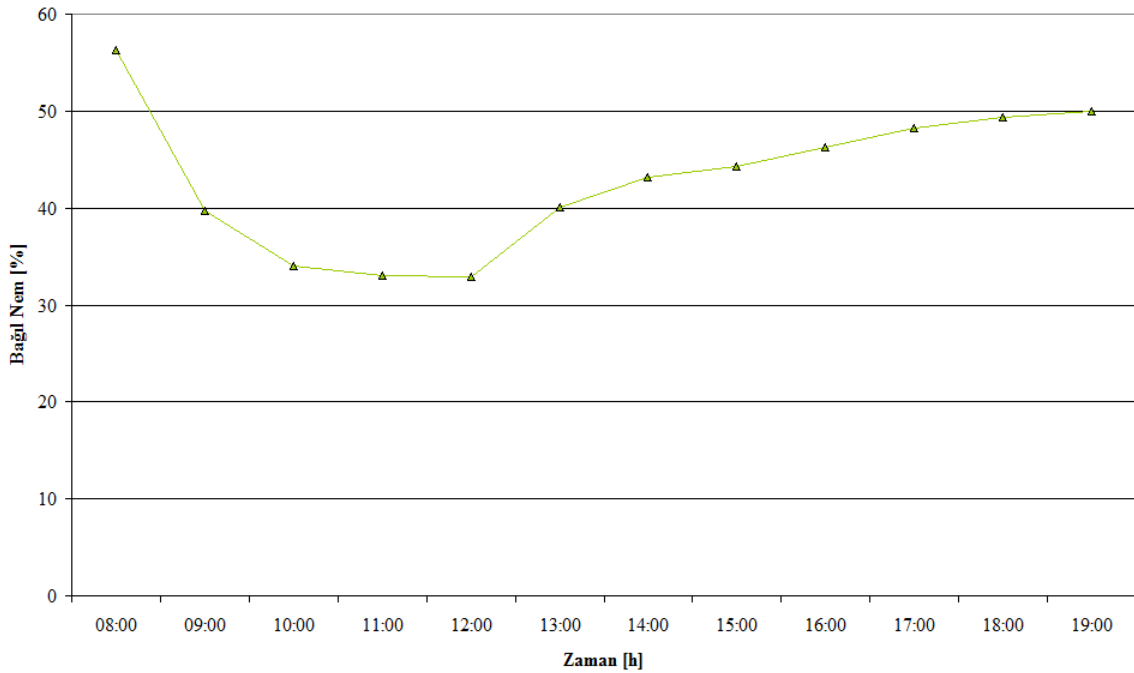
Deney boyunca absorpsiyonlu sistemin enerji tüketim değerleri Şekil 4.56'da görülmektedir. Buna göre sistem çalıştığı süre boyunca sadece 1,2 kWh elektrik enerjisi tüketmiştir. Absorpsiyonlu sistemin gün boyunca yaklaşık 11 saat çalıştığı düşünülürse, sistemin günlük çalışma periyodu boyunca saatlik ortalama enerji tüketim değeri 0,11 kWh'tir. Deneyde, güneş enerjisinin yeterince elde edilebildiği bir kış gününde, son derece düşük enerji sarfiyatları ile günlük ısıtma ihtiyacının %33'lük kısmının (%16,6 pasif ısıtma, %16,6 absorpsiyonlu sistem ile aktif ısıtma) güneş enerjisinden karşılanabildiği görülmüştür. Bu nedenle, mimari açıdan doğru şekilde tasarlanmış yapılarda, dâhili enerji depolamalı absorpsiyonlu ısı pompası sistemlerinin, ısıtma uygulamalarında yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılması, işletme maliyetleri açısından büyük kazançlar sağlayacaktır. Bu sistemlerin kullanımları ile birlikte enerji tüketim değerlerindeki azalma, enerji tüketimine bağlı çevresel ve ekonomik sorunların çözümünde önemli rol oynayacaktır.



Şekil 4.56. Sistem bileşenleri enerji tüketim değerleri (Deney-7)

Şekil 4.57’de deney boyunca test odasındaki bağıl nemin değişimi görülmektedir. Deney-6’ya benzer şekilde, absorpsiyonlu cihazın devrede olduğu süre içerisinde, oda içerisindeki bağıl nem değerinin konfor şartlarını sağladığı görülmektedir. Ancak test odasının ısı ihtiyacının pasif ısıtma ile sağlandığı dönemde, bağıl nem değerinin %33’e kadar gerilediği tespit edilmiştir. Bu nedenle pasif ısıtma döneminde, test odasının bağıl nem değerinin artırılması gerekmektedir.

İdeal yaşam alanları, ısı konfor şartlarının tam anlamıyla sağlandığı ve ısı konfor gereksinimlerinin tümüyle karşılandığı alanlar olmalıdır. Günümüzde, özellikle ülkemizde, ısı konfor parametresi olarak, genellikle sadece ortam sıcaklığı temel alınmaktadır. Konfor şartlarından yoksun yaşam alanları, yaşamsal faaliyetleri ve insan sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu nedenle doğru projelendirilmiş mimari yapıların ve iklimlendirme sistemlerinin hayata geçirilmesi ile söz konusu sorunlar ortadan kaldırılarak; daha konforlu şartlarda yaşayan ve çalışan, daha mutlu ve daha üretken insanlarla toplum refahının artırılması mümkün olacaktır.



Şekil 4.57. Test odası bağıl neminin zamana göre değişimi (Deney-7)

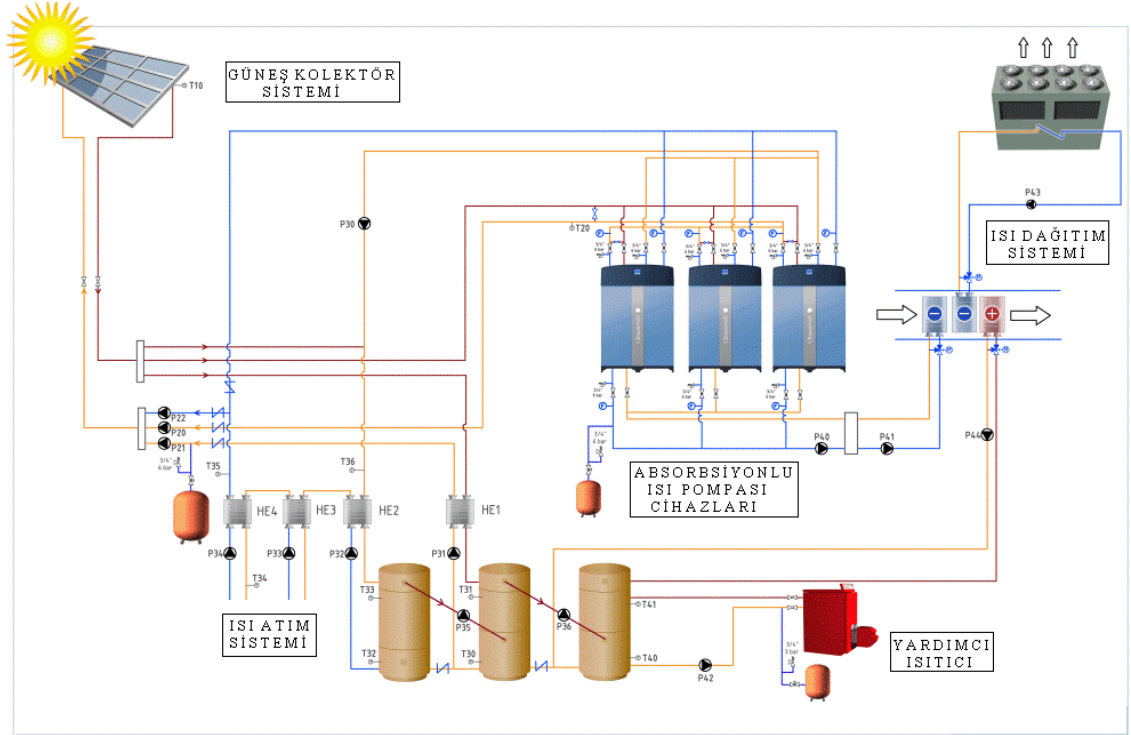
4.2. Sayısal Uygulama Sonuçları

Bu bölümde tez çalışması ile ilgili yapılan sayısal analiz sonuçları sunularak yorumlanacaktır. Çalışmada öncelikle test odasının soğutma ve ısıtma uygulamalarının TRNSYS programında yapılan sayısal analizleri sunulacaktır. Ardından, Bursa bölgesinde yer alan örnek bir konut için absorpsiyonlu sistemin yıl boyu çalışma performansını gösteren simülasyon sonuçları verilerek, sistemin çalışma özellikleri ve çalışma performansına etki eden parametreler incelenecektir. Aynı konutun, Türkiye'nin farklı illerinde bulunması halindeki performans analizleri karşılaştırmalı olarak sunulacak ve yorumlanacaktır.

4.2.1. Soğutma ve ısıtma uygulamaları için sayısal analiz sonuçları

Sayısal analiz işleminde kullanılan simülasyon programının tanıtımı ve kullanım özellikleri Bölüm 3.11'de sunulmuştur. Bu bölümde TRNSYS programında oluşturulan ClimateWell-Solar Cooling v1.1 (Anonim 2010 d) yazılımı ile matematik model tarafından elde edilen simülasyon sonuçları ve absorpsiyonlu sistem için elde edilen deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Doktora çalışması dâhilinde gerçekleştirilen soğutma ve ısıtma uygulamaları, bu uygulamaların temel karakteristik özelliklerini gösteren Ağustos ve Şubat ayları içerisinde gerçekleştirilmiş ve sistem bileşenlerinin bir günlük soğutma-ısıtma periyodu boyunca çalışma özellikleri ve sistem verimleri incelenmiştir. TRNSYS programı ile oluşturulan simülasyonda, absorpsiyonlu sistemin soğutma-ısıtma-sıcak su eldesi uygulamalarında optimum verimde çalışabilmesi için en uygun sistem bileşenleri bir araya getirilerek, sayısal çözüm için bazı kabuller yapılmıştır. Şekil 4.58'de, bu uygulamalar için absorpsiyonlu cihazın üretici firması tarafından önerilen sistem şeması yer almaktadır.



Şekil 4.58. Absorbsiyonlu cihazın üretici firması tarafından önerilen absorbsiyonlu sistem şeması (Anonim 2010d)

Deney tesisatının oluşturulmasında, proje bütçesinin sınırlı olmasından ötürü, önerilen sistem şeması ile mevcut kurulu sistem şeması arasında farklılıklar söz konusudur. Sayısal çözüm için TRNSYS modelinde, Bursa ili için dış ortamın atmosferik özelliklerinin belirlenmesinde Meteonorm meteorolojik verileri (Anonim 2011e) kullanılmıştır. Simülasyon programında kontrol stratejisi olarak, güneş kolektörlerinden elde edilen termal enerjinin soğutma uygulamasında direkt olarak absorpsiyonlu cihaza verilmesi, ısıtma uygulamasında ise ısıtma ihtiyacı ve sıcak kullanım suyu eldesi için harici depolama tanklarına verilmesi öngörülmüştür. Yapılan deneysel çalışmalarda da ısıtma uygulaması için absorpsiyonlu cihazın yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılmasının daha uygun olduğu tespit edilmiştir. Tüm uygulamalar için sistemde yardımcı enerji kaynakları olarak elektrik, doğalgaz, kömür ve fuel-oil kullanılabilir. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılmasında yardımcı enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi seçilmiştir. Soğutma uygulamasında, güneş enerjisi direkt olarak absorpsiyonlu cihaza yönlendirilmiştir. Simülasyon uygulamasında, oda sıcaklığının 19°C'nin altına düşmesi ile güneş enerjisinden sağlanan termal enerji

fazlasının harici depolama sistemine gönderilmesi önerilmektedir. Deneysel çalışmada güneş enerjisinden elde edilen termal enerji harici depolama sistemine aktarılacak kadar fazla olmadığından, çalışmada harici depolama sistemi kullanılmamıştır. Sayısal çözümde de harici depolama sisteminin kullanılmaması için, harici depo sıcaklık değeri oda sıcaklığına eşit olarak alınmıştır.

Soğutma uygulamasında simülasyon programı tarafından dış ve iç ortam sıcaklıkları, güneş kolektör sistemi sıcaklıkları, absorpsiyonlu ısı pompası bileşenlerinin (reaktör, absorber, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı) sıcaklıkları ve soğutma tesir katsayısı değerleri elde edilerek deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca sistemin daha uzun çalışma periyotlarındaki performansının incelenmesi amacıyla, mevcut kurulu sistemin aylık çalışma periyotlarındaki çalışma özellikleri belirlenmiştir. Isıtma uygulamasında ise absorpsiyonlu cihazın bir termal enerji deposu olarak kullanılması öngörülmüştür. Yapılan deneysel çalışmalarda da absorpsiyonlu cihazın yardımcı bir sistem olarak, termal enerji depolaması amacıyla kullanılmasının daha uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Deneysel ısıtma uygulamasında, cihazın ısı pompası şeklinde çalışması durumunda ısıtma tesir katsayısı hesaplanmıştır. Ancak bu uygulamanın ısıtma periyodundaki sakıncalarına dikkat çekilmiştir. Simülasyon işleminde absorpsiyonlu cihaz ısı pompası şeklinde kullanılmadığından, bu uygulama için sistemin ısıtma tesir katsayısının sayısal analiz ile tespit edilmesi mümkün olmamıştır. Isıtma uygulamasında simülasyon programı tarafından dış ve iç ortam sıcaklıkları, güneş kolektör sistemi sıcaklıkları ve absorpsiyonlu ısı pompası bileşenlerinin sıcaklıkları elde edilerek deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Simülasyon programında, sayısal çözüm için veri girdileri, simülasyon parametreleri, güneş kolektör sistemi, bina bilgileri ve absorpsiyonlu sistem bilgileri başlığı altında toplanmıştır. Simülasyon parametrelerinde, simülasyon süresi olarak günlük, haftalık, iki haftalık, aylık ve yıllık simülasyonlar tanımlanabilmektedir. Soğutma ve ısıtma uygulamaları için sırasıyla 3 Ağustos ve 5 Şubat günlerinde günlük simülasyon işlemi uygulanmıştır. Simülasyonun gerçekleştirileceği bina tipi ofis binası, binanın bulunduğu bölge Bursa-Türkiye olarak belirlenmiştir. Sistem için yardımcı enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi ve elektrikli ısıtıcı ortalama verimi ise 0,7 olarak seçilmiştir.

Güneş kolektör sistemi, 40 m² toplam kolektör yüzey alanına sahip, kolektör eğim açısı 30° ve güney yönünden doğu yönünde doğru 40°'lik sapma yapacak şekilde belirlenmiştir. Kolektör sistemi ile absorpsiyonlu cihaz arasındaki toplam boru uzunluğu 20 m. olarak belirlenmiştir. Deney tesisatında kullanılan Wunder Premium 2510 güneş kolektörünün simülasyonda kullanılacak sayısal verileri mevcut olmadığından, özellikleri Wunder Premium 2510 serisi ile benzer özellikleri taşıyan Vitosol 200 F serisi (Anonim 2011f) kolektör tipi olarak belirlenmiştir. Sistemde izin verilen maksimum kolektör sıcaklığı, sistemin güvenli bir şekilde çalışması açısından 115°C olarak seçilmiştir.

Simülasyon işlemi için test odasının net kullanım alanı 30m², güneye bakan dış duvar ve pencere alanları ise 9 m² olarak programa girilmiştir. Pencere için cam geçirgenlik değeri 0,5 olarak alınmıştır. Deneysel işlemler esnasında oda içerisinde üç kişi olduğu ve kişi başına sıcak kullanım suyu ihtiyacının 30 l/dak olması öngörülmüştür. Sıcak kullanım suyu tankının sıcaklık değeri 40°C olarak belirlenmiştir. Test odası için dâhili ısı kazançları 981 W olarak hesaplanmıştır (bkz. Çizelge 3.2). Simülasyon işlemi için metrekare başına ısı kazanç değeri 32,7 W olarak belirlenmiştir. Test odasının ısıl kazanç değerinin program tarafından hesaplanması için, tüm yapı bileşenlerinin ortalama ısı geçiş katsayısı (UA) değeri 280 W/K olarak tespit edilmiştir. Binaların ısıl kütle değeri metrekare başına 200-600 kJ/K olarak alınır (Anonim 2010d). Test odasının tüm duvarları ekstrüde polistren yalıtım plakaları ile içten yalıtılmış olduğundan, binanın ısıl kütle değeri yüksek olan yapı elemanları dış ortam koşullarına direkt olarak maruz kalmaktadır. Bu durumda yapı elemanlarının ısıl depolama özelliği, soğutma ve ısıtma uygulaması için önemli bir dezavantaj oluşturmaktadır. Buna göre test odası için bu ısıl kütle değeri metrekare başına 600 kJ/K, tüm bina için 18000 kJ/K olarak belirlenmiştir. Test odasında güneş ışınımını engelleyecek herhangi bir sistem bulunmamaktadır ve bu nedenle simülasyonda direkt güneş ışınımını engellenmesi söz konusu değildir. Isı dağıtım sistemi olarak fan-coil kullanılmış ve çalışma sıcaklık aralığı soğutma uygulaması için 7–12°C, ısıtma uygulaması için 50–40°C olarak belirlenmiştir.

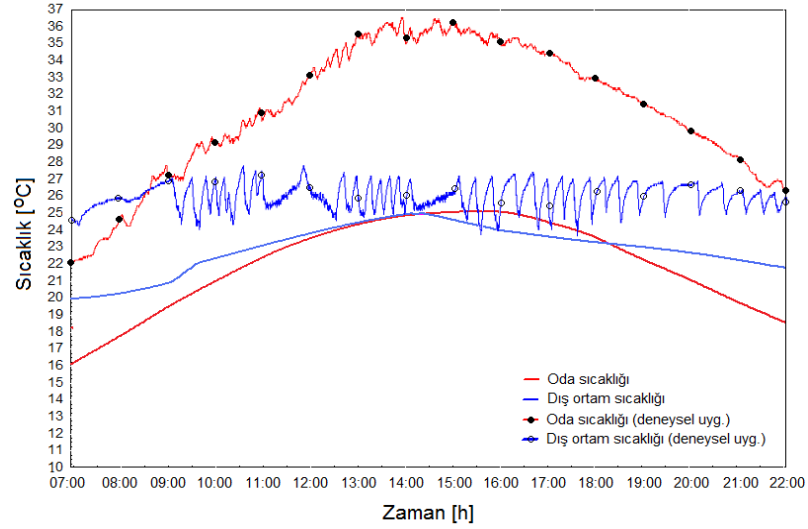
Absorbsiyonlu sistem bileşenlerinde, harici depo özellikleri programa girilerek, depo soğutma döneminde kullanılmadığından sıcaklık değeri 25 °C, ısıtma dönemi için 40°C olarak belirlenmiştir. Isı atım sistemi olarak soğutma kulesi seçilmiş, fan gücü 0,75 kW ve tasarım sıcaklık değeri 35 °C olarak belirlenmiştir. Isıtma döneminde ısı kazancının sağlandığı ısı atım hattında çift serpantinli boyler kullanıldığından, simülasyon programında ısı atım hattında, çevre sıcaklığı 20 °C olan 1 m³ hacminde kapalı yüzme havuzu modeli kullanılmıştır.

Deneysel olarak gerçekleştirilen soğutma uygulamasının simülasyon programı ile yapılan sayısal analizde, güneş enerjisi kaynaklı absorbsiyonlu sistemin günlük toplam soğutma ihtiyacının %99'luk bölümünü karşıladığı ve soğutma tesir katsayısının 0,30 olduğu tespit edilmiştir. Aynı şartlar altında yapılan deneysel uygulamada STK değerinin 0,28 olduğu düşünüldüğünde, sistem veriminin deneysel ve sayısal uygulama sonucunda çok yakın değerlere sahip olduğu ve değerlerin birbirini doğruladığı görülmektedir.

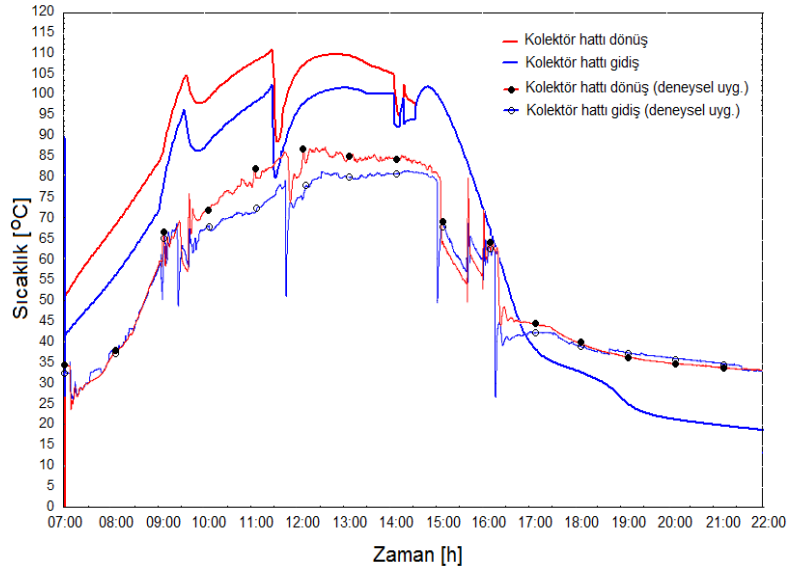
Deney tesisatının bulunduğu koordinatlar için Ağustos ayında dış ortam sıcaklığının ortalama değeri 23,9°C, en yüksek değeri ise 28,7 °C olarak hesaplanmıştır (bkz. Şekil 3.16). Simülasyon sonucunda dış ortam sıcaklığının en yüksek değeri 25 °C olarak hesaplanmıştır. Deneysel uygulamada ise dış sıcaklık değerinin 36 °C'nin üzerine çıktığı görülmektedir (bkz. Şekil 4.1). Bu nedenden ötürü, sistemin soğutma tesir katsayısının hesaplanmasında deneysel ve sayısal uygulamalar arasında az miktarda da olsa bir fark oluşmuştur.

Deneysel uygulamada yardımcı enerji kaynağı ile birlikte çalışan absorbsiyonlu sistem test odasının soğutma periyodu boyunca günlük toplam soğutma ihtiyacının %100'lük bölümünü karşılamıştır. Deneysel uygulamada günlük sıcak kullanım suyu ihtiyacının tamamı karşılanmıştır, simülasyon sonucunda bu ihtiyacın sistem ile karşılanma oranı %96 olarak tespit edilmiştir.

Şekil 4.59'da simülasyon sonucunda dış ortam ve oda sıcaklığının değişimi, Şekil 4.60'da ise kolektör giriş-çıkış sıcaklıklarının değişimi görülmektedir.



Şekil 4.59. Soğutma uygulaması-test odası ve dış ortam sıcaklığı

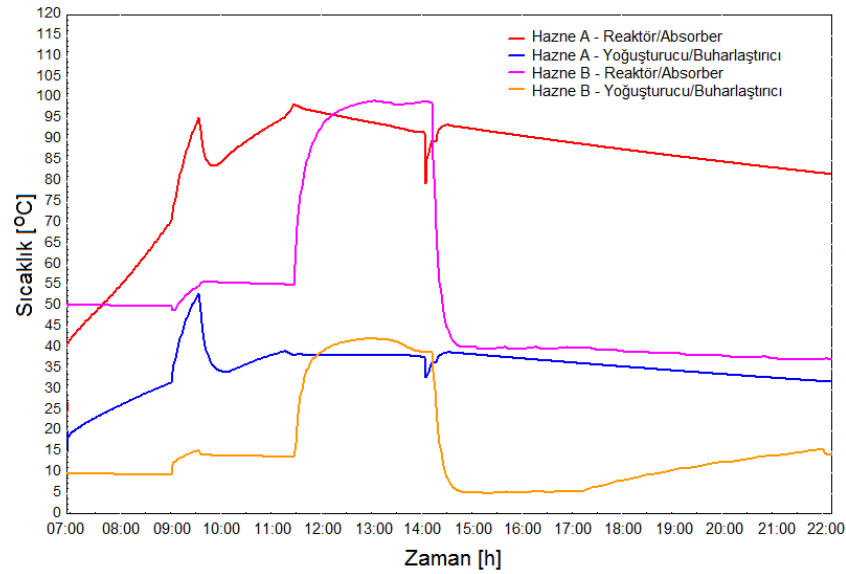


Şekil 4.60. Soğutma uygulaması-kolektör hattı gidiş-dönüş sıcaklıkları

Şekil 4.2 ve Şekil 4.14, soğutma uygulamalarında güneş kolektör sıcaklıklarını göstermektedir. Her iki şekilde de kolektör sıcaklıklarının değişimi simülasyon sonucu elde edilen kolektör sıcaklık değişimine benzer olduğu görülmektedir. Özellikle, tüm soğutma yükünün absorpsiyonlu sistem ile karşılandığı Deney-1 için elde edilen kolektör sıcaklık grafiği (bkz. Şekil 4.2), Şekil 4.59'a benzer şekilde saat 07:00'dan sonra yükselişe geçmiş, şarj-deşarj geçişlerinde sıcaklık dalgalanmaları yaşamıştır. Simülasyon sonuçlarında da bu dalgalanmanın olduğu gözlenmektedir. Sistem, öğlen saatlerinde en yüksek sıcaklık değerine ulaşmış, daha sonra saat 15:00 itibari ile düşüşe

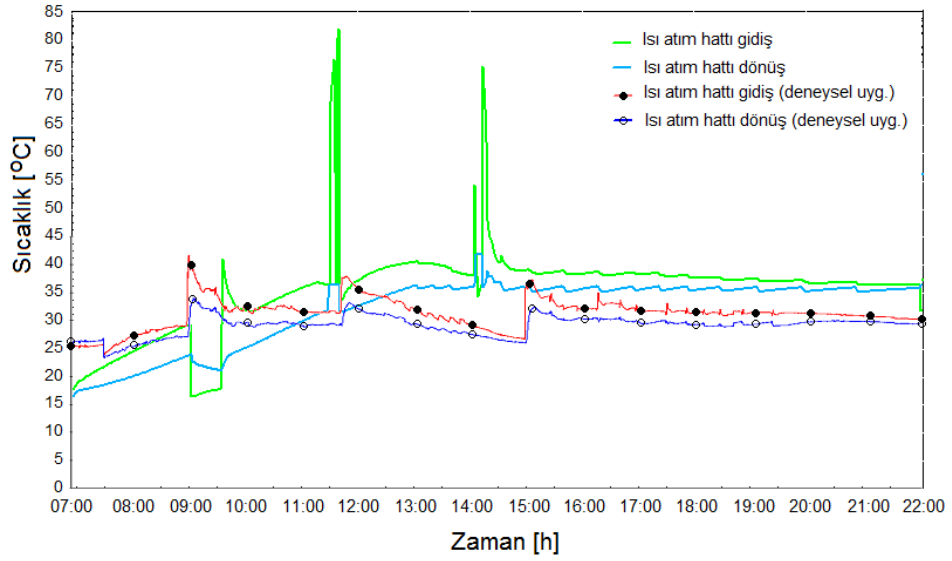
geçmiştir. Kolektör hattı gidiş-dönüş sıcaklıklarının saat 15:00'dan sonra aynı değerleri olarak grafik üzerinde çakışık iki eğri boyunca azaldığı görülmektedir. Simülasyon grafiğinde kolektör sıcaklıklarının 110°C'ye kadar ulaştığı görülmektedir. Kolektör sisteminin verimini ifade eden Şekil 4.39'da da benzer şekilde kolektör çıkış sıcaklıklarının 110°C'yi geçtiği görülmektedir. Ancak, Şekil 4.2 ve Şekil 4.14'de sıcaklık değeri ancak 90°C mertebelerine yaklaşmıştır. Maksimum sıcaklıklar konusunda görülen fark, simülasyon işlemi için benzer özellikli kolektör tipinin (Vitosol 200 F) seçilmiş olması ve kolektör sistemindeki hidrolik dengenin yetersizliğinden kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.61'de simülasyon sonucunda absorpsiyonlu sistem bileşenlerinin, Şekil 4.62'de ise ısı atım hattı gidiş-dönüş sıcaklık değerlerinin grafiksel gösterimi yer almaktadır.



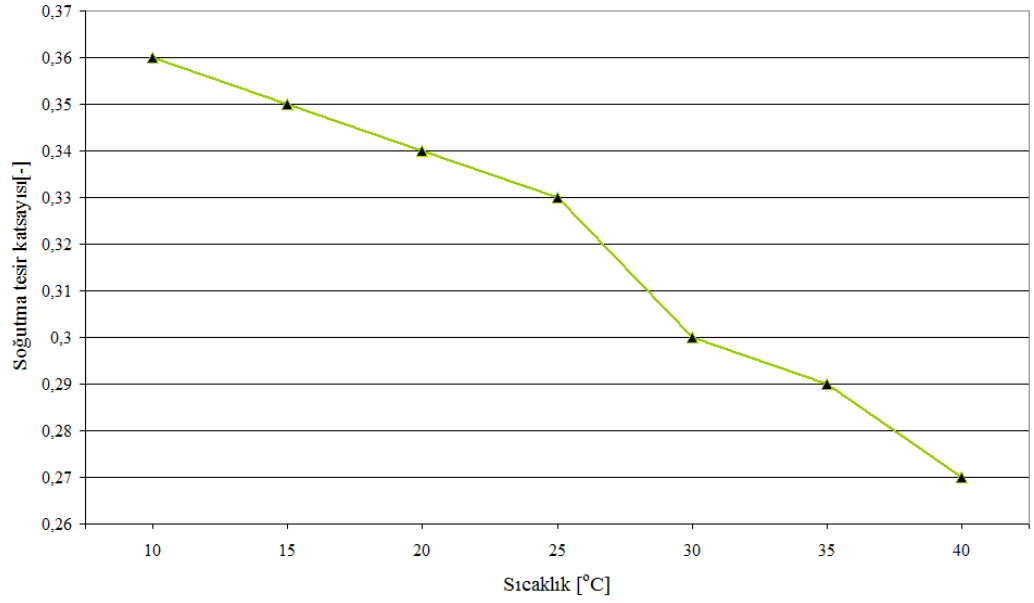
Şekil 4.61. Soğutma uygulaması-absorpsiyonlu sistem bileşenleri sıcaklık değerleri

Şekil 4.61'de reaktör, absorber, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının; şarj-deşarj geçişleri ile değişim gösterdiği görülmektedir. Deneysel çalışmada olduğu gibi simülasyon uygulamasında da reaktör sıcaklığı şarj-deşarj geçişlerinde azalarak tekrar yükselmiştir. Deneysel çalışmada, şarj-deşarj geçişleri soğutma ihtiyacına göre manuel olarak yapılmıştır. Simülasyon uygulamasındaki kontrol stratejisinin farklı oluşu nedeni ile bu geçişlerin, sayısal analiz yönteminde daha seyrek gerçekleştiği görülmektedir.



Şekil 4.62. Soğutma uygulaması-ısı atım hattı gidiş-dönüş sıcaklık değerleri

Isı atım hattındaki sıcaklık değerinin değişimi, sayısal (Şekil 4.62) ve deneysel uygulamalarda (bkz. Şekil 4.7, Şekil 4.19, Şekil 4.31) büyük benzerlik göstermektedir. Deneysel uygulamalarda olduğu gibi ısı atım hattı sıcaklık değeri 35°C'nin üzerine çıkarak, soğutma verimini negatif yönde etkilemiştir. Isı atım hattı sıcaklığının, soğutma verimi üzerindeki etkisini görmek amacıyla, simülasyon programında soğutma kulesi dizayn sıcaklığı ile soğutma tesir katsayısının değişimi incelenmiştir. 3 Ağustos şartları için yapılan sayısal uygulamada, soğutma kulesi dizayn sıcaklığı, 10°C ile 40°C arasında alınarak sistemin soğutma verimi hesaplanmıştır. Şekil 4.63'de, sistemin soğutma tesir katsayısının, soğutma kulesi dizayn sıcaklığı ile değişimi görülmektedir. Soğutma kulesi dizayn sıcaklığı, dış ortamın yaş termometre sıcaklığına göre belirlenir. Sistemin soğutma tesir katsayısı, dizayn sıcaklığının 10°C olduğu durumda 0,36 iken, dizayn sıcaklığının yükselmesi ile azalarak 40 °C'de 0,27 değerine gerilemiştir. Bu durum, sistemin absorber ve yoğuşturucusunda oluşan termal enerjinin verimli bir şekilde atılmasının, sistemin soğutma verimi açısından son derece önemli olduğunu göstermektedir. Isı atım hattında farklı sistemlerin kullanılması ile sistemin soğutma verimi iyileştirilebilir. Örneğin 3 Ağustos şartları için yapılan sayısal uygulamada, ısı atım hattı olarak dış ortamda bulunan bir yüzme havuzunun, iç ortamda bulunan bir yüzme havuzunun ya da bir sondaj çukurunun kullanılması durumunda, sistemin soğutma tesir katsayısı değerleri Çizelge 4.4'de görülmektedir.



Şekil 4.63. Soğutma tesir katsayısının soğutma kulesi dizayn sıcaklığı ile değişimi

Çizelge 4.4. Farklı ısı atım hattı ekipmanları ile soğutma tesir katsayısı değerleri

Kullanılan ısı atım hattı	Sistem özelliği	Absorbsiyonlu sistem STK değeri
Yüzme Havuzu (Dış ortam)	5x10 = 50 m ² Yüzey alanı 50 m ² x2.5 m = 100m ³ hacim	0,36
Yüzme Havuzu (İç ortam)	5x10 = 50 m ² Yüzey alanı 50 m ² x2.5 m = 100m ³ hacim Çevre Sıcaklığı =20°C Bağıl nem=%70	0,33
Sondaj Kuyusu	Sondaj Derinliği =150 m Kuyu adedi=1 Toprak ısı iletkenliği = 2,5 W/mK Toprak sıcaklığı = 15°C	0,35

Çizelge 4.4'den görüleceği üzere, ısı atım hattı olarak farklı sistemlerin kullanılması ile sistemin soğutma tesir katsayısı artırılabilir. Özellikle yüzme havuzunun ısı atım sistemi olarak kullanımı hem sistem verimini iyileştirmekte, hem de havuzun harici bir sistemle ısıtılması ihtiyacını azaltmakta ya da ortadan kaldırmaktadır. Sondaj kuyusu kullanımı sistem verimini arttırsa da sondaj maliyetlerinin yüksek oluşu nedeni ile bu alternatifin değerlendirilmesi çoğu zaman ekonomik açıdan uygun olmamaktadır.

Sistem tasarımı yapılırken ısı atım hattının doğru bir şekilde projelendirilmesi hem sistem verimi açısından hem de işletme maliyetleri açısından oldukça önemlidir.

Çizelge 4.5. Farklı ısı dağıtım hattı ekipmanları ile soğutma tesir katsayısı değerleri

Kullanılan ısı dağıtım hattı	Sistem özelliği	Absorbsiyonlu sistem STK değeri
Fan-coil sistemi	Çalışma sıcaklığı 10–15°C	0,34
Havalandırma kanalı	Çalışma sıcaklığı 12–17°C	0,35
Havalandırma kanalı	Çalışma sıcaklığı 15–20°C	0,33
Tavan tipi radyant soğutma sistemi	Tavana monteli borular aracılığı ile ısı dağıtımı	0,29
Taban tipi radyant soğutma sistemi	Tabana monteli borular aracılığı ile ısı dağıtımı	0,16

Çizelge 4.5’te 3 Ağustos şartları için yapılan sayısal uygulamada farklı ısı dağıtım sistemleri ile elde edilen soğutma tesir katsayısı değerleri sunulmuştur. Buna göre soğutma verimi açısından alternatifleri arasında en uygun sistem, çalışma sıcaklığı 12–17°C olan ve taşıyıcı akışkan olarak havayı kullanan havalandırma kanalı sistemidir. Bu sistem aynı zamanda mahal için gerekli temiz havanın temini, nemlendirilmesi ve filtrasyonu için de kullanılabileceğinden ısıl konfor şartlarının sağlanması açısından diğer sistemlere göre daha avantajlıdır. Ancak kanalların ilk yatırım maliyeti ve yerleşimi konusunda mimari açıdan yaşanan sıkıntılar, sistem tasarımı yapılırken göz önüne alınmalıdır. Aynı sistemin çalışma sıcaklığının 15–20°C olması durumunda soğutma tesir katsayısının 0,33’e gerilediği görülmüştür. Yapılan deneysel çalışmada (Deney-1), çalışma sıcaklığı 7–12 °C olan fan-coiller kullanılmış ve aynı çalışmanın sayısal olarak incelenmesinde soğutma tesir katsayısı 0,3 olarak hesaplanmıştır. Fan-coil çalışma sıcaklığının 10–15 °C olması durumunda bu değerin 0,34’e yükseldiği görülmektedir. Standartlara göre 27 °C ortam sıcaklığı ve %50 bağıl nem için, fan-coil gidiş-dönüş akışkan sıcaklığı 7–12 °C alınır (Henning 2007). Ancak daha yüksek çalışma sıcaklıklarında kullanılan fan-coillerin, absorbsiyonlu sistemin soğutma verimini arttırdığı görülmektedir. Bu nedenle, soğutulacak mahal içerisindeki konfor şartları gözetilerek, fan-coil sıcaklıklarının daha yüksek çalışma sıcaklıklarında kullanılması ile absorbsiyonlu sistemin sistem verimi artırılabilir.

Isı dağıtım sistemi olarak radyant soğutma sistemlerinin tercih edilmesi durumunda, sistemin monte edileceği alanın tavan ya da tabanda oluşu sistemin verimini etkilemektedir. Taban tipi radyant soğutma sisteminde, binanın tabanına döşenen borular içerisinde geçirilen soğuk taşıyıcı akışkan vasıtasıyla soğutma işlemi yapılmaktadır. Ancak, soğuk havanın yoğunluğu, mahal içerisinde bulunan sıcak havaya göre daha fazla olduğundan, soğutulan hava ağırlaşarak taban yüzeyine yakın bölgede birikir ve mahal içerisinde bir sıcaklık gradyanı oluşur. Bu durum konfor şartlarının sağlanması açısından önemli bir sorundur. Ayrıca, soğutulan taban yüzeyindeki sıcaklık değerinin çığ noktası sıcaklığına eşit olduğu durumlarda, mahal içerisindeki su buharı yoğunlaşarak, taban yüzeyinde nemlenme oluşumuna sebep olur. Oluşan nem hem insan sağlığı açısından sakıncalar taşımakta hem de yapı elemanlarının ve taban üzerinde bulunan eşyaların zarar görmesine sebep olmaktadır. Özellikle sistemin konutlarda kullanılması durumunda, soğutulan taban yüzeyi üzerinde yalın ayak dolaşmak, ısı konfor açısından uygunsuz bir durum oluşturmaktadır. Absorbsiyonlu sistemin soğutma verimine bakıldığında, en düşük soğutma tesir katsayısı değerinin taban tipi yerden soğutma sisteminde elde edildiği görülmüştür. Bu nedenle taban tipi radyant ısı dağıtım sistemi, soğutma işlemi için birçok açıdan uygun değildir.

Isı dağıtımının taban yerine tavadan yapılması soğutma uygulaması için daha doğru bir seçenektir. Soğuyan havanın ağırlaşarak doğal olarak tabana doğru hareketi ile doğal sirkülasyon sağlanır ve mahal içerisindeki sıcaklık dağılımı konfor şartları açısından daha uygundur. Ayrıca soğutulan havanın sirkülasyonu için zorlanmış taşınım sistemine ihtiyaç duyulmaması, hem mahal içerisindeki gürültünün azaltılması hem de enerji tasarrufu açısından önemli bir avantajdır. Sistemin soğutma verimi açısından incelendiğinde, soğutma tesir katsayısı değerinin çalışma sıcaklığı 7–12 °C olan fan-coil sistemleri ile elde edilen değere oldukça yakın olduğu gözlenmektedir. Ancak, tabana monteli radyant sistemlerin ısıtma amaçlı olarak kullanılması mümkün değildir. Isıtılan ortam havası yoğunluğu azalarak tavan yüzeyinde birikeceğinden oda içerisinde yaşamsal faaliyetlerin sürdürüldüğü bölgeler göreceli olarak soğuk kalacaktır. Sistemin sadece soğutma amaçlı olarak kullanımı ise ısıtma için ayrı bir ısı dağıtım sistemi demektir ki bu durum hem teknik hem de ekonomik açıdan önemli bir sorun teşkil eder.

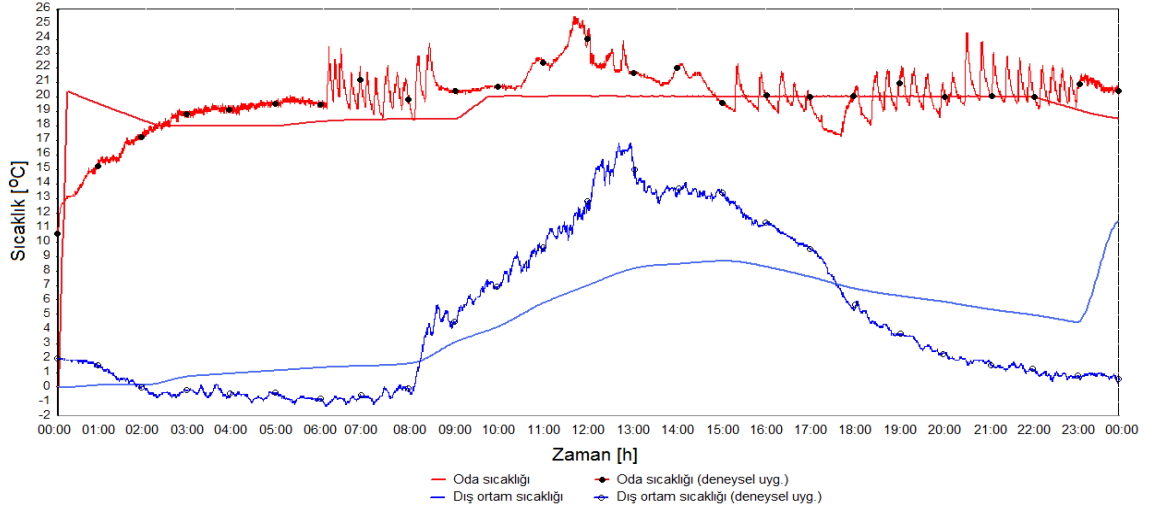
Ayrıca, yoğuşma problemi tabandan soğutma sistemlerinde olduğu gibi tavandan soğutma sistemlerinde de mevcuttur.

Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar göstermektedir ki absorpsiyonlu sistemlerde ısı atım ve ısı dağıtım sistemlerinin doğru bir şekilde projelendirilmesi; absorpsiyonlu sistemin soğutma verimi, ilk yatırım ve işletme maliyetleri ve yapıların mimari tasarımları açısından oldukça önemlidir.

Deneysel olarak gerçekleştirilen ısıtma uygulamasında 5 Şubat günü için günlük simülasyon işlemi uygulanmıştır. Simülasyon programı ile yapılan sayısal analizde, güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemin günlük toplam ısıtma ihtiyacının %44'lük bölümünü karşıladığı tespit edilmiştir. Mahalin ısıtılması için gereken ek enerji ise yardımcı enerji kaynağı tarafından karşılanmıştır. Ayrıca mahalin sıcak su ihtiyacının %74'lük bölümü güneş enerjisi ile elde edilmiştir. Şekil 4.64'de oda ve dış ortam sıcaklıklarının değişimi görülmektedir.

Simülasyon ve deneysel uygulamada, dış sıcaklık ve test odası sıcaklığının değişimindeki benzerlikler göze çarpmaktadır. Her iki uygulamada da güneş enerjisinin artışı ile birlikte dış sıcaklık değeri yükselmektedir. Isıtma periyodu boyunca en düşük sıcaklıklar gece saatlerinde elde edilmiştir ve sayısal uygulamada en düşük sıcaklık değeri 0°C, deneysel uygulamada ise -1°C civarındadır (bkz. Şekil 4.40). Deneysel ve sayısal uygulamada iç ortam sıcaklığı gece saatlerinde daha düşük değerler alırken gündüz saatlerinde 20 °C mertebelerine ulaşmıştır.

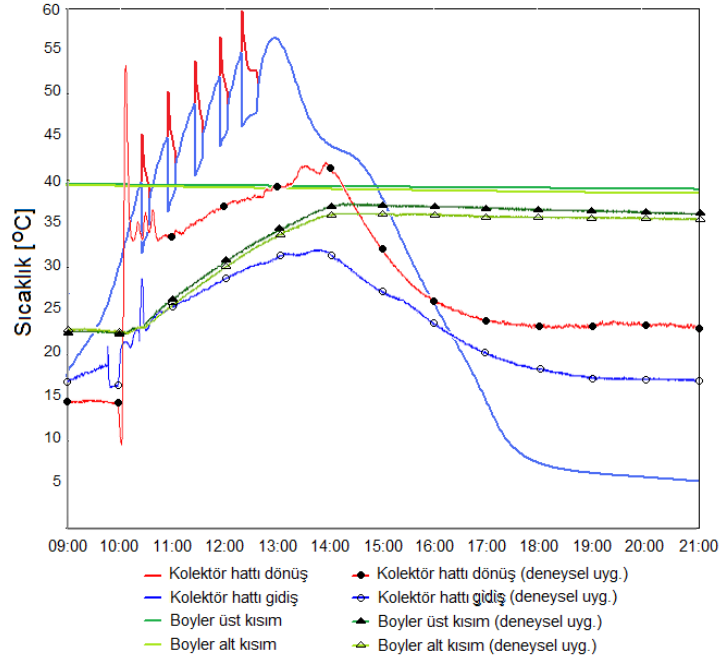
Her iki uygulamada da güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistem, ısıtma uygulaması için yardımcı sistem konumunda kalmıştır. Bu nedenle ısıtma uygulaması için absorpsiyonlu sistemin birincil ısıtma sistemi olarak tercih edilmesi ve yardımcı enerji kaynakları ile birlikte kullanımı yerine, mevcut ısıtma sistemlerine yardımcı ısıtıcı sistem olarak tercih edilmeleri daha doğru olacaktır.



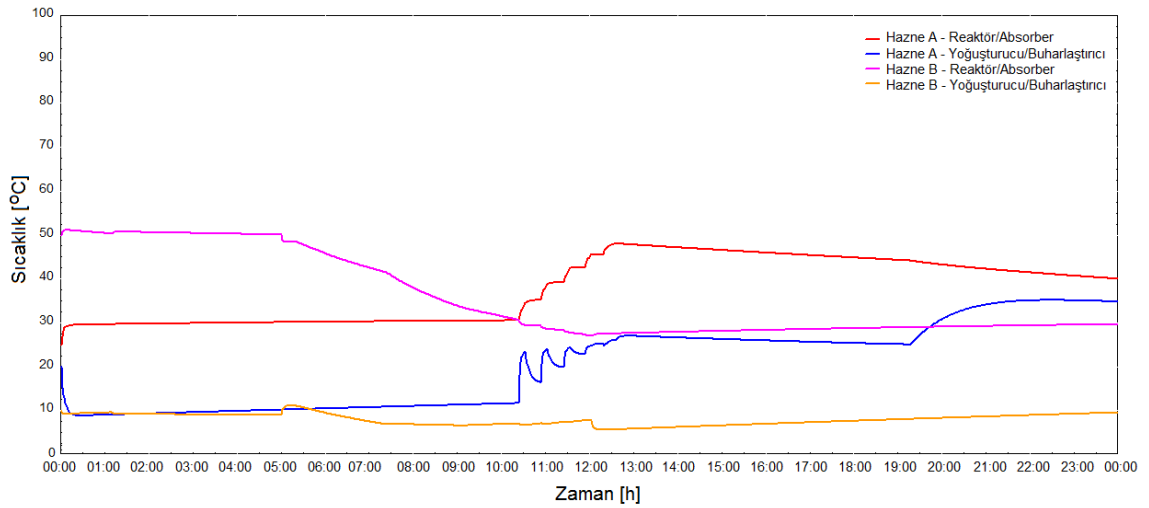
Şekil 4.64. Isıtma uygulaması-test odası ve dış ortam sıcaklığı

Şekil 4.65’de ise simülasyon sonucunda kolektör giriş-çıkış sıcaklıkları ve termal enerjinin harici olarak depolandığı boyler sıcaklığının değişimi görülmektedir. Simülasyon uygulamasında mahalın ısıtılması için gereken enerji, güneş enerjisinin yetersiz olduğu durumlarda yardımcı enerji kaynağından karşılanmakta ve bu enerji öncelikli olarak harici depolama sistemi olan boylere gönderilmektedir. Bu nedenle Şekil 4.65’de boyler sıcaklığı uygulama boyunca 40°C’ye yakın değerlerde kalmıştır. Saat 09:00’dan sonra kolektör gidiş-dönüş sıcaklığı aynı değerleri alarak yükselmiş öğlen saatlerinde 60°C değerine kadar ulaşmıştır. Saat 13:00’dan sonra da aynı değerleri alarak düşüşe geçmiştir ve 5°C’ye kadar gerilemiştir. Deneysel uygulamada kolektör sıcaklıkları sayısal uygulamaya göre daha geç saatlerde yükselmeye başlamıştır (bkz. Şekil 4.46). Bunun nedeni ise kolektörler üzerinde görülen buzlanma olayıdır (bkz. Şekil 4.45). Kolektörler daha geç ısınmaya başladığından öğlen saatlerinde ulaşabildikleri en yüksek sıcaklık değeri 41°C olmuştur. Deneysel uygulamada boyler ile ısı dağıtım hattı arasında bir bağlantı bulunmadığından boyler, absorpsiyonlu sistem için düşük sıcaklıklı enerji kaynağı olarak kullanılmış ve direkt olarak güneş kolektör sistemi tarafından ısıtılmıştır. Sayısal uygulamada 40°C olan boyler sıcaklığının deneysel uygulamada 37 °C seviyelerine kadar ulaştığı görülmektedir. Şekil 4.66’da simülasyon sonucunda absorpsiyonlu sistem bileşenlerinin, sıcaklık değerlerinin grafiksel gösterimi yer almaktadır. Simülasyon sonucunda, kolektör sıcaklığının

yükseldiği dönemde A haznesindeki sıcaklık değerinin yükselerek reaktör sıcaklığının 48°C seviyesine ulaştığı görülmektedir.



Şekil 4.65. Isıtma uygulaması-kolektör hattı gidiş-dönüş ve boyler sıcaklıkları



Şekil 4.66. Isıtma uygulaması- absorpsiyonlu sistem bileşenleri sıcaklık değerleri

Deney-7'de, absorpsiyonlu sistemde yalnızca güneş enerjisinin kullanılması durumunda sistemin performansı incelenerek, mahalin günlük ısıtma ihtiyacının yaklaşık %33'lük kısmının güneş enerjisinden karşılandığı tespit edilmiştir. 9 Şubat günü için yapılan simülasyon sonucunda ise günlük toplam ısıtma ihtiyacının %36'lık bölümünü

karşılıdığı hesaplanmıştır. Sayısal analiz için önerilen sistem ile deneysel analizde uygulanan sistem tasarımı arasında farklılıklar bulunsa da ısıtma uygulaması için elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların birbirine yakın olduğu görülmektedir.

Soğutma ve ısıtma uygulamalarında deneysel olarak incelenemeyen aylar için sistem performansının değerlendirilmesi simülasyon programı aracılığı ile gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde tüm bir yıl için sistemin ısıtma-soğutma performansı tespit edilmiştir. Bursa ili için yıllık soğutma ve ısıtma derece-gün sayısı değerleri EK-C'de sunulmuştur. Ayrıca simülasyon uygulamasında Bursa ilinin iklimsel koşullarına ait değerlerin belirlenmesinde EK-C'de sunulan kaynaktan faydalanılmıştır. Buna göre kurulu sistem için soğutma ihtiyacının görüldüğü aylar Mart-Ekim, ısıtma ihtiyacının görüldüğü aylar ise Eylül-Mayıs aylarıdır. Soğutma ve ısıtma uygulamalarına için yapılan aylık simülasyon sonuçları sırasıyla Çizelge 4.6 ve Çizelge 4.7'de sunulmuştur.

Simülasyon uygulaması sonucunda tüm bir yıl boyunca absorpsiyonlu sistem, test odasının soğutma ihtiyacının %99'luk kısmını, ısıtma ihtiyacının ise %63'lük bölümünü karşılamıştır. Ayrıca mahalin yıllık sıcak kullanım suyu ihtiyacının %99'luk bölümü de güneş enerjisinden sağlanmıştır. Buna göre kurulan sistem, mahalin soğutma ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının tamamına yakını, ısıtma ihtiyacının %63'lük kısmını karşılayarak, çevresel ve ekonomik açıdan önemli faydalar sağlamıştır.

Soğutma periyodu için elde edilen değerler incelendiğinde, sistemin soğutma tesir katsayısının, kullanılabilir güneş enerjisi miktarı ve soğutma periyodunun uzunluğu ile doğru orantılı olarak değiştiği görülmektedir. Örneğin, Mart ayında soğutma ihtiyacının tamamı absorpsiyonlu sistem ile karşılanabilmektedir ancak sistemin soğutma tesir katsayısının 0,05 olduğu görülmüştür. Bunun nedeni Mart ayı içerisindeki soğutma periyodunun son derece kısa oluşu ve güneş enerjisinden elde edilen faydalı enerji miktarının az oluşudur. Soğutma periyotlarının uzadığı ve güneş enerjisi miktarının arttığı yaz aylarında, sistemin soğutma tesir katsayısı artarak 0,44 mertebelerine kadar ulaşmıştır. Simülasyon uygulamasında, günlük soğutma periyodu için ortalama soğutma tesir katsayısı 0,3 olarak hesaplanırken, Ağustos ayı için aylık soğutma periyodu

ortalama soğutma tesir katsayısı değeri 0,44 olarak hesaplanmıştır. Daha uzun soğutma periyotlarında sistem daha verimli çalışmakta ve soğutma tesir katsayısı artmaktadır.

Çizelge 4.6. Soğutma uygulaması aylık simülasyon sonuçları

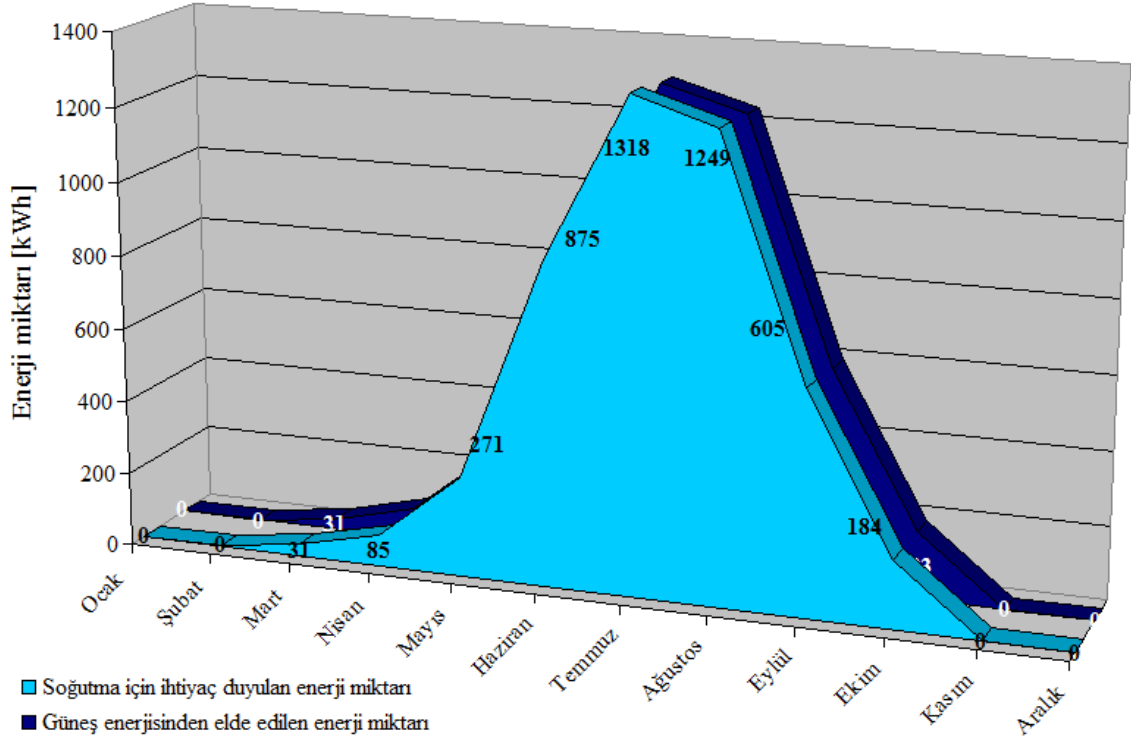
AYLAR	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]		Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]		Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]		Absorbsiyonlu sistem STK değeri [-]
	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Soğutma
Mart	31	19	31	19	%100	%100	0,05
Nisan	85	42	84	42	%98	%100	0,12
Mayıs	271	56	268	56	%100	%99	0,21
Haziran	875	66	873	66	%100	%100	0,37
Temmuz	1318	81	1303	81	%99	%100	0,44
Ağustos	1249	94	1239	94	%99	%100	0,44
Eylül	605	85	593	85	%98	%100	0,32
Ekim	184	63	183	63	%99	%100	0,23

Çizelge 4.7. Isıtma uygulaması aylık simülasyon sonuçları

AYLAR	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]		Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]		Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]	
	Isıtma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Sıcak kullanım suyu
Eylül	124	85	124	85	%100	%100
Ekim	796	63	707	63	%89	%100
Kasım	1413	37	797	37	%56	%100
Aralık	2168	13	522	12	%24	%91
Ocak	26190	6	586	6	%22	%100
Şubat	2174	17	695	17	%32	%100
Mart	2001	31	1089	31	%54	%100
Nisan	1151	42	1045	42	%91	%100
Mayıs	405	56	405	56	%100	%100

Şekil 4.67’de test odasının yıllık soğutma enerjisi ihtiyacı ve soğutma ihtiyacının güneş enerjisi ile elde edilen miktarının grafiksel görünümü yer almaktadır. Tüm yıl boyunca test odasının soğutma ihtiyacının tamamına yakını (%99), absorpsiyonlu sistem vasıtasıyla güneş enerjisi kullanılarak karşılanabilmektedir. Mart, Mayıs ve Haziran aylarında ise soğutma ihtiyacının tamamı güneş enerjisi ile karşılanmıştır. Simülasyon sonucu göstermektedir ki soğutma uygulaması için absorpsiyonlu sistemin tercih

edilmesi durumunda ek bir soğutma sistemine ihtiyaç duyulmadan yıllık tüm soğutma ihtiyacı bu sistem ile karşılanabilmektedir. Bu nedenle güneş enerjisinin yetersiz kaldığı durumlar için yardımcı enerji kaynağı olarak ek bir ısıtıcı sistemin kullanılması daha doğru bir yaklaşım olacaktır.

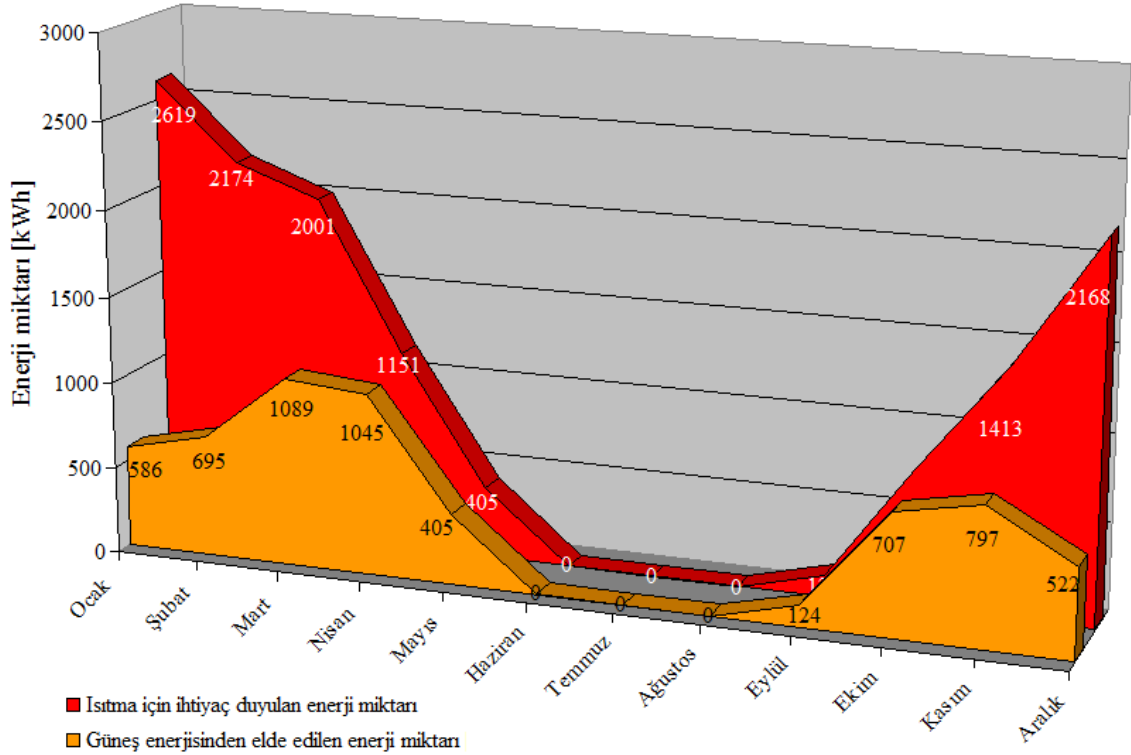


Şekil 4.67. Yıllık soğutma ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılanma miktarı

Yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı ve ısıtma ihtiyacının güneş enerjisi ile elde edilen miktarının grafiksel görünümü Şekil 4.68'de sunulmuştur. Tüm yıl boyunca test odasının ısıtma ihtiyacının %63'lük bölümü güneş enerjisi ile karşılanmıştır. Isıtma periyodu boyunca Eylül ve Mayıs aylarında ısıtma ihtiyacının tamamı, Ekim ayında %89, Nisan ayında ise %91'lik bölümü güneş enerjisi ile karşılanmıştır. Güneş enerjisinin ısıtma ihtiyacını karşılama oranı kış aylarında azalsa da, bu oranın en düşük olduğu Ocak ayında dahi ihtiyacın % 22'lik bölümünün sistem ile karşılanabildiği tespit edilmiştir.

Sistemin, yıl boyunca ısıtma ihtiyacının önemli bir bölümünü karşılaması ile amortisman süresinin kısalması ve işletme giderlerinin azalması noktasında önemli faydalar sağlanmaktadır. Özellikle, kış aylarında güneşlenme oranı yüksek ve dış ortam

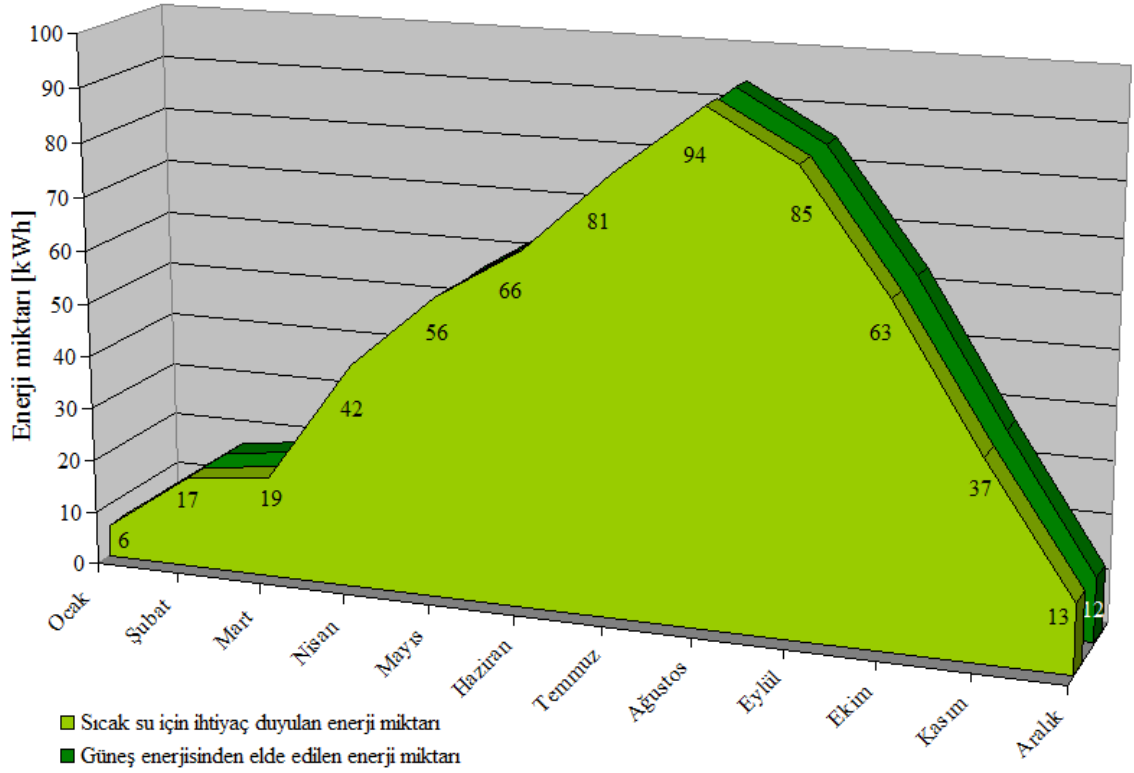
sıcaklığı ortalamasının göreceli olarak fazla olduğu bölgelerde, sistemin ısıtma uygulaması için kullanılması ile daha verimli ve uygulanabilir sistemlerin hayata geçirilmesi mümkün olacaktır.



Şekil 4.68. Yıllık ısıtma ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılanma miktarı

Şekil 4.69’da test odasının yıllık sıcak kullanım suyu ihtiyacı ve bu ihtiyacın güneş enerjisi ile elde edilen miktarı görülmektedir. Sıcak kullanım suyu ihtiyacının %99’luk bölümü güneş enerjisi sistemi ile karşılanmıştır. Bu oran Mayıs ve Aralık aylarında sırasıyla %99 ve %91 olup diğer aylarda sıcak kullanım suyu ihtiyacın tamamı güneş enerjisi ile karşılanmıştır.

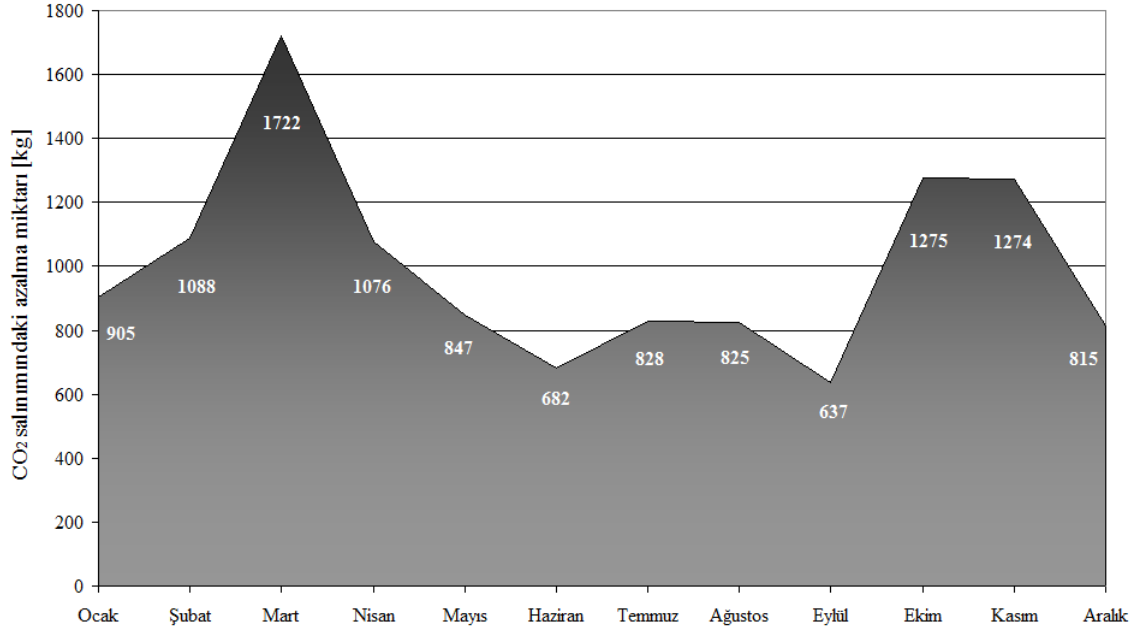
Yıllık ısıtma periyodu boyunca güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistem, soğutma ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının tamamına yakını, ısıtma ihtiyacının ise önemli bir bölümünü karşılayarak, bu ihtiyaçların karşılanması için kullanılan enerji miktarında büyük tasarruflar sağlamıştır. Simülasyon uygulaması sonucunda, tamamen temiz, yenilenebilir ve dışa bağımlı olmayan güneş enerjisinin kullanımı ile hem çevresel hem de ekonomik açıdan önemli faydalar sağlandığı görülmektedir.



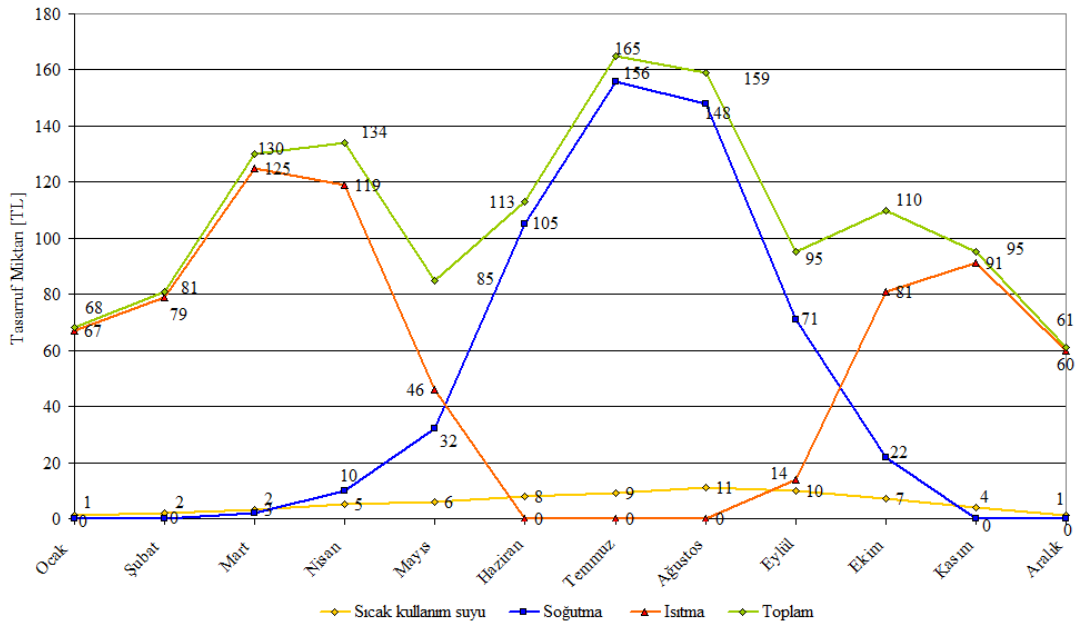
Şekil 4.69. Yıllık sıcak kullanım suyu ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılanma miktarı

Enerji tasarrufuna bağlı olarak enerji kullanımı sonucu atmosfere salınan CO₂ oranında da önemli miktarda azalma kaydedilmiştir. Yapılan simülasyon işlemi sonucunda, tüm yıl boyunca güneş enerjisinin kullanımına bağlı olarak toplam 11974 kg CO₂ salınımının engellendiği tespit edilmiştir. Bu miktar 5415 l. eş değer petrol kullanımına eşittir. Güneş enerjisi kaynaklı sistemin kullanımına bağlı CO₂ salınımında sağlanan azalma, enerji kullanımı ile ilintili sorunların çözümünde, kurulan sistemin sağlayacağı faydaların önemini ortaya koymaktadır. Şekil 4.70’de, ısıtma-soğutma-sıcak kullanım suyu eldesi için güneş enerjisinin kullanımına bağlı CO₂ salınımındaki azalma miktarının aylık değişimi grafiksel olarak sunulmuştur. Enerji ihtiyacının güneş enerjisi ile karşılanması, kullanılan fosil yakıt miktarını azaltarak ekonomik açıdan da önemli faydalar sağlamıştır. Test odası için yıllık simülasyon uygulamasında, güneş enerjisinin kullanımı ile sağlanan enerji tasarrufunun ekonomik analizi yapılmıştır. Yapılan analizde enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi seçilmiştir ve enerji maliyetlerinin hesaplanmasında güncel değerler kullanılmıştır. Buna göre konutsal kullanım için ortalama elektrik birim fiyatı 0,24 kWh/ TL (Anonim 2012a) ve ortalama doğalgaz

birim fiyatı 0,08 kWh/TL (Anonim 2012b) olarak alınmıştır. Şekil 4.71’de güneş enerjisi kullanımının ısıtma, soğutma ve sıcak kullanım suyu temininde sağladığı ekonomik tasarruf miktarının aylara göre değişimi görülmektedir.



Şekil 4.70. CO₂ salınımındaki azalma miktarının aylara göre değişimi



Şekil 4.71. Ekonomik tasarruf miktarının aylara göre değişimi

Güneş enerjisinin kullanımı, enerji kullanımına bağlı yıllık toplam 1296 TL ekonomik tasarruf sağlamıştır. Bu tasarruf miktarının 682 TL ısıtma uygulamasından, 546 TL

soğutma uygulamasından, 67 TL ise sıcak kullanım suyu eldesinden sağlanmıştır. Buna göre, absorpsiyonlu sistemin ısıtma uygulamasında yardımcı enerji kaynağı olarak da kullanılsa önemli ekonomik tasarruflar sağlayarak sistemin amortisman süresinin kısaltılmasında önemli rol oynadığı görülmektedir. Ayrıca ısıtma periyodunda kullanımı ile birlikte CO₂ salınımında önemli azalmalar sağlayarak sistemin kullanımının çevresel açıdan sağladığı faydaları arttırmıştır.

4.2.2. Örnek bir konut için yıllık soğutma-ısıtma periyodu sayısal analiz sonuçları

Bu bölümde örnek bir konut için, tüm yıl boyunca soğutma-ısıtma ve sıcak su eldesinin güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistem ile karşılanmasının sayısal analiz sonuçları sunulacaktır. Deneysel uygulamada, proje bütçesinin kısıtlı olmasından ötürü, sistemin konutsal uygulaması bir test odası için gerçekleştirilebilmiştir. Bu bölümde, aşağıda özellikleri verilen örnek bir konut için güneş enerjili sistem özelliklerinin tüm yıl boyunca belirlenerek, sistemin teknik ve ekonomik açıdan incelenmesi sağlanmıştır. Simülasyon çalışması, konut özelliği aynı kalmak şartıyla, sırasıyla Bursa, İstanbul, Ankara, İzmir, Antalya, Adana, Erzurum, Samsun, Gaziantep ve Diyarbakır olmak üzere ülkemizin on farklı ili için gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde, Bursa ili için elde edilen sonuçlar detaylı bir şekilde sunulmuştur. Diğer iller için elde edilen sonuçları gösteren çizelgeler EK-D'de yer almaktadır.

Simülasyon çalışması için tasarlanan konut beş kişilik bir aile tarafından kullanılmaktadır ve toplam 150 m² kullanım alanına sahiptir. Konutta enerji kaynağı olarak, deneysel çalışmada tercih edildiği gibi, elektrik enerjisi kullanılmıştır. Konutsal kullanım için ortalama enerji maliyeti, test odası için yapılan simülasyon işleminde belirlendiği şekilde hesaba dahil edilmiştir. Konutta kullanılan güneş kolektör sistemi 40 m² toplam yüzey alanına sahip düz kolektörlerden oluşmaktadır ve kolektörler güneşe bakacak şekilde yerleştirilmiştir. Güneş kolektör sistemi, hem ısıtma hem de soğutma amaçlı olarak kullanılacağından, simülasyon işlemlerinde kolektör eğim açısı 30° olarak tespit edilmiştir. Absorpsiyonlu sistemin, güneş kolektör sistemine uzaklığı 20 m olarak alınmıştır. Sistemin güvenliği açısından güneş kolektör sıcaklığının maksimum değeri 115 °C olarak tespit edilmiştir. Sıcak kullanım suyu depo sıcaklığı

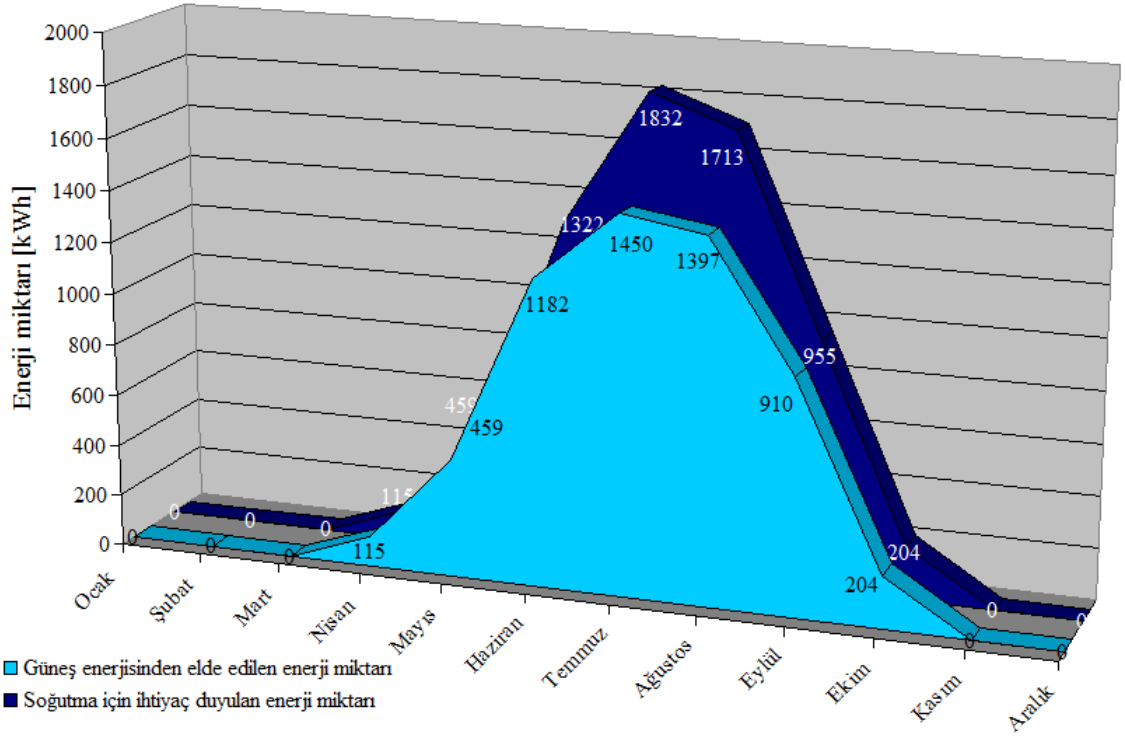
50°C ve kullanım suyu ihtiyacı kişi başı 30 l olacak şekilde belirlenmiştir. Yapı içerisindeki iç ısı kazançlar 3 W/m² olarak alınmıştır. Isıtma uygulaması için iç ortam konfor sıcaklığı 20°C, soğutma uygulaması için 25°C olarak tespit edilmiştir.

Yapının çatı alanı 150 m² olup, kuzey ve güney yönüne bakan dış duvar alanı 37 m², doğu ve batı yönüne bakan dış duvar alanı ise 26 m² dir. Dış duvarların toplam ısı geçiş katsayıları, TS 825 standardının, illerin yer aldığı derece-gün bölgeleri için tavsiye ettiği değerlere göre belirlenmiştir (Anonim 2009a) ve Çizelge D.1’de sunulmuştur. Yapının pencere alanları kuzey ve güney yönünde 8 m², doğu ve batı yönünde ise 4 m² olarak belirlenmiştir. Pencerelemin ısı geçiş katsayısı da TS 825 standardının, illerin yer aldığı derece-gün bölgeleri için tavsiye ettiği değer olan 2,8 W/m²K olarak belirlenmiştir. Binada güneş radyasyonundan koruyucu sistemler yer almamaktadır. Absorbsiyonlu sistemde ısı dağıtım sistemi olarak çalışma sıcaklığı 7–12°C olan fan-coiller, ısı atım sistemi olarak da 0,8 kW fan gücüne sahip soğutma kulesi kullanılmıştır. Her il için aylık soğutma kulesi tasarım sıcaklıkları belirlenerek, simülasyon işlemine dahil edilmiştir. Sistemde 1 m³ hacminde harici sıcak su deposu bulunmaktadır ve tasarım sıcaklık değeri yaz ve kış ayları için 80 °C olacak şekilde ayarlanmıştır.

Bursa ili şartlarında örnek bir konut için yıllık ısıtma, soğutma ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının güneş enerjisi ile karşılanmasını inceleyen simülasyon çalışması sonucunda elde edilen değerler Çizelge 4.8’de sunulmuştur. Buna göre güneş enerjisi kaynaklı sistem binanın soğutma yükünün %92’lik bölümünü, sıcak kullanım suyu ihtiyacının %90’lık bölümünü ve ısıtma ihtiyacının %65’lik kısmını karşılamıştır. Şekil 4.72’de konutun yıllık soğutma enerjisi ihtiyacı ve soğutma ihtiyacının güneş enerjisi ile elde edilen miktarının grafiksel görünümü yer almaktadır. Buna göre soğutma periyodu boyunca güneş enerjisi kaynaklı sistem soğutma yükünün önemli bir bölümünü karşılayarak konutun iç ortam sıcaklığının belirlenen konfor şartlarında kalmasını sağlamıştır. Soğutma periyodu boyunca sistemin soğutma tesir katsayısının 0,47 değerine kadar yükseldiği, tüm soğutma periyodu boyunca ortalama değerin 0,35 olduğu tespit edilmiştir. Güneş enerjisinin daha fazla elde edildiği yaz aylarında ise soğutma tesir katsayısının ortama değeri 0,46 olarak tespit edilmiştir.

Çizelge 4.8. Örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

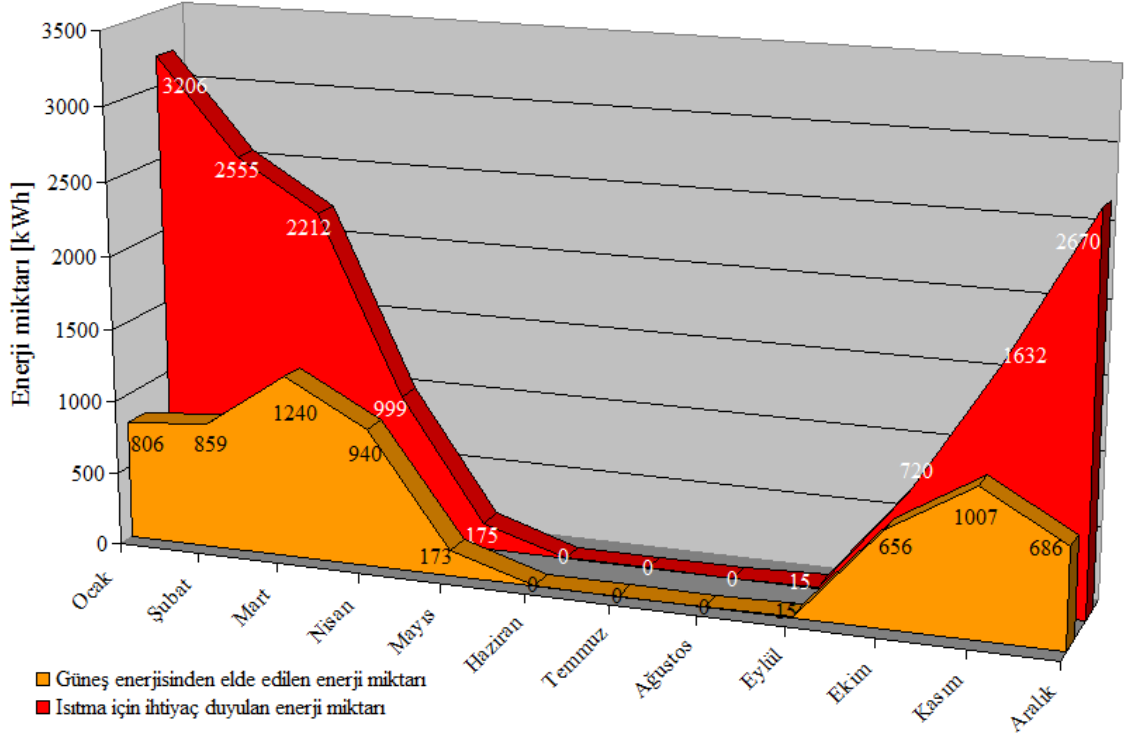
BURSA	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes. kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	AYLAR	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma		Sıcak kullanım suyu	STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam
Ocak	3206	0	64	806	0	40	%25	%0	%63	-	92	0	5	97	1293	556
Şubat	2555	0	74	859	0	59	%34	%0	%79	-	98	0	7	105	1403	603
Mart	2212	0	101	1240	0	93	%56	%0	%92	-	142	0	11	153	2037	875
Nisan	999	115	116	940	115	112	%94	%98	%99	0,15	107	13	13	133	1673	719
Mayıs	175	459	139	173	138	459	%99	%100	%100	0,29	20	55	16	91	721	310
Haziran	0	1322	152	0	1182	152	%0	%89	%100	0,45	0	142	17	159	897	385
Temmuz	0	1832	177	0	1450	176	%0	%79	%100	0,47	0	147	20	167	1068	459
Ağustos	0	1713	196	0	1397	195	%0	%82	%100	0,46	0	168	22	190	1065	458
Eylül	15	955	181	15	910	181	%100	%95	%100	0,39	2	109	21	132	785	337
Ekim	720	204	149	656	204	147	%91	%100	%99	0,22	75	25	17	117	1337	574
Kasım	1632	0	108	1007	0	99	%62	%0	%92	-	115	0	11	126	1690	726
Aralık	2670	0	73	686	0	44	%26	%0	%60	-	78	0	5	83	1116	479
TOPLAM	14184	6600	1530	6382	5396	1757	%65	%92	%90	0,35	729	659	165	1553	15085	6481



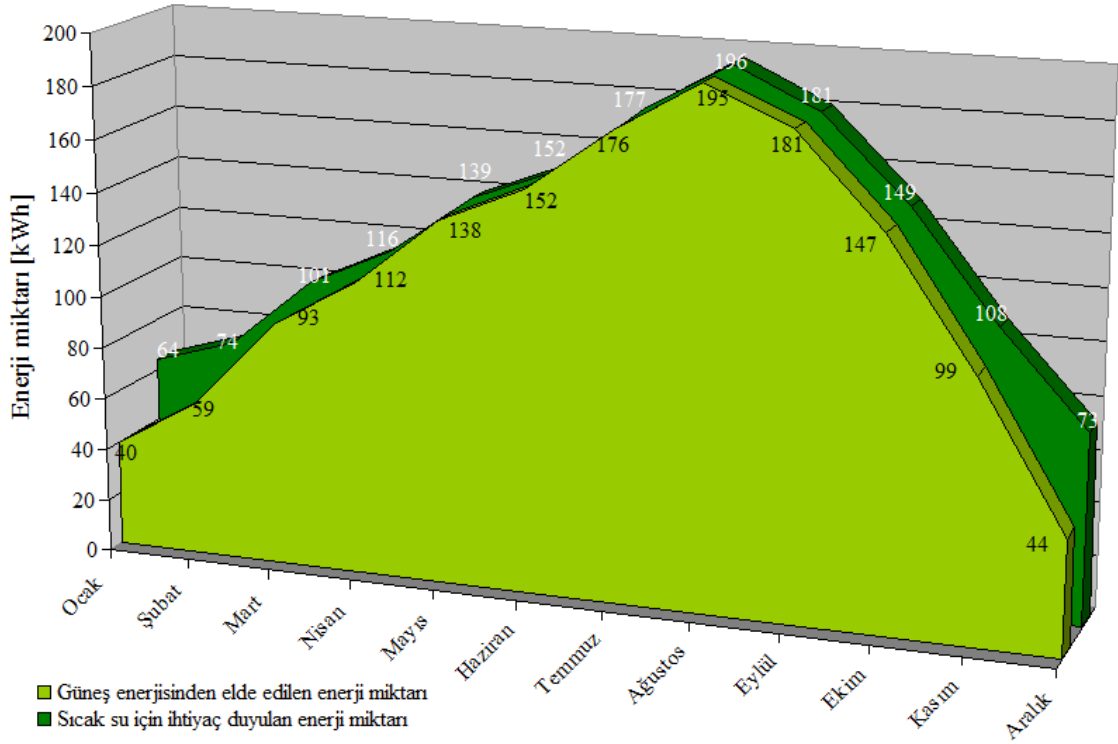
Şekil 4.72. Örnek bir konutun yıllık soğutma ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılanma miktarı

Şekil 4.73’de ısıtma periyodu için örnek konutun ısıtma enerjisi ihtiyacı ve bu ihtiyacın güneş enerjisi ile karşılanmasının grafiksel görünümü yer almaktadır. Buna göre yapının yıllık ısıtma ihtiyacının %65’lik bölümü güneş enerjisi ile karşılanmıştır. Bu oran Nisan-Mayıs ve Eylül-Ekim dönemlerinde %90’ların üzerine çıkarak önemli tasarruflar sağlamıştır. Güneş enerjisinin en az elde edildiği Ocak ayında dahi ısıtma ihtiyacının %25’lik bölümü güneş enerjisi ile karşılanabilmiştir.

Şekil 4.74’de konutun sıcak kullanım suyu için gereken enerji ihtiyacı ve bu ihtiyacın güneş enerjisi ile karşılanmasının grafiksel görünümü yer almaktadır. Yapı sakinlerinin yıllık sıcak kullanım suyu ihtiyacının %90’lık bölümünün güneş enerjisi ile karşılandığı görülmektedir. Mayıs-Eylül ayları arasında bu ihtiyacın tamamı güneş enerjisi ile karşılanırken, Nisan ve Ekim aylarında ihtiyacın karşılanma oranı %99 olarak tespit edilmiştir. Sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanma oranının en düşük değeri aldığı Aralık ayında bile bu oranın %25 olduğu görülmüştür. Buna göre sistemin; ısıtma-soğutma ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanması noktasında doğru bir şekilde tasarlandığı ve önemli tasarruflar sağladığı söylenebilir.



Şekil 4.73. Örnek bir konutun yıllık ısıtma ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılama miktarı

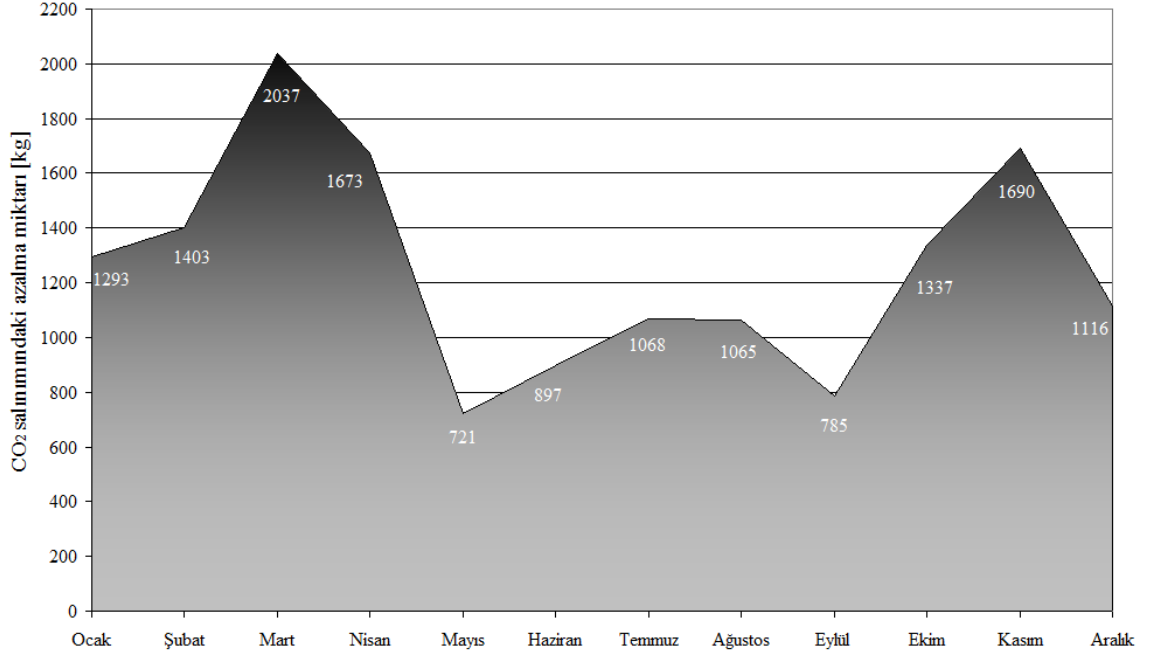


Şekil 4.74. Örnek bir konutun yıllık sıcak su ihtiyacı ve güneş enerjisi ile karşılama miktarı

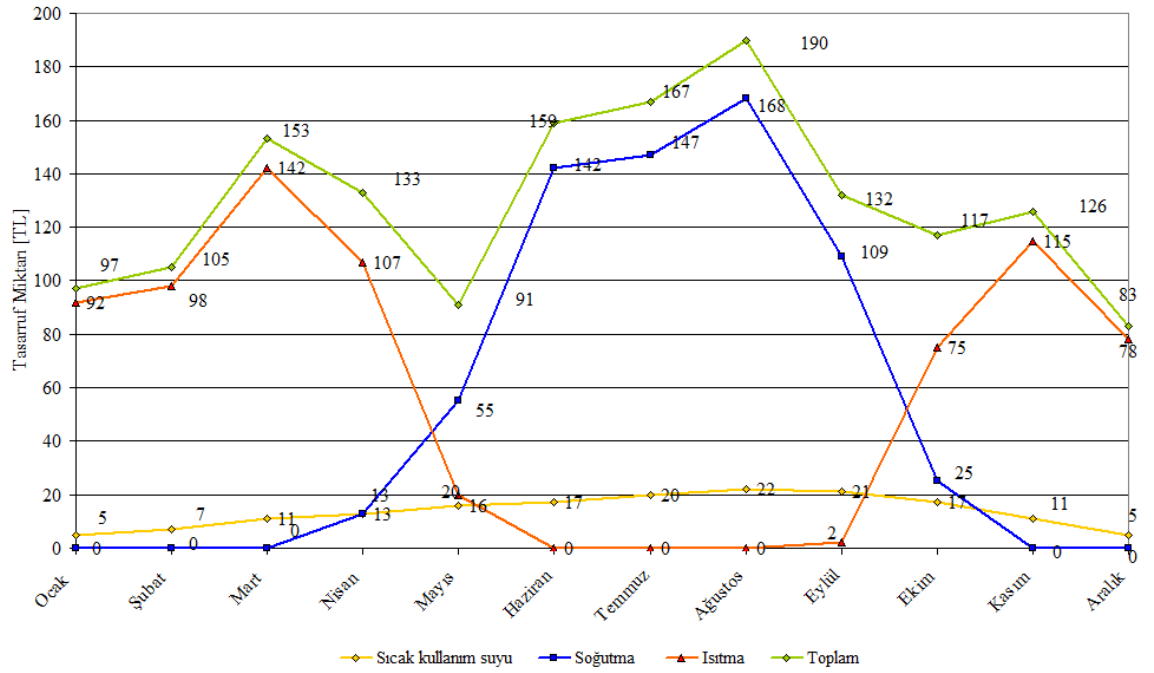
Simülasyon çalışmasında, enerji tasarrufuna bağlı CO₂ salınımdaki azalma miktarının aylara göre değişimi hesaplanmıştır. Buna göre tüm yıl boyunca güneş enerjisinin kullanımına bağlı olarak toplam 15085 kg CO₂ salınımının engellendiği tespit edilmiştir. Bu miktar, 6481 l. eş değer petrol kullanımına eşittir. Şekil 4.75’de, güneş enerjisinin kullanımına bağlı CO₂ salınımdaki azalma miktarının aylık değişimi grafiksel olarak sunulmuştur. CO₂ salınımdaki azalma miktarı; güneş enerjisinin enerji ihtiyacını karşılama oranının yükselmesi ile birlikte artmaktadır. Bu nedenle güneş enerjisinden maksimum şekilde faydalanmak CO₂ salınımının önemli oranda azalmasını sağlayacaktır. Fosil yakıtların kullanımına bağlı CO₂ salınımı, geleceğimizi tehdit eden küresel ısınmanın oluşumunda en büyük faktörlerdendir. Dünya üzerinde enerji tüketiminin önemli bir bölümünün konutların ısıtılması ve soğutulması amacı ile kullanıldığı düşünüldüğünde, temiz ve yenilenebilir enerji kaynakları ile çalışan ısıtma-soğutma sistemlerin yaygınlaşmasının CO₂ salınımının azaltılması noktasında önemli faydalar sağlayacağı ortadadır.

Güneş enerjisinin kullanımına bağlı enerji tasarrufunun, ekonomik açıdan da önemli faydalar sağladığı görülmektedir. Buna göre tüm yıl boyunca sağlanan ekonomik tasarruf miktarının 1553 TL olduğu görülmektedir. Bu değer yaklaşık %47’si ısıtma, %42’si soğutma, %11’i ise sıcak kullanım suyu için harcanan enerjiden elde edilen tasarruf sonucunda sağlanmıştır. Bu tasarruf ile işletme maliyetlerinin azalması ve sistemin geri ödeme süresinin kısalması sağlanabilir. Şekil 4.76’da simülasyon uygulaması sonucunda güneş enerjisi kullanımının ısıtma, soğutma ve sıcak kullanım suyu temininde sağladığı ekonomik tasarruf miktarının aylara göre değişimi görülmektedir.

Güneş enerjisi kaynaklı sistemin kullanımının yaygınlaşmasının önündeki en büyük engel sistemin ilk yatırım maliyetidir. Sistemin kullanımı ile birlikte sağlanacak ekonomik tasarrufların artışı, bu engelin aşılması noktasında büyük önem arz etmektedir. Ekonomik tasarrufların artırılması; doğru sistem tasarımı ve doğru ekipmanların kullanımı ile mümkün olacağı gibi, sistem kullanıcıları için sağlanacak devlet teşviki ve enerji maliyetlerinin iyileştirilmesi için tarifelerin yeniden düzenlenmesi ile de mümkün kılınabilir.



Şekil 4.75. Örnek bir konut için CO₂ salınımındaki azalma miktarının aylara göre değişimi



Şekil 4.76. Örnek bir konut için ekonomik tasarruf miktarının aylara göre değişimi

Diğer iller için yapılan simülasyon sonuçları incelendiğinde, konutun yıl boyu ısı konforunun ve sıcak kullanım suyu ihtiyacını sağlanmasında önemli tasarruflar sağlandığı görülmektedir. Özellikle yıl boyunca kullanılabilir güneş enerjisini değeri

yüksek olan Antalya, Adana ve İzmir’de, güneş enerjili sistemin yapının söz konusu enerji ihtiyaçlarının büyük bir kısmını karşıladığı görülmektedir. Örneğin ısıtma-soğutma- sıcak kullanım suyu ihtiyacının Antalya ili için yıl boyunca güneş enerjisi ile karşılanma oranları sırasıyla %84, %82 ve % 95 olarak tespit edilmiştir. Buna göre söz konusu işlemler için gereken toplam enerji ihtiyacının yıl boyu güneş enerjisi ile karşılanma oranının ortalama değeri %87’dir. Bu şekilde sistem, sağladığı enerji tasarrufuna bağlı olarak hem ekonomik hem de çevresel açıdan önemli tasarruflar sağlamıştır.

Yaz aylarında güneşlenme miktarının yüksek olduğu illerde sistemin soğutma katsayısının 0,5 değerine yaklaştığı ve sistemin soğutma veriminin arttığı görülmüştür. Aynı durumda güneş enerjili absorpsiyonlu sistemin soğutma ihtiyacını karşılama oranının azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni, simülasyon uygulaması için standart bir konut tipinin seçilmesi ve soğutma yükünün azaltılması noktasında yapı elemanlarının ısı özellikleri ile ilgili bir iyileştirme yapılmamasıdır. Bu konuda uygulamada herhangi bir standardın olmayışı önemli bir eksikliktir. Soğutma ihtiyacının ısıtma ihtiyacından yüksek olduğu bölgeler için ısı kazançları azaltıcı yönde belirlenecek standartların hazırlanması ve yürürlüğe konulması ile birlikte, enerji kullanımında tasarruflar sağlanacaktır.

Simülasyon işleminde tüm iller için sistemin en yüksek soğutma tesir katsayısı değerinin Temmuz ayında elde edildiği görülmektedir. Güneş enerjisinden sağlanan termal enerji miktarının artışı ile birlikte sistemin soğutma verimi de artmaktadır. Soğutma tesir katsayısını etkileyen bir diğer parametre de sistemin ısı atım hattının tasarım sıcaklığıdır. İklimlendirme sistemlerinin tasarımı için referans kaynak tarafından (Anonim 2009b) sunulan aylık ortalama yaş termometre sıcaklığının daha düşük değerler aldığı illerde sistemin soğutma tesir katsayısının daha yüksek olduğu görülmüştür. Bu nedenle sistemin soğutma verimi açısından ısı atım hattının doğru şekilde tasarlanması oldukça önemlidir.

Güneş enerjisi kullanımı ile ısıtma ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanmasında önemli enerji tasarrufları elde edilmiştir. Güneşlenme değerinin yüksek olduğu güney

illerinde ısıtma ihtiyacı diğer illere göre daha azdır. Bu nedenle yıl boyu ısıtma ihtiyacının güneş enerjisi ile karşılanma oranları güney illerinde daha yüksektir. Örneğin ısıtma periyodu boyunca ısıtma için gereken enerjinin güneş enerjisinden karşılanma oranı Antalya için %84, Adana için %81 olarak tespit edilmiştir. TS 825 standardına 4. Derece-gün bölgesinde yer alan ve yıllık ısıtma ihtiyacı diğer illere göre en fazla olan Erzurum ilinde bile bu oran %59'dur. Ayrıca sistemin ısıtma amaçlı olarak kullanılmasının, ekonomik ve çevresel açıdan sağladığı tasarruflar ile önemli faydalar sağladığı görülmüştür. Bu nedenle güneş enerjili sistem tasarlanırken, yapının tüm enerji ihtiyacının güneş enerjisi ile karşılanma oranının optimum şekilde belirlenmesi, sistemin kullanımı ile birlikte sağlayacağı faydaları önemli ölçüde arttıracaktır. Sisteme fotovoltaik ünitelerin dahil edilmesi ile yapının elektrik enerjisi ihtiyacının da karşılanarak, güneş enerjisinden faydalanma oranı artırılabilir. Bu sayede enerji kullanımına bağlı ekonomik ve çevresel açıdan sağlanan tasarruflar da arttırılacaktır.

Simülasyon çalışmasında, tüm iller için güneş enerjisi kullanımına bağlı CO₂ salınım değerlerindeki yıllık toplam azalma miktarının 12405–18059 kg arasında değiştiği görülmüştür. Enerji ihtiyacının çoğunlukla yanma reaksiyonları sonucunda karşılandığı ısıtma periyodunda enerji kullanımına bağlı CO₂ salınımı artmaktadır. Bu nedenle güneş enerjisinin ısıtma ihtiyacını karşılama oranının artmasıyla birlikte CO₂ salınımindan sağlanan tasarruf miktarı da artacaktır. Küresel ısınmaya bağlı iklim değişiklikleri geleceğimizi tehdit etmektedir. Bu nedenle enerji kullanımından kaynaklanan CO₂ salınımının azaltılması gelecekte konu ile ilgili daha radikal tedbirlerin alınmasını beraberinde getirecektir. Ayrıca gelecekte, çevre dostu iklimlendirme sistemlerinin kullanımının yaygınlaşması için sağlanacak teşviklerin artması beklenmektedir. Dolayısıyla güneş enerjili ısıtma-soğutma sistemlerinin önemi bir kat daha artacaktır. Simülasyon çalışmasında; örnek yapının kurulduğu bölgenin çok farklı iklimsel koşullarda dahi olsa güneşi enerjisini kullanması ile birlikte yapının karbon ayak izinin önemli oranda azaldığı görülmüştür. Sistemin kullanımının yaygınlaşması ile çevresel açıdan sağlayacağı faydaların artacağı aşikârdır.

Yenilenebilir enerji kaynaklı ısıtma-soğutma sistemlerinin en önemli dezavantajı, sistemin ilk yatırım maliyetinin günümüz şartlarında alternatiflerine göre yüksek

olmasıdır. Bu nedenle sistemin işletme giderleri açısından sağlayacağı tasarruflar, geri ödeme süresinin azalması noktasında oldukça önemlidir. Simülasyon işlemi sonucunda güneş enerjisi kullanımı ile sağlanan yıllık ekonomik tasarruf miktarının 1244 -1977 TL arasında değiştiği tespit edilmiştir. Örnek bir konut için sistemin kurulum maliyeti, yapının kurulduğu alanın iklimsel ve coğrafi koşulları ve yapının mimari özelliklerine göre değişmektedir. Ayrıca güneş enerjili sistemin yeni inşa edilen bir bina için maliyeti ile mevcut bir binaya dahil edilmesi durumunda oluşan maliyeti arasında önemli farklar oluşmaktadır. Bu nedenle sistem tasarımı yapılırken, bu koşulların detaylı bir şekilde incelenmesi, sistemin ekonomik analizi açısından önemlidir.

Yeni inşa edilecek örnek bir konut için, güneş enerjili sistemin ilk yatırım maliyeti 45000TL ve sistemin işletme giderleri açısından klasik sistemlere göre sağlayacağı tasarrufun yıllık ortalama 1500 TL olarak düşünülebilir. Aynı şartlar altında alternatif sistemin, ısınma ve sıcak su ihtiyacının gaz yakıtlı yoğuşmalı kombi ile soğutma ihtiyacının ise konutun soğutma ihtiyacı bulunan her yaşam alanına yerleştirilen duvar tipi klimalar ile sağlandığı düşünüldüğünde, ilk yatırım maliyeti yaklaşık 15000TL olmaktadır. Buna göre güneş enerjili sistem ile klasik sistem arasındaki ilk yatırım maliyeti farkı 30000 TL' dir ve bu durumda güneş enerjili sistemin geri ödeme süresi 20 yıl olmaktadır. Güneş kolektörlerinin kullanım ömrünün yaklaşık 25 yıl olduğu göz önüne alındığında, sistem için hesaplanan geri ödeme süresinin, sistemin kullanım ömründen daha kısa olduğu ve sistemin uygulanabilir nitelikte olduğu sonucuna varılır. Ancak geri ödeme süresinin uzun oluşu, sistemin alternatifleri ile olan rekabetini azaltacaktır. Bu noktada sistemin kurulum maliyetini azaltmak, sistemin uygulanabilir niteliğini arttırmak açısından önemlidir. Örneğin, sistemi oluşturan bileşenlerin devlet tarafından alınan %18 oranındaki vergiden muaf tutulması ile birlikte sistem maliyeti %15 oranında azalacak ve sistemin geri ödeme süresi 15 yıla gerileyecektir. Bu sayede devletin tüketiciye sağlamak zorunda olduğu enerji arzı da azalacaktır. Sistem kendisini amorti ettikten sonra, her yıl tüketici için 1500TL kâr sağlayacaktır.

Güneş enerjisinden maksimum şekilde faydalanmak, sistemin geri ödeme süresinin azaltılması noktasında büyük önem taşımaktadır. Örneğin, güneş enerjili sistemin kurulduğu yapı dahilinde bir yüzme havuzunun bulunması halinde, havuz suyunun

ısıtılması için ısı atım hattındaki termal enerjinin kullanılması ile hem sistemin soğutma verimi artacak hem de havuzun ısıtılması sağlanacaktır. Eğer havuzun kış aylarında da kullanılması söz konusu ise, güneş kolektörlerinden sağlanan termal enerji ile havuzun ısıtılması ve sistemin sağladığı enerji tasarrufunun önemli miktarda artışı mümkün olacaktır. Bu sayede sistemin sağladığı yıllık ekonomik tasarruf değeri artarak sistemin geri ödeme süresi azalacaktır.

Şüphesiz güneş enerjisi kaynaklı sistemlerin hayata geçirilmesi için yapılacak yatırımın kredilendirilmesi gerekmektedir. Günümüzde, yenilenebilir enerji sistemlerinin kredilendirilmesi için farklı kurum ve kuruluşlar tarafından hazırlanan, faiz oranı düşük ya da uzun vadeli kredi hizmetleri ve hibe olanakları sunulmaktadır (Anonim 2012c, Anonim 2012d, Anonim 2012e). Bu olanakların cazip koşullar altında kullanımının yaygınlaşması ile birlikte sistem çok daha uygulanabilir bir nitelik kazanacaktır. Yakın gelecekte, enerji kullanımına bağlı çevresel ve ekonomik sorunların artmasına kesin gözü ile bakılmaktadır. Söz konusu sorunların giderilmesi noktasında yenilenebilir enerji sistemlerinin kullanımının yaygınlaşması için alınacak önlemler, bu sistemlerin daha uygun ekonomik şartlar altında hayata geçirilmesine yardımcı olacaktır.

Yenilenebilir enerji sistemlerinin tanıtılması ve öneminin anlatılması, sistem veriminin arttırılması ve sistem maliyetlerinin azaltılması, sistemin kullanılmasının yaygınlaştırılması, dünya üzerindeki her canlı için önem taşımaktadır. Bu nedenle, akademisyenleri, öğretmenleri, ebeveynleri; mimar ve mühendisleri, devlet ve özel sektör yöneticilerini ve nihayet son tüketicileri kapsayan geniş bir kitlenin, sağduyulu ve bilinçli bir şekilde ortaklaşa hareket etmesi, enerji ile ilgili sorunların ivedilikle çözülmesi için atılacak ilk ve en önemli adımdır. Unutulmamalıdır ki gelecek; dünü ile övünenlerin değil, yarını bugünden planlayanların olacaktır.

5. SONUÇ

Bir konutun güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemlerle ısıtılması ve soğutulmasının deneysel ve sayısal olarak incelendiği bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda görüldüğü şekilde özetlenebilir.

Çalışma dahilinde oluşturulan test odasının soğutulması, örnek Ağustos günleri için deneysel olarak incelendiğinde, sistemin günlük ortalama soğutma tesir katsayısının 0,28 olduğu görülmüştür. Aynı tasarım şartları altında yapılan sayısal analizde soğutma tesir katsayısı 0,3 olarak tespit edilmiştir. Ağustos ayı için yapılan aylık simülasyon çalışmasında sistemin aylık ortalama soğutma tesir katsayısı değeri 0,44 olarak hesaplanmıştır. Buna göre daha uzun soğutma periyotlarında sistem daha verimli çalışmakta ve sistemin ortalama soğutma tesir katsayısı daha yüksek değerler almaktadır.

Absorpsiyonlu sistemin soğutma verimi, ısı atım ve ısı dağıtım hatlarının çalışma özelliklerinden etkilenmektedir. Isı atım sisteminin ısı transferini verimli şekilde gerçekleştirememesi durumunda, sistemin absorber-yoğuşturucu sıcaklıkları artmakta ve sistemin soğutma verimi azalmaktadır. Sistemde ısı atım hattı olarak bir yüzme havuzunun kullanılması, sistemin soğutma verimini arttırmakta ve amortisman süresini kısaltmaktadır. Isı dağıtım sisteminin çalışma özellikleri nedeni ile buharlaştırıcı sıcaklığının düşük seçilmesi, sistemin soğutma verimini azaltmaktadır. Mevcut tasarım koşulları altında ısı dağıtım sistemi için en uygun bileşenin, çalışma sıcaklığı 12–17°C olan hava kanalları olduğu tespit edilmiştir.

Absorpsiyonlu sistemin dâhili enerji depolama özelliği sayesinde, güneş enerjisinden elde edilen termal enerji direkt olarak sistemin reaktörüne gönderilerek daha yüksek reaktör sıcaklıkları dolayısıyla daha yüksek sistem verimleri elde edilmektedir. Bu şekilde harici bir depolama sistemine ihtiyaç duyulmamakta; sistemin ilk yatırım maliyeti, dolayısıyla amortisman süresi azalmaktadır. Ayrıca harici bir enerji depolama sisteminin kurulumu için gereken ekstra kurulum alanı ihtiyacı da ortadan kalkmaktadır.

Klasik absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde görülen kristalizasyon sorunu, dâhili depolamalı sisteme özgü çalışma şekli ile ortadan kalkmıştır. Bu sayede sistemin daha yüksek reaktör sıcaklıklarında çalışması mümkün olmaktadır. Ancak absorpsiyonlu sistemin şarj-deşarj geçişleri nedeniyle cihazın haznelinde oluşan sıcaklık değişimleri sistem verimini olumsuz etkilemektedir.

Isıtma uygulamasında harici bir enerji depolama sisteminde depolanan güneş enerjisinin direkt olarak ısı dağıtım sistemine gönderilmesi, elde edilen fazla enerji miktarının absorpsiyonlu sistemde değerlendirilmesi en uygun tasarım seçeneğidir. Deneysel uygulamada, absorpsiyonlu sistemin ısıtma amaçlı olarak bir ısı pompası şeklinde kullanılması durumunda sistemin ısıtma tesir katsayısının 1, 48 olduğu tespit edilmiştir. Absorpsiyonlu cihazın ısı pompası olarak kullanıldığı periyotta cihazın ısı verimi, termal enerji deposu olarak kullanımına göre daha yüksek olsa da bu uygulamada fan coil ünitelerinin menfez üfleme sıcaklıkları daha düşük değerler almakta ve ısıtma süreci uzamaktadır. Isıtma amaçlı kullanılan termal enerji, harici bir enerji kaynağından sağlanıyorsa ya da güneş kolektörü giriş sıcaklığı cihazı besleyebilecek sıcaklık değerinden düşükse bu durumda ısıtıcı cihaz ya da güneş kolektör hattının direkt ısı dağıtım sistemine bağlanarak ısıtma amaçlı olarak kullanılması daha doğru bir yaklaşımdır. Bu nedenle ısıtma uygulamasında absorpsiyonlu sistemin, mevcut bir ısıtma sistemine yardımcı sistem olarak kullanılması daha uygundur.

Çalışmada yardımcı enerji kaynağı olarak elektrikli ısıtıcı ve hava kaynaklı ısı pompası kullanılmıştır. Her iki enerji kaynağı da elektrik enerjisi ile çalıştığından, absorpsiyonlu sistem, enerji kullanımına bağlı çevresel sorunların iyileştirilmesi noktasında avantajlar sağlamıştır. Simülasyon sonuçları incelendiğinde güneş enerjisi kaynaklı sistemin soğutma ihtiyacının önemli bölümünü karşıladığı tespit edilmiştir. Bu nedenle yardımcı enerji kaynağı olarak ek bir soğutma sistemi yerine absorpsiyonlu sisteme termal enerji desteği sağlayacak bir ısıtıcı sistemin kullanılması ilk yatırım maliyetinin azaltılması noktasında daha doğru bir yaklaşımdır. Bu sayede absorpsiyonlu sistemden yıl boyu faydalanma oranı da artacaktır. Ayrıca ısıtıcı sistem, yapının ısınma ve sıcak kullanım suyu ihtiyacını da karşılayabilmekte, bu işlevi yerine getirmek için ek bir ısı dağıtım sistemine ihtiyaç duymamaktadır.

Yapılan deneysel çalışmalarda, test odasının yalıtım plakaları ile içten yalıtılması ısıtma ve soğutma uygulamalarında sistem verimini olumsuz yönde etkilemiştir. Test odasını oluşturan yapı elemanları, mahal içerisine gönderilen enerjiyi absorbe edemeyerek bir ısı kütlesi oluşturamamakta, dolayısıyla oda içerisindeki sıcaklık artışı ya da düşüşü daha hızlı gerçekleşmektedir. Bu durum, soğutucu ve ısıtıcı cihazların çok sık devreye girip çıkarak cihaz verimlerinin azalmasına neden olmuştur.

Güneş enerjisi kaynaklı sistemler birbirinden farklı birçok bileşenin bir araya gelmesinden oluşmaktadır ve tüm sistem bileşenlerinin uyum içerisinde çalışması sistem verimi açısından oldukça önemlidir. Deney tesisi kapsamında oluşturulan otomasyon sistemi ile sistem bileşenlerinin çalışma özellikleri istenilen şekilde kontrol edilmiştir. Daha gelişmiş otomasyon sistemleri ile sistem veriminin artırılması mümkün olsa da sistem tasarımı yapılırken, otomasyon uygulamasının ilk yatırım maliyeti içerisindeki oranı dikkate alınmalıdır.

Test odası için yapılan yıllık simülasyon uygulaması sonucunda, soğutma dönemi için absorpsiyonlu sistemin ortalama soğutma tesir katsayısı değerinin 0,35 olduğu tespit edilmiştir. Tüm yıl boyunca test odasının soğutma ihtiyacının %99'u, ısıtma ihtiyacının %63'ü ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının %99'u güneş enerjili sistem ile karşılanmıştır. Ayrıca güneş enerjili sisteminin ekonomik ve çevresel açıdan önemli faydalar sağladığı tespit edilmiştir. Buna göre tüm yıl boyunca güneş enerjisinin kullanımına bağlı olarak sağlanan enerji tasarrufu sonucu yıllık toplam 11974 kg CO₂ salınımının engellendiği, 1296 TL'lik ekonomik tasarruf sağlandığı görülmüştür.

Simülasyon programı aracılığıyla, örnek bir konut tasarımı esas alınarak, Türkiye'de farklı iklimsel ve coğrafi şartlara sahip on farklı il için yapılan yıllık simülasyon uygulaması sonucunda, güneşlenme oranı daha yüksek olan bölgelerde, güneş enerjisi kullanımının, ekonomik ve çevresel açıdan sağladığı faydanın daha fazla olduğu görülmüştür. Yapılan sayısal analiz sonucunda örnek bina tasarımı için güneş enerjisinin kullanımı ile sağlanan CO₂ salınımındaki yıllık toplam azalma miktarının 12405–18059 kg arasında değiştiği, yıllık ekonomik tasarruf miktarının 1244–1977 TL aralığında olduğu hesaplanmıştır. Yaz aylarında güneşlenme miktarının yüksek olduğu

illerde sistemin soğutma katsayısının 0,5 değerine yaklaştığı ve sistemin soğutma veriminin arttığı görülmüştür. Simülasyon sonucunda tüm iller için en yüksek soğutma tesir katsayısının Temmuz ayında elde edildiği ve 0,39–0,49 arasında değerler aldığı tespit edilmiştir. Tüm iller için absorpsiyonlu sistemin yıllık soğutma periyodu boyunca ortalama soğutma tesir katsayısı değerinin 0,29–0,39 aralığında değiştiği görülmüştür.

Örnek bir konut için yapılan ekonomik analizde, güneş enerjili sistemin geri ödeme süresi yaklaşık 20 yıl olarak hesaplanmıştır. Sistem bileşenleri ve sistem tasarımında yapılacak iyileştirmelerle güneş enerjisinden faydalanma oranının artırılacağı ve geri ödeme süresinin önemli miktarda azalabileceği sonucuna varılmıştır. Ayrıca sistemin kullanımın yaygınlaşması ve uygulanabilir niteliğinin artırılması açısından konu ile ilgi sağlanacak devlet desteği bu noktada büyük önem taşımaktadır.

Yenilenebilir enerji sistemlerinin verimlerinin artırılması ve maliyetlerinin azaltılarak sistemin kullanılmasının yaygınlaştırılması enerji ile ilgili sorunların çözümünde büyük faydalar sağlayacaktır. Bu nedenle üniversite–sanayi işbirliği ile yapılacak ulusal ve uluslar arası çalışmalar, düzenlenecek eğitim faaliyetleri ve konu ile ilgili sağlanacak teşvikler, bu faydanın hayata geçirilmesinde önemli bir rol oynayacaktır.

KAYNAKLAR

Agyenim, F., Knight I., Rhodes, M. 2010. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store *Solar Energy*, 84(5): 735–744.

Ali A.H.A., Noeres P., Pollerberg C. 2008. Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller, *Solar Energy*, 82(11): 1021–1030.

Anonim, 1972. ASHRAE American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers Hand Book, ASHRAE Inc, 1972, USA.

Anonim, 1999. International Energy Agency, Task 25 - Solar assisted air conditioning of buildings. <http://www.iea-shc.org/task25/index.html>-(Erişim tarihi: 31.07.2011).

Anonim, 2003. Isısan Yayınları- Güneş enerjisi tesisatı, Isısan alışmaları No:325, İstanbul.

Anonim, 2005a. Solar heating and cooling of residential buildings: Design of systems, Solar Energy Applications Laboratory Colorado State University, University Press of the Pacific, Hawaii, 632 pp.

Anonim, 2005b. Solar heating and cooling of residential buildings: Sizing, installation and operation of systems, Solar Energy Applications Laboratory Colorado State University, University Press of the Pacific, Hawaii, 744 pp.

Anonim, 2006. International Energy Agency, Task 38 - Solar air-conditioning and refrigeration. <http://www.iea-shc.org/task38/index.html>-(Erişim tarihi: 31.07.2011).

Anonim, 2008. TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Sıhhi tesisat proje hazırlama esasları, Yayın No: MMO/260/6, İstanbul.

Anonim, 2009a. Türkiye Gaz Beton Üreticileri Birliği, Isı yalıtım hesaplama programı v4.0, 2009,Türkiye.

Anonim, 2009b. ASHRAE American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers Hand Book, ASHRAE Inc, 2009, USA.

Anonim, 2009c. TMMOB Elektrik Mühendisleri Odası, Tasarımcılar için güneş evi, Elektrik Mühendisleri Odası Yayın No: EG/2008/5, Ankara.

Anonim, 2010a. ClimateWell- Design_guidelines_cw10_cw20_v9_32_1_EN, <http://www.climatewell.com>-(Erişim tarihi:14.06.2010).

Anonim, 2010b. ClimateWell, Installation manual CW20 093_2, 2010, Sweden, <http://www.climatewell.com>-(Erişim tarihi:14.06.2010).

Anonim, 2010c. ClimateWell, Control system manual CW20,2010, Sweden, <http://www.climatewell.com-> (Erişim tarihi:14.06.2010).

Anonim, 2010d. ClimateWell-Solar Cooling Version 1.1, 2010 Sweden,

Anonim, 2011a. Einsteinrefrigerator.http://en.wikipedia.org/wiki/Einstein_refrigerator- (Erişim tarihi: 03.02.2011)

Anonim, 2011b. TRNSYS – Transient systems simulation program, <http://www.trnsys.com/>-(Erişim tarihi: 01.09.2011).

Anonim, 2011c. NASA Atmospheric Science Data Center, Surface meteorology and Solar Energy, A renewable energy resource web site, [http://eosweb.larc.nasa.gov/-](http://eosweb.larc.nasa.gov/) (Erişim tarihi: 20.08.2010)

Anonim, 2011d. Goodman genel katalog, http://213.155.100.140/bayi/uploaded_files//Goodman/200812301408450.Goodman_Genel_Katalog.pdf-(Erişim tarihi: 20.08.2011)

Anonim, 2011e. Meteonorm meteorolojik verileri, <http://meteonorm.com/> (Erişim tarihi: 01.09.2011)

Anonim, 2011f. Viessmann Vitosol 200 F, http://www.viessmann.de/de/ein_zweifamilienhaus/produkte/Solarthermie/Vitosol_200-F.html- (Erişim tarihi: 01.09.2011)

Anonim, 2012a. TEDAŐ (Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Őirketi) 2012 tarifeleri, http://www.tedas.gov.tr/tarifeler_xls/2012_trf/ocak%202012.xls – (Erişim tarihi 22.01.2012)

Anonim, 2012b. İGDAŐ (İstanbul Gaz Dağ. San.ve Tic. A.Ő.) abone grubu satıő tarifesi, http://www.igdas.com.tr/Dynamic/Individual_Natural_Gas_Price_List.aspx?MI=2&CM I=228&MCI=150 – (Erişim tarihi 22.01.2012)

Anonim, 2012c. Vakıfbank ticari bankacılık hizmetleri- Çevre bankacılığı, <http://www.vakifbank.com.tr/cevrebankaciligi.aspx> – (Erişim tarihi 25.01.2012)

Anonim, 2012d. Halk Bankası- Fransız kalkınma ajansı yenilenebilir enerji kredisi-<http://www.halkbank.com.tr/channels/1.asp?id=2210> – (Erişim tarihi 25.01.2012)

Anonim, 2012e. TURSEFF- Türkiye sürdürülebilir enerji finansman programı-[http://www.turseff.org/-](http://www.turseff.org/) (Erişim tarihi 25.01.2012)

Atmaca İ., Yiğit A. 2003. Simulation of solar-powered absorption cooling system, *Renewable Energy*, 28(8): 1277–1293.

Ayyash, S. 1981. An assessment of the feasibility of solar absorption and vapor compression cooling systems, *Energy Conversion and Management*, 21(2): 163–169.

- Bales, C., Nordlander, S. 2005.** TCA Evaluation lab measurements, modelling and system simulations, Solar energy research center, Borlänge, Sweden.
- Bales, C., Hallström, O. 2010.** Type 825 – Climatewell 10 barrel model description, Version: 3.04 2010-05-23, Sweden.
- Chinnappa J.C.V., Crees^a M.R., Murthy S., Srinivasan K. 1993.** Solar-assisted vapor compression/absorption cascaded air-conditioning systems, *Solar Energy*, 50(5): 453–458.
- Conde, M.R. 2004.** Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: formulations for use in air conditioning equipment design, *International Journal of Thermal Sciences* 43(4): 367–382.
- Corbella, O.D., Garibotti C.R. 1989.** Comments about the comparison between a conventional and solar powered absorption refrigeration system, *Solar & Wind Technology*, 6(1), 71–74.
- Eicker, U., Pietruschka, D. 2009.** Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings, *Energy and Buildings*, 41(1): 81–91.
- Granryd, E., Palm, B. 2005.** Refrigerating engineering, Royal Institute of Technology, Stockholm, Chapter: 4-3.
- Hammad, M.A., Audi, M.S. 1992.** Performance of a solar LiBr-water absorption refrigeration system, *Renewable Energy*, 2(3); 275–282.
- Henning, H.M. 2007.** Solar-assisted air-conditioning in buildings – A handbook for planners, Springer Wien New York, 136 pp.
- Hidalgo, M.C.R., Aumente, P.R., Izquierdo M., Neumann, A., Mangual, R. 2008.** Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system, *Applied Thermal Engineering*, 28(14): 1734–1744
- Izquierdo, M., Lizarte, R., Marcos, J.D., Gutiérrez G. 2008.** Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005, *Applied Thermal Engineering*, 28: 1074–1081.
- Kreider J.F., Kreith F. 1981.** Solar energy handbook., McGraw-Hill, New York, 1100 pp.
- Lecuona, A., Ventas, R., Venegas, M., Zacarias, A., Salgado, R. 2008.** Optimum hot water temperature for absorption solar cooling, *Solar Energy*, 83(10): 1806–1814.
- Li Z. F., Sumathy K. 2000.** Technology development in the solar absorption air-conditioning systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4(3): 267–293

- Li Z. F., Sumathy K. 2001.** Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank, *Solar Energy*, 71(5): 285–297.
- Lof G.O.G, Tybout R.A. 1974.** The design and cost of optimized systems for residential heating and cooling by solar energy, *Solar Energy* 16(1): 9–18.
- Mateus, T., Oliveira, A.C. 2009.** Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates, *Applied Energy*, 86(6): 949–957.
- Mendes, L. F., Pereira, M. C., Ziegler F. 1998.** Supply of cooling and heating with solar assisted absorption heat pumps: an energetic approach, *International Journal of Refrigeration*, 21(2): 116–125.
- Millán, M. I., Hernández, F., Martín E. 1997.** Solar cooling in Madrid: Energetic efficiencies, *Solar Energy*, 60(6): 367–377.
- Moffat, R.J. 1988.** Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1: 3–17.
- Monné, C., Alonso, S., Palacín, F., Serra, L. 2011.** Monitoring and simulation of an existing solar powered absorption cooling system in Zaragoza (Spain), *Applied Thermal Engineering*, 31(1): 28–35.
- Muneer, T., Uppal, A.H. 1985.** Modelling and simulation of a solar absorption cooling system. *Applied Energy*, 19(3): 209–229.
- Pastakkaya, B., Ünlü, K., Yamankaradeniz, R. 2008.** Isıtma ve soğutma uygulamalarında güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu sistemler. *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi*, 57: 25-32.
- Pastakkaya, B., Yamankaradeniz, N., Coşkun, S. 2011.** Binaların Soğutulmasında Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Isı Pompasının Deneysel İncelenmesi. *İklim 2011 Ulusal İklimlendirme Kongresi ve Fuarı, Antalya*,
- Pinel, P., Cruickshank, C.A., Morrison, I.B., Wills A. 2011.** Review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications, *Applied Thermal Engineering*, 23(3): 251–283.
- Pongtornkulpanich, A., Thepa, S., Amornkitbamrung, M., Butcher, C. 2008.** Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O single-effect absorption cooling system in Thailand, *Renewable Energy*, 33(5): 943–949.
- Sanjuan, C., Soutullo, S., Heras, M.R. 2010.** Optimization of a solar cooling system with interior energy storage, *Solar Energy*, 84(7): 1244–1254.

- Saravanan, R., Maiya, M.P. 1998.** Thermodynamic comparison of water-based working fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 18(7): 553–568
- Sayigh, A.A.M., Mc Veigh J.C. 1992.** Solar air conditioning and refrigeration, Pergamon Pres, Oxford UK.
- Siddiqui, M.A. 1994.** Economic analyses of the operating costs in four_absorption cycles for optimizing the generator and condensing temperatures, *Energy Conversion and Management*, 35(6): 517–534.
- Soutullo, S., Sanjuan, C., Heras, M.R. 2011.** Comparative study of internal storage and external storage absorption cooling systems, *Renewable Energy*, 36(5): 1645–1651
- Suri, R.K., Al-Madani, K., Ayyash S. 1984.** Choice of thermal energy system for solar absorption cooling, *Solar Energy*, 32(2): 181–187.
- Syed A., Izquierdo M., Rodríguez P., Maidment G., Missenden J., Lecuona A., Tozer R. 2005.** A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid, *International Journal of Refrigeration*, 28(6): 859–871.
- Uyarel A.Y., Öz, S. 1987.** Güneş Enerjisi ve Uygulamaları, Birsen Yayınevi, Ankara, 239 s.
- Ward, S. 1979.** Solar absorption cooling feasibility, *Solar Energy*, 22(3): 285–287.
- Wilbur, P., Manchini,T. 1975.** A comparison of solar absorption air conditioning systems. *Solar Energy*, 18(6): 569–576.
- Yamankaradeniz R., Horuz İ., Coşkun S., Kaynaklı Ö., Yamankaradeniz N. 2008.** İklimlendirme Esasları ve Uygulamaları, Vipaş, Bursa, 607 s.
- Yamankaradeniz R., Horuz İ., Kaynaklı Ö., Coşkun S., Yamankaradeniz N. 2009.** Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları, Dora Yayıncılık, Bursa, 726 s.

EKLER

EK-A. Test odası yapı bileşenleri ve özellikleri

EK-B. Aylara göre günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değerleri

EK-C. Bursa ili meteorolojik tasarım parametreleri

EK-D. Örnek bir konut uygulamasının farklı iller için yıllık simülasyon sonuçları

EK-A. Test odası yapı bileşenleri ve özellikleri

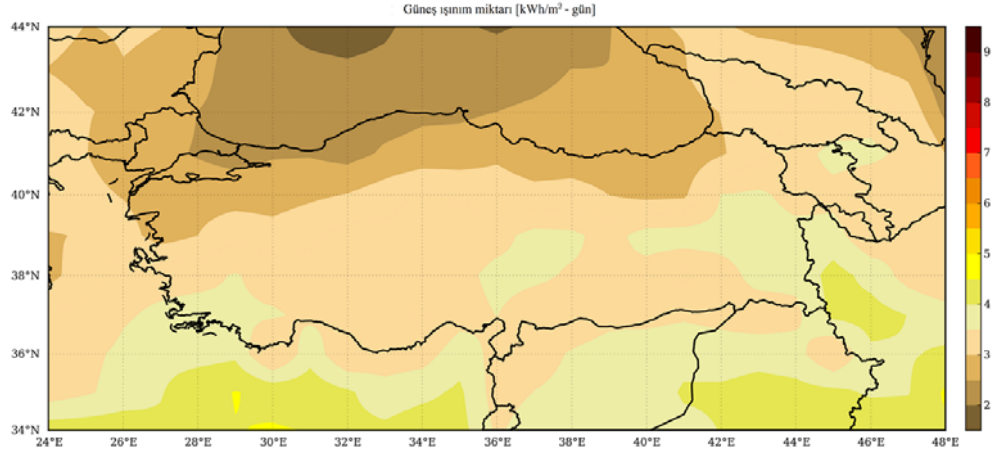
BINADAKI YAPI ELEMANLARI (BETON DUVAR)				Yapı Elemanının Esliiği	En İletkenlik Hesap Değeri	İsl İletkenlik Direnci	İsl Geçirgenlik Esasyı
				d	λ_w	R	U
				(m)	(W/m ² K)	(m ² KW)	W/m ² K
DH-2-Duvar(Dış Hava Temaslı)							
	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (iç)				0,13	
	4.3	Alçı harcı,kireçli alçı harcı		0,03	0,70	0,04	
	5.1.1	Donatılı - Normal beton (TS 500'e uygun) doğal agrega veya miçir kullanılarak yapılmış betonlar		0,5	2,5	0,2	
	4.1	Kireç harcı, kireç çimento harcı		0,02	1,0	0,02	
	4.3	Alçı harcı,kireçli alçı harcı		0,01	0,70	0,01	
	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)				0,04	
TOPLAM						0,44	2,236
BINADAKI YAPI ELEMANLARI (DIŞ DUVAR)				Yapı Elemanının Kalınlığı	En İletkenlik Hesap Değeri	İsl İletkenlik Direnci	İsl Geçirgenlik Katsayısı
				d	λ_w	R	U
				(m)	(W/m ² K)	(m ² KW)	W/m ² K
DH-1-Duvar(Dış Hava Temaslı)							
	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (iç)				0,13	
	4.3	Alçı harcı,kireçli alçı harcı		0,03	0,70	0,04	
	7.1.3.1.10	Normal harç kullanılarak AB sınıfı tuğlalarla yapılan duvarlar		0,2	0,46	0,44	
	4.1	Kireç harcı, kireç çimento harcı		0,02	1,0	0,02	
	4.3	Alçı harcı,kireçli alçı harcı		0,01	0,70	0,01	
	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)				0,04	
TOPLAM						0,68	1,446
BINADAKI YAPI ELEMANLARI (İÇ DUVAR)				Yapı Elemanının Esliiği	En İletkenlik Hesap Değeri	İsl İletkenlik Direnci	İsl Geçirgenlik Esasyı
				d	λ_w	R	U
				(m)	(W/m ² K)	(m ² KW)	W/m ² K
ID-1-Duvar(İç Duvar)							
	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (iç)				0,13	
	4.3	Alçı harcı,kireçli alçı harcı		0,01	0,70	0,01	
	10.6.1	Mantar levhalar - TS EN 13170'e uygun; yoğunluk 80-150; ısı iletkenlik grubu 046		0,03	0,045	0,67	
	7.1.3.1.10	Normal harç kullanılarak AB sınıfı tuğlalarla yapılan duvarlar		0,15	0,46	0,33	
	4.3	Alçı harcı,kireçli alçı harcı		0,03	0,70	0,04	
	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)				0,13	
TOPLAM						1,31	0,759

Şekil A.1. Test odası duvar bileşenleri ve özellikleri

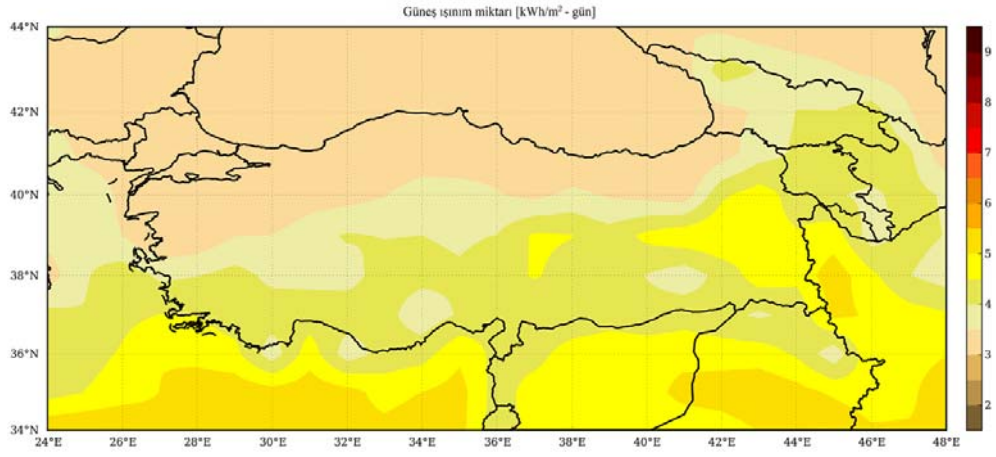
BINADAKI YAPI ELEMANLARI (TABAN)			Yapı Elemanının Ekliliği	İzolasyon Hesap Değeri	İzolasyon Direnci	İzolasyon Geçirgenlik Katsayısı
			d	λ	R	U
			(m)	(W/m K)	(m ² K/W)	W/m ² K
TT-1-Taban(Toprak Temaslı)						
4.6	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (iç)			0,17	
4.6	1.9	Arduvaz	0,01	2,2	0	
5.1.1	4.2	Çimento harcı	0,01	1,8	0,01	
	4.6	Çimento harçlı şap	0,03	1,4	0,02	
	5.1.1	Donatılı - Normal beton (TS 500'e uygun) doğal agrega veya mıcır kullanılarak yapılmış betonlar	0,2	2,5	0,08	
	3.1	Kum, çakıl, kırma taş (mıcır)	0,15	0,70	0,21	
	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0	
TOPLAM					0,49	0,5x2,014
BINADAKI YAPI ELEMANLARI (TAVAN)			Yapı Elemanının Ekliliği	İzolasyon Hesap Değeri	İzolasyon Direnci	İzolasyon Geçirgenlik Katsayısı
			d	λ	R	U
			(m)	(W/m K)	(m ² K/W)	W/m ² K
CA-1-Tavan(Üzeri Açık)						
6.3.1	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0,04	
99.2.2.7	6.3.1	Alçıdan duvar levhalar ve blokları (gözenekli, delikli, dolgu veya agregalı olanlar dahil) (TS 451, TS 452, TS 1474 e uygun)	0,02	0,35	0,06	
99.2.2.7	99.2.2.7	Hava Tabakası - Yatay (ısı akışı aşağıdan yukarıya) = 50 mm	0,05	0,313	0,16	
5.1.1	10.8.1	Mantar levhalar - TS EN 13170 e uygun; yoğunluk 80-150; ısı iletkenlik grubu 045	0,03	0,045	0,67	
	5.1.1	Donatılı - Normal beton (TS 500'e uygun) doğal agrega veya mıcır kullanılarak yapılmış betonlar	0,25	2,5	0,1	
	4.6	Çimento harçlı şap	0,03	1,4	0,02	
	1.8	Yapay Taşlar	0,01	1,3	0,01	
	1/α	Yüzeysel ısı iletim katsayısı (iç)			0,13	
TOPLAM					1,19	0,846

Şekil A.2. Test odası tavan ve taban bileşenleri ve özellikleri

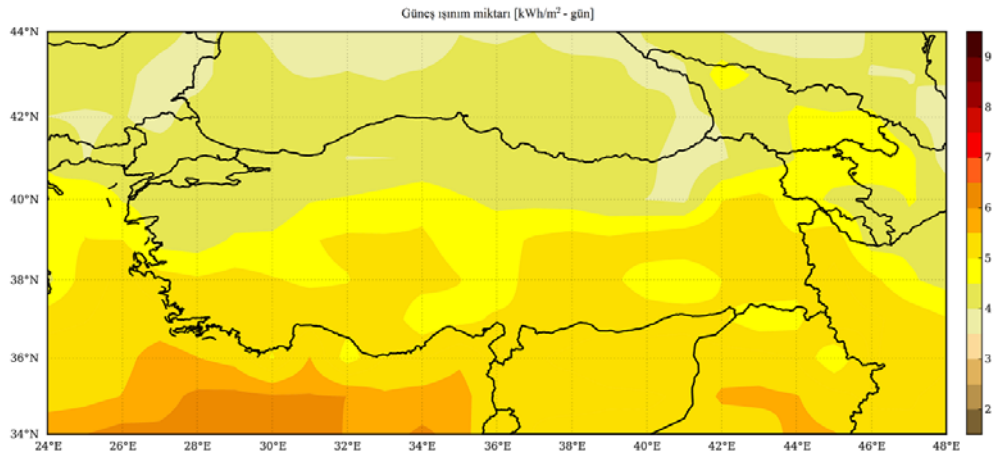
EK-B. Aylara göre günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değerleri



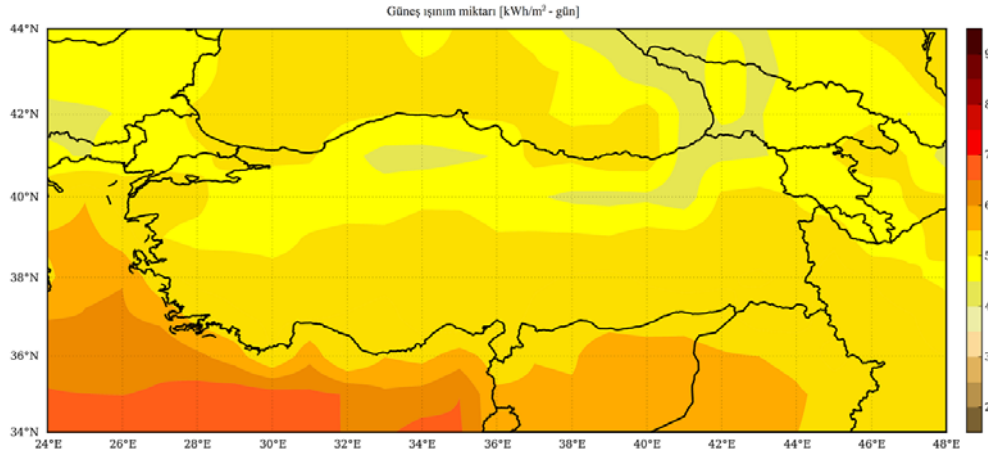
Şekil B.1. Ocak-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



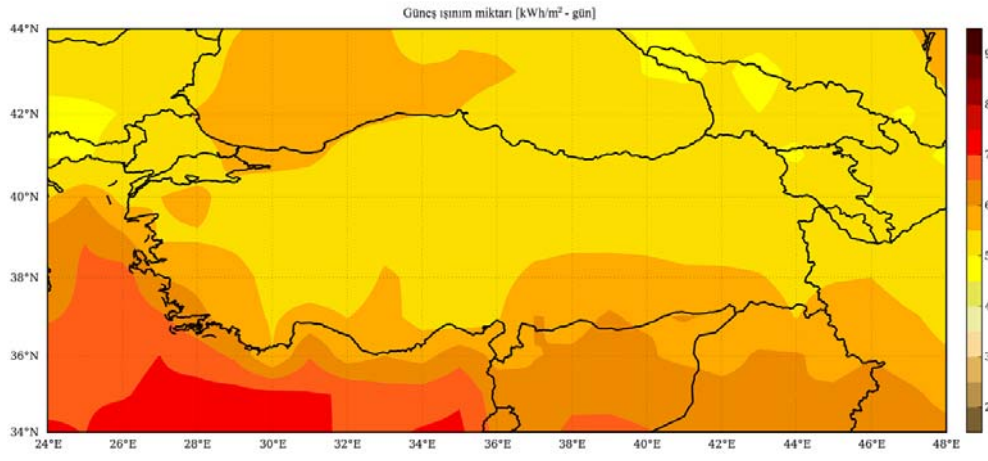
Şekil B.2. Şubat-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



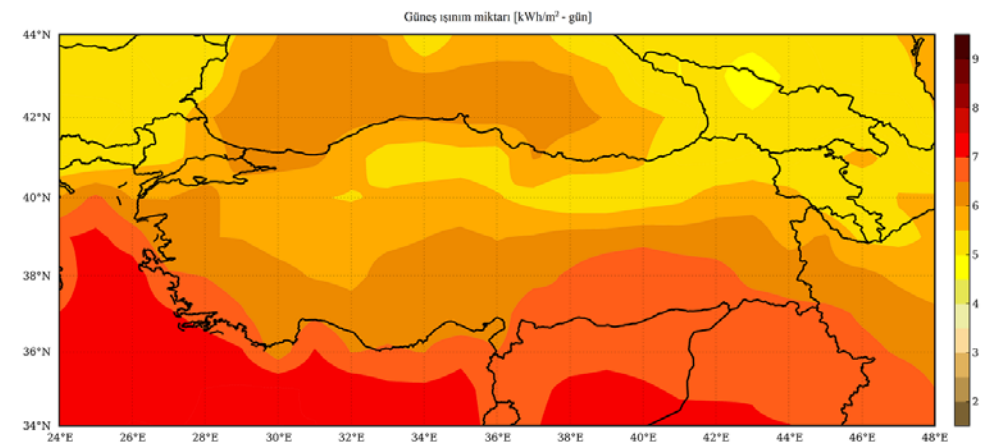
Şekil B.3. Mart-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



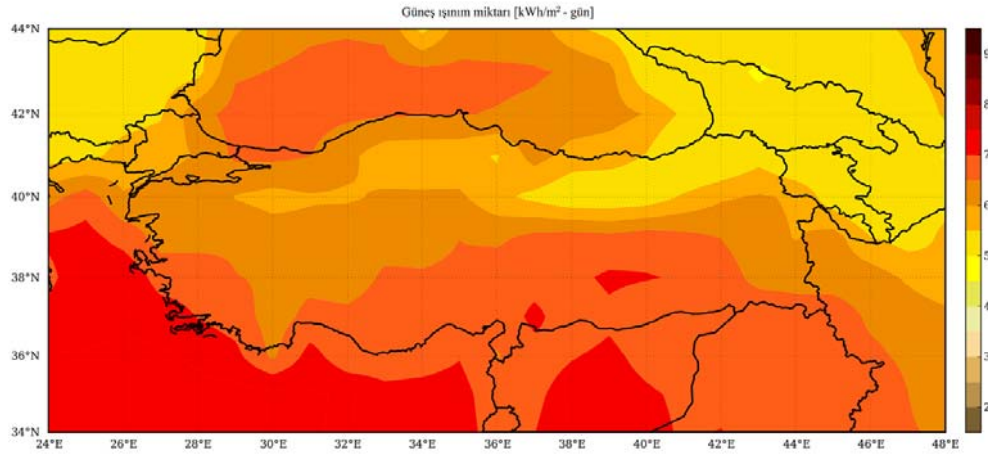
Şekil B.4. Nisan-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



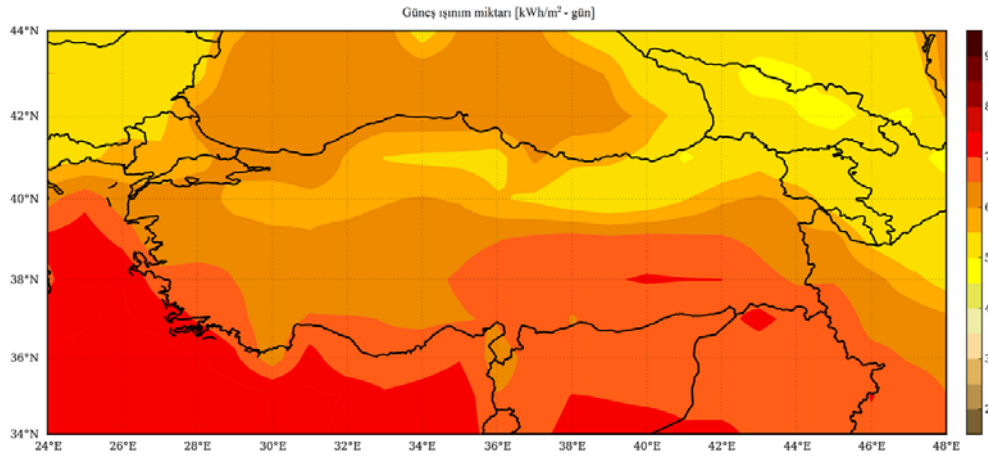
Şekil B.5. Mayıs-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



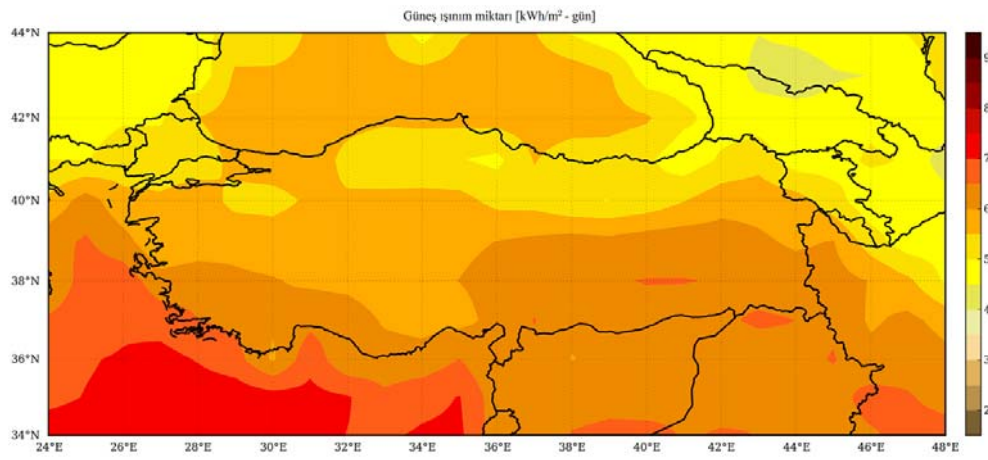
Şekil B.6. Haziran-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



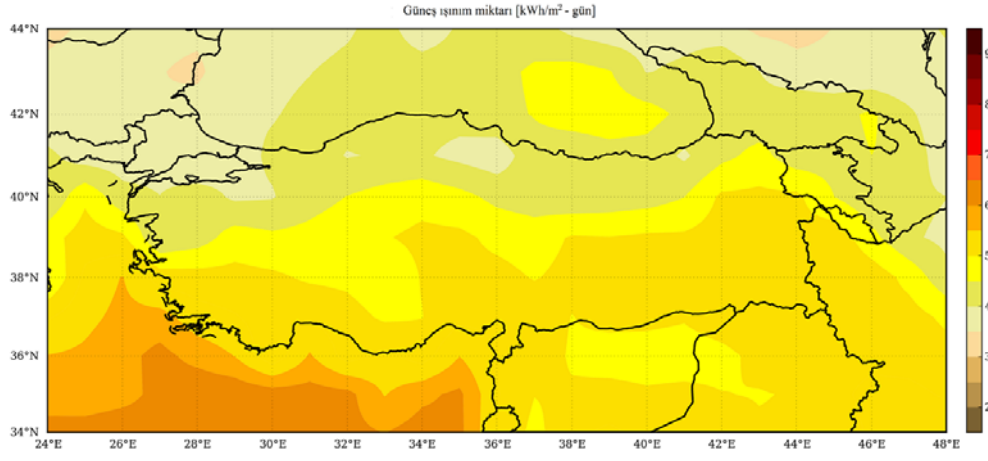
Şekil B.7. Temmuz-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



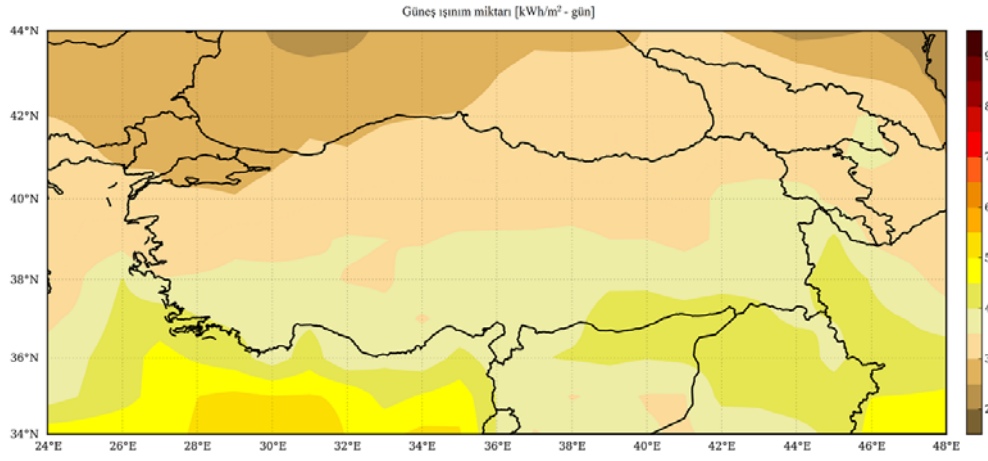
Şekil B.8. Ağustos-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



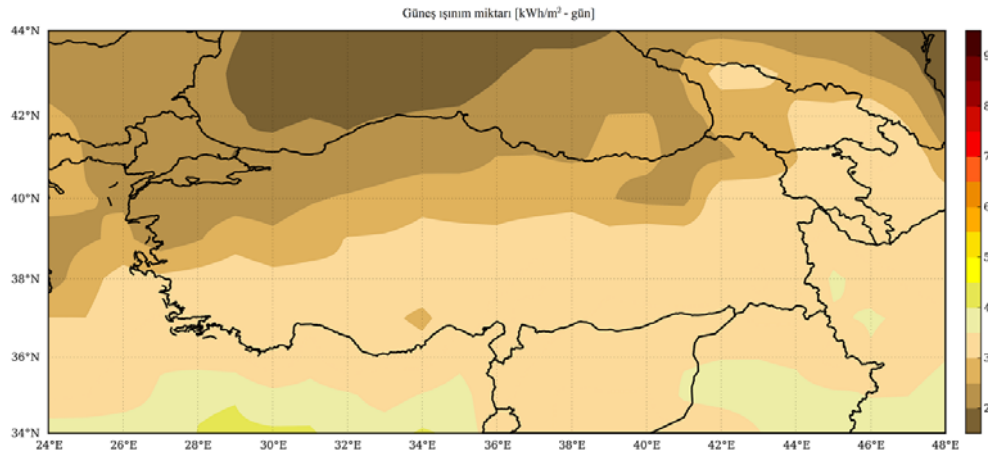
Şekil B.9. Eylül-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



Şekil B.10. Ekim-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



Şekil B.11. Kasım-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri



Şekil B.12. Aralık-günlük güneş enerjisi miktarının aylık ortalama değeri

EK-C. Bursa ili meteorolojik tasarım parametreleri (Anonim 2009b)

BURSA, Türkiye

WMO#: 171160

Enlem: 40.18N Boylam: 29.07E Rakım: 100 StdP: 100.13 Saat Dilimi: 2.00 (EUE) Periyot: 82-06 WBAN: 99999

Yıllık Isıtma ve Nemlendirme Tasarım Şartları

En Soğuk Ay	Isıtma DB		Nemlendirme DP/MCDB ve HR						En soğuk ay WS/MCDB				MCWS/PCWD	
	99.6%	99%	99.6%			99%			0.4%		1%		99.6% DB	
			DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD
1	-3.8	-2.2	-7.0	2.1	-1.5	-5.5	2.4	-0.1	8.6	12.3	7.7	11.5	1.1	80

Yıllık Soğutma, Nem Alma ve Entalpi Tasarım Şartları

En Sıcak Ay	En Sıcak Ay DB Aralığı	Soğutma DB/MCWB						Buharlaştırma WB/MCDB						MCWS/PCWD	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		0.4% DB	
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB	MCWS	PCWD
7	12.6	34.1	22.1	32.6	21.7	31.2	21.2	23.6	31.5	22.8	30.5	22.1	29.6	3.6	0

Nem Alma DP/MCDB and HR									Entalpi /MCDB						Saatler 8 - 4 & 12.8/20.6
0.4%			1%			2%			0.4%		1%		2%		
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	
21.0	15.9	28.4	20.1	15.0	27.2	19.3	14.3	26.3	71.0	31.6	67.9	30.7	65.1	29.5	838

Uç Değer Yıllık Tasarım Şartları

Yıllık Uç Değer WS			Uç Değer Max WB	Yıllık Uç Değer DB				Uç DB'nin n-Yıl Dönüş Periyot Değeri											
1%	2.5%	5%		Ortalama		Standart Sapma		n=5 yıl		n=10 yıl		n=20 yıl		n=50 yıl					
				Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max						
7.4	6.2	5.4	30.5	-7.8	38.1	3.5	1.9	-10.3	39.4	-12.3	40.5	-14.3	41.6	-16.8	43.0				

Aylık İklimsel Tasarım Şartları

	Tavğ	Yıllık												
		Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık	
Sıcaklıklar, Derece-Gün ve Derece Saat	Tavğ	14.5	5.4	5.8	8.3	13.1	17.5	21.7	24.2	24.3	20.5	15.8	10.4	7.0
	Sd		4.06	4.64	4.38	3.92	3.35	2.70	2.31	2.31	2.75	3.71	4.05	4.07
	HDD10.0	541	152	130	86	14	1	0	0	0	0	3	43	112
	HDD18.3	1987	401	351	311	163	57	4	0	0	11	97	240	353
	CDD10.0	2198	11	13	34	106	232	351	439	443	316	181	54	18
	CDD18.3	603	0	0	1	6	30	106	181	185	77	17	1	0
	CDH23.3	5987	0	0	13	83	329	1066	1839	1802	689	159	6	0
CDH26.7	2323	0	0	2	18	84	391	790	778	219	42	0	0	
Aylık Tasarım Kuru ve Ortalama Yaş Termometre Sıcaklıkları	0.4%	DB	19.4	20.8	25.1	29.1	32.1	34.7	37.4	35.9	33.6	30.2	23.9	19.9
		MCWB	12.1	11.9	15.4	17.9	20.9	22.2	22.4	22.8	22.8	20.7	19.1	16.2
	2%	DB	16.9	17.9	21.7	25.8	28.8	32.2	34.1	33.9	31.1	27.3	21.2	17.9
		MCWB	10.7	11.3	13.5	16.2	19.3	21.3	22.6	22.2	20.3	18.5	14.7	12.2
	5%	DB	14.5	15.9	19.0	23.1	26.8	30.6	32.2	32.2	29.1	24.8	19.2	15.7
		MCWB	10.1	10.5	12.4	15.3	18.4	20.7	21.9	21.8	19.8	17.6	13.7	11.0
10%	DB	12.0	13.5	16.1	20.8	24.9	29.0	30.9	30.9	27.2	22.3	17.0	13.0	
	MCWB	8.9	9.4	10.8	14.2	17.6	20.0	21.3	21.5	19.0	16.6	12.7	9.8	
Aylık Tasarım Yaş ve Ortalama Kuru Termometre Sıcaklıkları	0.4%	WB	12.7	13.2	16.0	18.7	21.8	23.7	24.8	24.9	23.0	21.1	17.0	14.0
		MCDB	17.6	18.4	23.8	26.4	30.5	31.6	33.0	33.4	31.0	28.0	22.6	18.5
	2%	WB	11.2	11.5	14.0	17.0	20.0	22.3	23.7	23.5	21.4	19.3	15.3	12.5
		MCDB	15.7	16.7	20.6	24.0	27.4	30.3	31.7	31.3	28.8	25.2	19.6	17.2
	5%	WB	10.1	10.5	12.5	15.7	18.9	21.4	22.9	22.7	20.4	18.1	14.2	11.2
		MCDB	14.0	15.4	18.4	22.0	25.6	29.0	30.6	30.3	27.2	23.6	17.9	14.9
10%	WB	9.0	9.4	11.1	14.4	17.9	20.6	22.1	22.0	19.6	17.0	13.2	10.1	
	MCDB	12.0	13.5	15.5	20.2	24.0	27.7	29.6	29.4	26.0	21.8	16.7	12.7	
Günlük Ortalama Sıcaklık Aralığı	5% DB	MDBR	7.3	8.2	9.4	10.7	11.7	12.4	12.6	12.6	12.7	10.7	9.1	7.0
		MCDBR	10.5	12.1	14.5	15.3	15.2	15.5	15.4	14.7	15.9	14.6	12.6	9.7
	5% WB	MCWBR	6.4	7.4	8.3	8.0	7.7	6.8	6.4	5.9	7.1	7.2	7.2	5.8
		MDBR	9.6	11.3	13.5	14.2	13.7	13.8	13.4	13.0	14.1	13.0	11.1	8.4
Açık Gökyüzü Güneş Işınımı	taub	taub	0.358	0.398	0.440	0.477	0.465	0.461	0.476	0.485	0.449	0.410	0.379	0.360
		taud	2.181	1.995	1.896	1.831	1.940	2.007	1.970	1.931	2.007	2.112	2.167	2.210
	Edh,noon	Ebn,noon	781	795	804	801	820	823	806	785	787	776	749	746
		Edh,noon	112	149	179	203	186	174	179	181	158	131	112	103

CDD _n	Soğutma derece-gün sayısı n°C. °C-gün	Lat	Enlem, °	Period	Tasarım şartlarının hesaplanmasında kullanılan yıllar
CDH _n	Soğutma derece-saat sayısı n°C. °C-saat	Long	Boylam, °	Sd	Günlük ortalama sıcaklık değeri standart sapması, °C
DB	Kuru termometre sıcaklığı, °C	MCDB	Ortalama bağ. kuru termometre sıcaklığı, °C	StdP	İstasyon rakımındaki standart basıncı, kPa
DP	Çiğ noktası sıcaklığı, °C	MCDBR	Ortalama bağ. kuru termometre sic. aralığı, °C	taub	Açık gökyüzünün normal ışınım optik derinliği
Ebn,noon	Gün ortasında gökyüzünün normal ve difüze yatay düzlem ışıma miktarı [W/m ²]	MCDB	Ortalama bağ. çiy noktası sıcaklığı, °C	taud	Açık gökyüzünün difüze ışınım optik derinliği
Edh,noon		MCWB	Ortalama bağ. yaş termometre sıcaklığı, °C	Tavğ	Ortalama sıcaklık, °C
Elev	Rakım, m	MCWBR	Ortalama bağ. yaş termometre sic. aralığı, °C	Time Zone	UTC'nin önce ya da sonrasındaki saatler ve zaman bölge kodları
Enth	Entalpi, kJ/kg	MCWS	Ortalama bağ. rüzgâr hızı, m/s	WB	Yaş termometre sıcaklığı, °C
HDD _n	Isıtma derece-gün sayısı n°C. °C-gün	MDBR	Ortalama kuru termometre sic. aralığı, °C	WBAN	Hava Büro Kara ve Hava Kuvvetleri numarası
Hours 8/4 & 12.8/20.6	DB'nin 12.8°C ve 20.6°C olduğu 8:00-16:00 saatleri arasındaki saat sayısı	PCWD	Hakim bağ. rüzgâr yönü, °	WMO#	Dünya meteorolojik organizasyon numarası
HR	Bağıl nem, g nem / kg kuru hava		0 = Kuzey, 90 = Doğu	WS	Rüzgâr hızı, m/s

EK-D. Örnek bir konut uygulamasının farklı iller için yıllık simülasyon sonuçları

Çizelge D.1. İllerin coğrafik ve iklimsel özellikleri

İL	Enlem	TS 825'e göre derece gün bölgesi	Yapı elemanlarının TS 825'e göre tavsiye edilen ısı geçiş katsayıları [W/m ² K]	
			Dış duvar	Pencere
Bursa	40.18 K	2. Bölge	0.6	2.8
İstanbul	40.97 K	2. Bölge	0.6	2.8
Ankara	40.12 K	3. Bölge	0.5	2.8
İzmir	38.52 K	1. Bölge	0.8	2.8
Antalya	36.87 K	1. Bölge	0.8	2.8
Adana	37.00 K	1. Bölge	0.8	2.8
Erzurum	39.95 K	4. Bölge	0.4	2.8
Samsun	41.28 K	2. Bölge	0.6	2.8
Gaziantep	37.08 K	2. Bölge	0.6	2.8
Diyarbakır	37.88 K	2. Bölge	0.6	2.8

Çizelge D.2. İstanbul ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

İSTANBUL	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımmındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	AYLAR	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma		Sıcak kullanım suyu	STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam
Ocak	3061	0	64	565	0	30	%18	%0	%47	-	65	0	3	68	910	391
Şubat	2680	0	74	763	0	56	%28	%0	%75	-	87	0	6	93	1251	538
Mart	2471	0	101	1035	0	86	%42	%0	%85	-	118	0	10	128	1713	736
Nisan	1191	0	116	1022	0	112	%86	%0	%97	-	117	0	13	130	1734	745
Mayıs	318	403	139	314	403	138	%99	%100	%100	0,28	36	48	16	100	906	389
Haziran	0	1044	152	0	938	152	%0	%90	%100	0,44	0	113	17	130	770	331
Temmuz	0	1462	177	0	1051	174	%0	%72	%99	0,45	0	126	20	146	850	365
Ağustos	0	1387	196	0	959	192	%0	%69	%98	0,43	0	115	22	137	825	355
Eylül	14	675	181	14	616	178	%100	%91	%98	0,41	2	74	20	96	623	268
Ekim	544	169	149	365	169	141	%67	%100	%94	0,27	42	20	16	78	863	371
Kasım	1531	0	108	608	0	80	%40	%0	%74	-	70	0	9	79	1052	452
Aralık	2411	0	73	549	0	45	%23	%0	%61	-	63	0	5	68	908	390
YILLIK	14221	5140	1530	5235	4136	1384	%56	%87	%86	0,38	600	496	157	1253	12405	5331

Çizelge D.3. Ankara ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

ANKARA	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımmındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	AYLAR	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma		Sıcak kullanım suyu	STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam
Ocak	4331	0	64	761	0	33	%18	%0	%51	-	87	0	4	91	1213	521
Şubat	3131	0	74	862	0	52	%28	%0	%70	-	98	0	6	104	1396	600
Mart	2318	0	101	1044	0	91	%45	%0	%91	-	119	0	10	129	1735	746
Nisan	1115	0	116	955	0	112	%86	%0	%97	-	109	0	13	122	1631	701
Mayıs	307	384	139	299	379	138	%97	%99	%100	0,27	34	46	16	96	870	374
Haziran	77	1079	152	77	1062	152	%100	%98	%100	0,4	17	127	9	153	918	394
Temmuz	0	1737	177	0	1470	176	%0	%85	%100	0,45	0	176	20	196	1086	467
Ağustos	0	1539	196	0	1369	195	%0	%89	%100	0,43	0	164	22	186	1058	454
Eylül	85	747	181	85	738	181	%100	%99	%100	0,34	10	89	21	120	800	344
Ekim	919	126	149	863	121	149	%94	%96	%100	0,17	99	15	17	131	1611	692
Kasım	2196	0	108	1246	0	97	%57	%0	%90	-	142	0	11	153	2053	822
Aralık	3654	0	73	510	0	40	%14	%0	%54	-	58	0	5	63	841	361
YILLIK	18133	5612	1530	6702	5139	1416	%64	%94	%88	0,34	773	617	154	1544	15212	6476

Çizelge D.4. İzmir ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

İZMİR	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes. kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	AYLAR	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma		Sıcak kullanım suyu	STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam
Ocak	2774	0	64	1061	0	51	%38	%0	%80	-	121	0	6	127	1700	730
Şubat	2308	0	74	1110	0	66	%48	%0	%89	-	127	0	8	135	1798	733
Mart	1803	0	101	1167	0	93	%65	%0	%93	-	133	0	11	144	1926	828
Nisan	633	241	116	603	238	115	%95	%99	%99	0,2	69	29	13	111	1225	526
Mayıs	35	964	139	35	922	138	%100	%96	%99	0,4	4	111	16	131	756	325
Haziran	0	1875	152	0	1238	152	%0	%66	%100	0,47	0	149	17	166	921	396
Temmuz	0	2812	177	0	1502	176	%0	%53	%100	0,49	0	180	20	200	1079	464
Ağustos	0	2541	196	0	1417	195	%0	%56	%100	0,48	0	170	22	192	1064	457
Eylül	9	1422	181	9	1217	180	%100	%86	%99	0,47	1	146	21	168	940	404
Ekim	333	494	149	327	488	149	%98	%99	%100	0,35	37	59	17	113	988	424
Kasım	1245	0	108	861	0	104	%69	%0	%96	-	98	0	12	110	1474	633
Aralık	2195	0	73	1027	0	59	%47	%0	%81	-	117	0	7	124	1661	714
YILLIK	11335	10349	1530	6200	7022	1478	%73	%79	%95	0,41	707	844	170	1721	15532	6634

Çizelge D.5. Antalya ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

ANTALYA	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımmındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	AYLAR	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma		Sıcak kullanım suyu	STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam
Ocak	2004	0	64	1136	0	52	%57	%0	%81	-	130	0	6	136	1816	780
Şubat	1739	0	74	1164	0	69	%67	%0	%94	-	133	0	8	141	1886	810
Mart	1418	0	101	1121	0	98	%79	%0	%98	-	128	0	11	139	1863	801
Nisan	548	174	116	544	174	115	%99	%100	%99	0,15	62	21	13	96	1100	473
Mayıs	38	895	139	38	884	138	%100	%99	%100	0,39	4	106	16	126	741	318
Haziran	0	1733	152	0	1221	152	%0	%70	%100	0,47	0	147	17	164	904	388
Temmuz	0	2925	177	0	1401	176	%0	%48	%100	0,48	0	168	20	188	1029	422
Ağustos	0	2831	196	0	1456	195	%0	%51	%100	0,48	0	175	22	197	1077	463
Eylül	5	1829	181	5	1335	181	%100	%100	%73	0,47	1	160	21	182	997	429
Ekim	113	863	149	111	822	149	%98	%95	%100	0,41	13	99	17	129	836	359
Kasım	826	56	108	773	50	107	%94	%89	%99	0,1	88	6	12	106	1372	589
Aralık	1621	0	73	1076	0	67	%66	%0	%91	-	123	0	8	131	1747	750
YILLIK	8312	11306	1530	5968	7343	1499	%84	%82	%95	0,37	682	882	171	1735	15368	6582

Çizelge D.6. Adana ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

ADANA	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımmındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu		STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam	CO ₂ sal. azal. [kg]
Ocak	2412	0	64	969	0	47	%40	%0	%73	-	111	0	5	116	1553	667
Şubat	1850	0	74	1240	0	69	%67	%0	%93	-	142	0	8	150	2001	860
Mart	1216	0	101	1024	0	99	%84	%0	%99	-	117	0	11	128	1716	737
Nisan	350	293	116	346	287	115	%99	%98	%100	0,24	40	34	13	87	859	369
Mayıs	34	1204	139	34	1079	138	%100	%90	%100	0,44	4	129	16	149	839	361
Haziran	0	1848	152	0	1208	152	%0	%65	%100	0,47	0	145	17	162	896	385
Temmuz	0	2894	177	0	1299	176	%0	%45	%100	0,48	0	156	20	176	964	414
Ağustos	0	2902	196	0	1403	196	%0	%48	%100	0,48	0	168	22	190	1049	451
Eylül	5	1949	181	5	1225	181	%100	%63	%100	0,46	1	147	21	169	939	403
Ekim	19	1015	149	19	870	149	%100	%86	%100	0,41	2	104	17	123	721	310
Kasım	820	97	108	718	97	107	%88	%100	%99	0,13	82	12	12	106	1313	564
Aralık	1921	70	73	964	0	62	%50	%0	%85	-	110	0	7	117	1570	674
YILLIK	8627	12272	1530	5319	7468	1491	%81	%74	%96	0,39	609	895	169	1673	14420	6195

Çizelge D.7. Erzurum ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

ERZURUM	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımmındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu		STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam	CO ₂ sal. azal. [kg]
Ocak	5868	0	64	493	0	29	%8	%0	%46	-	56	0	3	59	799	343
Şubat	4981	0	74	780	0	45	%16	%0	%61	-	89	0	5	94	1261	542
Mart	4083	0	101	1028	0	79	%25	%0	%78	-	118	0	9	127	1692	727
Nisan	2050	0	116	1376	0	106	%67	%0	%91	-	157	0	12	169	2265	973
Mayıs	1026	0	139	983	0	138	%96	%0	%99	-	112	0	16	128	1713	736
Haziran	314	297	152	314	297	152	%100	%100	%100	0,23	36	36	17	89	871	374
Temmuz	36	944	177	36	929	175	%100	%99	%99	0,39	4	112	20	136	820	352
Ağustos	28	1050	196	28	1027	196	%100	%98	%100	0,39	3	123	22	148	890	382
Eylül	490	155	181	416	150	179	%85	%97	%99	0,15	48	18	20	86	990	426
Ekim	1661	0	149	1281	0	142	%77	%0	%95	-	146	0	16	162	2176	935
Kasım	3315	0	108	839	0	84	%25	%0	%78	-	96	0	10	106	1410	606
Aralık	5126	0	73	476	0	32	%9	%0	%43	-	54	0	4	58	776	334
YILLIK	28978	2446	1530	8050	2403	1357	%59	%99	%82	0,29	919	289	154	1362	15663	6730

Çizelge D.8. Samsun ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

SAMSUN	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımmındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	AYLAR	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma		Sıcak kullanım suyu	STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam
Ocak	2683	0	64	576	0	36	%21	%0	%56	-	66	0	4	70	936	402
Şubat	2484	0	74	793	0	52	%32	%0	%70	-	91	0	6	97	1292	555
Mart	2494	0	101	957	0	80	%38	%0	%80	-	109	0	9	118	1585	681
Nisan	1455	0	116	1122	0	114	%77	%0	%99	-	128	0	13	141	1889	812
Mayıs	587	159	139	496	158	135	%84	%100	%98	0,18	57	19	15	91	1050	451
Haziran	36	764	152	36	702	152	%100	%92	%100	0,38	4	84	17	105	663	285
Temmuz	0	1445	177	0	893	175	%0	%62	%99	0,44	0	107	20	127	767	329
Ağustos	0	1470	196	0	973	194	%0	%66	%99	0,44	0	117	22	139	843	362
Eylül	16	661	181	16	587	179	%100	%89	%99	0,41	2	70	20	92	612	263
Ekim	549	171	149	400	147	142	%73	%86	%95	0,29	46	18	16	80	907	390
Kasım	1396	0	108	829	0	95	%59	%0	%88	-	95	0	11	106	1413	607
Aralık	2208	0	73	629	0	49	%29	%0	%66	-	72	0	6	78	1036	455
YILLIK	13908	4607	1530	5854	3460	1403	%61	%83	%87	0,36	670	415	159	1244	12993	5592

Çizelge D.8. Gaziantep ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

GAZİANTEP	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımmındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu		STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam	CO ₂ sal. azal. [kg]
Ocak	3729	0	64	819	0	40	%22	%0	%63	-	94	0	5	99	1312	564
Şubat	2982	0	74	1165	0	54	%39	%0	%73	-	133	0	6	139	1863	801
Mart	2250	0	101	1266	0	92	%56	%0	%92	-	145	0	11	156	2077	892
Nisan	868	70	116	751	66	113	%87	%94	%98	0,08	86	8	13	107	1357	583
Mayıs	203	739	139	203	729	137	%100	%99	%99	0,36	23	87	16	126	909	391
Haziran	0	1660	152	0	1288	152	%0	%78	%100	0,47	0	155	17	172	951	408
Temmuz	0	2719	177	0	1472	176	%0	%54	%100	0,47	0	177	20	197	1071	460
Ağustos	0	2619	196	0	1520	196	%0	%58	%100	0,47	0	182	22	204	1124	483
Eylül	0	1439	181	0	1282	181	%0	%100	%89	0,46	0	154	21	175	973	418
Ekim	429	375	149	420	371	149	%98	%99	%100	0,26	48	44	17	109	1068	459
Kasım	1905	0	108	1261	0	97	%66	%0	%90	-	144	0	11	155	2077	892
Aralık	3193	0	73	981	0	54	%31	%0	%74	-	112	0	6	118	1583	680
YILLIK	15559	9621	1530	6866	6728	1441	%62	%83	%90	0,37	785	807	165	1757	16365	7031

Çizelge D.9. Diyarbakır ili şartlarında örnek bir konut için bir yıllık simülasyon sonuçları

DİYARBAKIR	İhtiyaç duyulan enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisinden elde edilen enerji miktarı [kWh]			Güneş enerjisi ile ihtiyacın karşılanma oranı [%]			Soğ. tes. kat. [-]	Tasarruf miktarı [TL]				CO ₂ salımmındaki azalma miktarı ve petrol eşdeğeri	
	AYLAR	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Isıtma	Soğutma		Sıcak kullanım suyu	STK	Isıtma	Soğutma	Sıcak kullanım suyu	Toplam
Ocak	4059	0	64	1072	0	44	%26	%0	%69	-	122	0	5	127	1705	733
Şubat	3065	0	74	1302	0	63	%42	%0	%85	-	149	0	7	156	2087	897
Mart	1960	0	101	1480	0	96	%75	%0	%96	-	169	0	11	180	2409	1035
Nisan	715	160	116	697	159	115	%97	%100	%99	0,15	80	19	13	112	1326	570
Mayıs	97	959	139	95	915	138	%98	%95	%100	0,37	11	110	16	137	846	364
Haziran	0	2217	152	0	1394	152	%0	%63	%100	0,47	0	167	17	184	1007	432
Temmuz	0	3728	177	0	1645	176	%0	%44	%100	0,49	0	197	20	217	1156	497
Ağustos	0	3495	196	0	1773	196	%0	%51	%100	0,49	0	213	22	235	1247	536
Eylül	0	1890	181	0	1419	181	%0	%75	%100	0,45	0	170	21	191	1047	450
Ekim	334	595	149	320	578	149	%96	%97	%100	0,31	37	69	17	123	1026	441
Kasım	1872	0	108	1354	0	101	%94	%0	%72	-	155	0	12	167	2224	956
Aralık	3213	0	73	1237	0	58	%38	%0	%79	-	141	0	7	148	1979	850
YILLIK	15315	13044	1530	7557	7883	1469	%71	%75	%92	0,39	864	945	168	1977	18059	7761

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Bilsay PASTAKKAYA
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa, 03.02.1982
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Yalova (Y.D.A.L) Lisesi, 1999
Lisans : U.Ü. Müh. Mim. Fakültesi, Makine Müh. Bölümü, 2003
Yüksek Lisans : U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Müh. A.B.D., 2005

Çalıştığı Kurum ve Yıl : U.Ü.Orhangazi Meslek Yüksekokulu, Öğr. Gör., (2008-)
İletişim (e-posta) : bilsay@uludag.edu.tr

Yayınlar:

Pastakkaya B., Yamankaradeniz N., Coşkun S., Kaynaklı Ö., Yamankaradeniz R. 2012. Experimental Analysis of a Solar Absorption System with Interior Energy Storage. *Journal of Energy in Southern Africa* 23: 39-49.

Pastakkaya B., Yamankaradeniz N., Coşkun S., Kaynaklı Ö., Yamankaradeniz R. 2011. Bursa İli İçin Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sisteminin Deneysel Analizi. Uludağ Üniversitesi Ar-Ge Günleri Poster Bildiri, Bursa

Pastakkaya B., Yamankaradeniz N., Coşkun S. 2011. Binaların Soğutulmasında Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Isı Pompasının Deneysel İncelenmesi. *İklim 2011 Ulusal İklimlendirme Kongresi ve Fuarı, Antalya.*

Yamankaradeniz R., Pastakkaya B., Yamankaradeniz N., Coşkun S., Kaynaklı Ö., 2011. Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma-Isıtma Teknolojileri Laboratuvarı, Uludağ Üniversitesi Ar-Ge Günleri Poster Bildiri, Bursa.

Pastakkaya B., Ünlü K., Yamankaradeniz R. 2008. Isıtma ve Soğutma Uygulamalarında Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Sistemler. *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi*, 57: 25-32.

Pastakkaya B., Ünlü K., Horuz İ. 2007. Deneysel Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sistemi İçin Toprak Isı Değiştiricisi Hesabı. *İklim 2007 Ulusal İklimlendirme Kongresi ve Fuarı, Antalya*, 405-411.