



EGE ÜNİVERSİTESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**MİKRO ÖLÇEKLİ BİR GÜNEŞ ENERJİLİ
ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN
TASARIMI VE PERFORMANS ANALİZİ**

Koray SEVİNÇ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Koray ÜLGEN

Güneş Enerjisi Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu : 625.05.01

Sunuş Tarihi : 04.08.2014

Bornova-İZMİR

2014

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

**MİKRO ÖLÇEKLİ BİR GÜNEŞ ENERJİLİ
ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN
TASARIMI VE PERFORMANS ANALİZİ**

Koray SEVİNÇ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Koray ÜLGEN

Güneş Enerjisi Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu: 625.05.01

Sunuş Tarihi : 04.08.2014

**Bornova-İZMİR
2014**

Koray SEVİNÇ tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan “**Mikro Ölçekli Bir Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve Performans Analizi**” başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve/...../2014 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı :

Raportör Üye :

Üye :

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI**

E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Mikro Ölçekli Bir Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı ve Performans Analizi” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

.... / / 2014

Koray SEVİNÇ

ÖZET**MİKRO ÖLÇEKLİ BİR GÜNEŞ ENERJİLİ ABSORPSİYONLU
SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI VE PERFORMANS ANALİZİ**

SEVİNÇ, Koray

Yüksek Lisans Tezi, Güneş Enerjisi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Koray ÜLGEN

Ağustos 2014, 65 sayfa

Bu çalışmada güneş enerjisi kaynaklı mikro ölçekli ve tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi İzmir koşullarında bulunan bir laboratuvar için tasarlanmıştır. Öncelikle ilgili mekânın çalışma koşulları incelenmiş ve en kötü durum senaryosu için soğutma yükü hesaplanmıştır. Soğutma yükü ve baz alınan tasarım parametreleri göz önüne alınarak soğutma makinasının bileşenlerinin kapasiteleri hesaplanmış ve boyutlandırmaları gerçekleştirilmiştir. LiBr-Su çözeltisi kullanılan bu sistemdeki generatör yüküne göre gerekli olan vakum tip ısı borulu güneş enerjisi toplayıcısı ihtiyacı hesaplanmıştır. İzmir ili için soğutma sezonundaki ayları temsil eden günler için saatlik sıcaklık ve ışıyım verileri alınarak farklı koşullardaki yük değişimleri ve faydalanma oranları Matlab yazılımında oluşturulmuş modellerle hesaplanmıştır.

Çalışma sonucunda absorpsiyonlu soğutma çevriminin COP değeri 0.81 bulunmuştur. Sistemde değişken debili pompa kullanılarak COP stabilitesinin sağlanması hedeflenmiştir. Tasarım noktasına göre sistem bileşenlerinin maksimum yük değişimleri incelenmiş ve ifade edilmiştir.

Anahtar Sözcükler: Güneş enerjisi, absorpsiyon, soğutma, lityum bromür, Matlab, mikro ölçek.

ABSTRACT**DESIGN AND PERFORMANCE ANALYSIS OF A MICRO SCALE
SOLAR ASSISTED ABSORPTION CHILLER**

SEVİNÇ, Koray

MSc in Department of Solar Energy.

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Koray ÜLGEN

August 2014, 65 pages

In this study, a micro scale single stage solar absorption chiller was designed for a laboratory located in Izmir. Firstly, the cooling load calculations were carried out for the worst case scenario of the laboratory. The capacities of the components of the absorption chiller were calculated with respect to design parameters and the estimated cooling load. Sizing of the components was carried out. The required amount of vacuum type solar collectors is calculated for the generator of the LiBr-water absorption chiller. Load variations and utilization ratios were calculated for temperature and irradiance data on hourly basis for the average days of the months in the cooling period. A mathematical model which is implemented in Matlab software was used for calculations.

As a result of the study, COP of the absorption chiller was found to be 0.81. A variable flow rate pump is planned to be used in the system to sustain stability of COP. The load differences on the system components with regard to design conditions are also reported.

KeyWords:Solar energy, absorption, cooling, lithumbromide, Matlab, micro scale.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans öğrenim sürecimin başlamasıyla birlikte tanıştığım, bu süreçte bana hiçbir konuda desteğini esirgemeyen ve tecrübelerini paylaşmaktan çekinmeyen tez danışmanım Sayın Yrd.Doç.Dr. Koray ÜLGEN'e teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim. Tez çalışmasında kullandığım nümerik modelin oluşturulmasındaki emekleri için NIT Hamirpur Makina Mühendisliği Bölümü'nden Sayın Tanmay AGRAWAL'a teşekkürlerimi sunarım. Yine tez çalışmamda bana Matlab lisansı sağlayan Figes A.Ş.'ye bir çalışanı olarak teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca yüksek lisans programına başlamamdaki yönlendirme ve desteklerinden dolayı Teks-Tar Güneş Enerjileri Ltd. Şti. Müdürü Sayın Prof.Dr. Işık TARAKÇIOĞLU'na teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Hayatım boyunca yanımda olan ve desteklerini benden hiç esirgemeyen değerli aileme özellikle bu çalışma sürecinde verdikleri motivasyon ve destek için ayrıca teşekkür ederim.

İZMİR, 2014
Ağustos

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
TEŞEKKÜR	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	3
3. GÜNEŞ ENERJİSİ VE SOĞUTMA TEKNOLOJİLERİ	13
3.1 Güneş Enerjisi	13
3.2 Güneş Enerjisi Toplayıcıları.....	15
3.3 Soğutma Sistemleri ve Güneş Enerjili Uygulamaları.....	15
3.3.1 Güneş enerjisi kaynaklı termo-mekanik soğutma çevrimi.....	18
3.3.2 Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma çevrimi.....	18
3.3.3 Güneş enerjisi kaynaklı adsorpsiyonlu soğutma çevrimi.....	19
3.3.4 Güneş enerjisi kaynaklı desikant soğutma çevrimi	20
4. GEREÇ VE YÖNTEM.....	22
4.1 Gereç.....	22
4.1.1 İncelenen mekânın özellikleri	22
4.1.2 Laboratuvarı oluşturan yapının termofiziksel özellikleri	23
4.1.3 Laboratuvar içerisindeki ısı kaynakları	25
4.1.4 Absorpsiyonlu çevrim yapısı.....	26
4.1.5 Güneş enerjisi toplayıcısı	28
4.2 Yöntem	28
4.2.1 Soğutma yükünün hesaplanması	28
4.2.2 Termodinamik çevrimin tasarımı ve sistem elemanlarının boyutlandırılması	31

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

4.2.3 Güneş enerjisi toplayıcı kapasitesinin belirlenmesi	35
4.2.4 Absorpsiyonlu çevrim Matlab modelinin altyapısı	35
5. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	42
5.1 Soğutma Yüğü Hesabı	42
5.2 Termodinamik Çevrimin Tasarımı ve Sistem Elemanlarının Boyutlandırılması.....	45
5.3 Güneş Enerjisi Toplayıcı Kapasitesinin Belirlenmesi	48
5.4 Absorpsiyonlu Çevrim Matlab Modelinin Uygulanması.....	50
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	58
KAYNAKLAR DİZİNİ	61
EKLER	

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Althengstett’de kurulu desikant sistem.....	6
2.2. Mataro’da kurulu desikant sistem.....	7
2.3. Şangay’da kurulu desikant sistem.	8
2.4. Mardin’de konuşlanmış beş villa için oluşturulan sistem.....	9
2.5. COP değerinin arttırılmasında kullanılan ek sistem	9
2.6 Hibrit soğutma ve havalandırma sistemi.	11
3.1. Soğutma makinası şematiği	16
3.2. (a) Ters Carnot çevrimi ve (b) T-s diyagramı.....	17
3.3. Güneş enerjisi kaynaklı termo-mekanik soğutma çevrimi	18
3.4. Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma çevrimi	19
3.5. Güneş enerjisi kaynaklı adsorpsiyonlu soğutma çevrimi	20
3.6. Güneş enerjisi kaynaklı desikant soğutma çevrimi	21
4.1. Laboratuvarın katı modeli.....	22
4.2. Laboratuvar tabanı ölçüleri.....	23
4.3. Yan duvar hâkim kesit yapısı	24
4.4. Laboratuvarda kullanılan boylerin ölçülendirilmesi.....	26
4.5. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi	27
4.6. Çevrimdeki generatör bileşeninin şematik gösterimi.	32
4.7. Çevrimdeki ısı değiştirici bileşeninin şematik gösterimi.	32
4.8. Çevrimdeki evaporatör bileşeninin şematik gösterimi.	32
4.9. Çevrimdeki kondenser bileşeninin şematik gösterimi.	33
4.10. Çevrimdeki absorber bileşeninin şematik gösterimi.	33
4.11. Absorpsiyonlu çevrim Matlab modelinin şematiği	36
4.12. Absorpsiyonlu çevrim Matlab modelinin algoritması.	37
4.13. IF-97 standardına göre 5 bölgeye ayrılmış P-T diyagramı.....	39
5.1. Güneş enerjisi toplayıcı verim eğrisi.	49
5.2. Soğutma sezonu aylara göre saatlik ısıtım değerler.....	51
5.3. Soğutma sezonu aylara göre saatlik soğutma yükleri.....	52
5.4. Soğutma sezonu aylara göre saatlik evaporatör yükleri.	53

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.5. Soğutma sezonu aylara göre saatlik kondenser yükleri.	53
5.6. Soğutma sezonu aylara göre saatlik absorber yükleri.	54
5.7. Soğutma sezonu aylara göre saatlik generatör yükleri.	54
5.8. Soğutma sezonu aylara göre saatlik soğutkan debileri.	55
5.9. Soğutma sezonu aylara göre saatlik pompa debileri.	56
5.10. Soğutma sezonu aylara göre saatlik faydalanma oranı değişimi.	56

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Absorpsiyonlu sistemlerin karşılaştırılması.....	6
2.2. Üç farklı sistemin performans değerleri	8
3.1. İklim tiplerine göre düzeltme parametreleri.	14
4.1. Laboratuvar yapısının katman bilgileri ve ısı iletim katsayıları.	24
4.2. Laboratuvar komşu ortam verileri.	25
4.3. Isı kaynakları.	25
4.4. Boylerin ölçüleri ve diğer özellikleri.	26
4.5. Dört farklı çalışmada kullanılan tasarım parametreleri.	27
4.6. Çalışmada kullanılan tasarım parametreleri	28
4.7. Vitosol 300-T'nin özellikleri.	28
4.8. Dış ortam hesap sıcaklığına bağlı bir saatteki hava değişimi (ACH).....	30
4.9. Çevrim bileşenleri için literatürde verilen ortalama ısı transfer katsayıları ...	35
4.10. Entalpi eşitliği sabitleri.	38
4.11. Sıcaklık ve basınç eşitliklerinde kullanılan sabit değerleri.....	38
5.1. Laboratuvar için efektif ısı iletim katsayısı hesabı.	42
5.2. Taşınımına bağlı termal direnç hesabı.	43
5.3. İletime bağlı termal direnç hesabı.....	43
5.4. İletim ve taşınım ile gerçekleşen ısı kazancı hesabı.	44
5.5. Boylerden ortama gerçekleşen ısı kazancı hesabı.	44
5.6. Laboratuvar içerisindeki ısı kaynakları.	44
5.7. Enfiltrasyonla ısı kazancı hesabı.	45
5.8. Toplam pik soğutma yükü hesabı.	45
5.9. Evaporatör kapasitesi hesabı.....	45
5.10. Termodinamik çevrim hal noktaları ve özellikleri.	47
5.11. Sistem bileşenlerinin ısı kapasite değerleri.	48
5.12. Sistem bileşenlerinin logaritmik ortalama sıcaklık değerleri.	48
5.13. Sistem bileşenlerinin boyutlandırılması.	48

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
5.14. Güneş enerjisi toplayıcı kapasitesi hesabı.....	49
6.1. Aylara göre saatlik ısıtım ve sıcaklık değişimi.	58
6.2. Sistem bileşenlerinin tasarım noktasına göre aylık bazda maksimum değişim miktarları ve oranları.	59

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
β	Eğim açısı ($^{\circ}$)
η	Termal verim, (-)
A	Yüzey alanı, (m^2)
C_p	Isıl kapasite, (kJ/kgK)
d	Kalınlık, (cm)
FO	Faydalanma oranı, (%)
h	Isıl taşınım katsayısı, (W/m^2K)
H	Yükseklik, (m)
I	Güneş ışınlamı, (W/m^2)
k	Isıl iletim katsayısı, (W/mK)
$\dot{m}$	Kütleli debi, (kg/sn)
Nu	Nusselt sayısı, (-)
$\dot{Q}$	Isıl yük, (W)
P	Basınç, (kPa)
Pr	Prandtl sayısı, (-)
R	Yarıçap/Isıl direnç, (cm, K/W)
Re	Reynolds sayısı, (-)
T	Sıcaklık, ($^{\circ}C$)
U	Ortalama ısı transfer katsayısı, (W/m^2K)
V	Hacim, (m^3)
$\dot{W}$	İş yükü, (W)
X	Konsantrasyon oranı, (-)
<u>Kısaltmalar</u>	
ABD	Amerika Birleşik Devletleri
ACH	Saatlik hava değişimi
ASHRAE	Amerikan Tesisat Mühendisleri Derneği
CFC	Kloroflorokarbon
COP	Performans katsayısı
HCFC	Hidrokloroflorokarbon

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
HFC	Hidroflorokarbon
IAPWS	Uluslararası Su ve Buhar Özellikleri Kurumu
IPCC	Hükümetler Arası İklim Değişikliği Paneli
TEWI	Toplam eşdeğer ısınma etkisi
TÜV	Teknik Denetim Kurumu
<u>Alt indisler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Absorber
E	Evaporatör
G	Generatör
H	Yüksek
K	Kondenser
L	Düşük
SM	Soğutma Makinası

1. GİRİŞ

21. yüzyılın başından bu yana ortalama global sıcaklık 0,6 K artmıştır ve 2100 sonuna kadar 1,4-4,5 K kadar daha artacağı beklenmektedir (Birleşmiş Milletler – Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli (IPCC), 2001). Küresel ısınmanın yavaşlatılması ya da engellenmesi için birçok proje hayata geçirilmektedir. Bu kapsamda yapılan Kyoto Protokol’ünde endüstriyelleşmiş ülkelerin, sera gazı emisyonlarını 1990 yılındaki emisyonlarına göre %5,2 oranla düşürmeleri gerekmektedir (Kim ve Ferreira, 2008).

Küresel ısınmanın temel sebebi sera gazlarının atmosfere salınması ve bu gazların daha çok ısıyı absorbe ederek geri yansımaları engellemeleridir. Sera gazlarının önemli bir kısmını oluşturan CO₂ ve CO gazları ise yanma ürünüdür. Üretilen elektriğin %80’inin yanma sonucunda fosil yakıtlardan elde edildiği dikkate alınmalıdır. Elektriğin ise çok önemli bir kısmı soğutma ve havalandırmada kullanılmaktadır (Fong vd., 2010, 2011).

Diğer taraftan fosil yakıt rezervlerinin azalmasına bağlı olarak fiyatları sürekli artmaktadır. Bunun sonucunda ise alternatif enerji kaynaklarını araştırmak birçok insanın hedefi olmuştur. Yenilenebilir enerji kaynakları bu noktada ön plana çıkmaktadır.

Soğutma uygulamaları perspektifinden bakıldığında, yaygın enerji kaynağının elektrik enerjisi olduğu gözlemlenmektedir. Elektriğin elde edilmesi sürecinde çevreye yayılan sera gazları bilinmektedir. Ayrıca, konvansiyonel soğutma uygulamalarında soğutucu akışkan olarak kullanılan ve ozon tabakasının zayıflamasına sebep olarak küresel ısınmanın artmasına neden olabilmektedir. Getirilen yönetmeliklerle geçmişte kullanılan birçok CFC (Chloro Fluoro Carbon), HFC (Hydro Fluoro Carbon) ve HCFC (Hydro Chloro Fluoro Carbon) gazlarının kullanımı yasaklanmıştır. Çevreye daha az zararı olan ve soğutma verimini arttırabilecek gazların araştırılması birçok insanın çalışma konusu olmuştur.

Soğutma teknolojilerinin uygulama alanları; gıda işleme tesisleri, mekan havalandırılması, farmakolojik ürünlerin saklanması ve gıda lojistiği gibi sıralanabilir. Bu kadar geniş uygulama alanı bulması nedeniyle de küresel ısınmanın önüne geçilmesinde dikkat edilmesi gereken öncelikli sektörlerin başında gelmektedir.

Yenilenebilir enerji uygulamaları incelendiğinde güneş enerjisinin diğer yenilenebilir enerji uygulamalarına göre daha kolay uygulanabildiği ve daha düşük kurulum maliyetlerine sahip olması nedeniyle, özellikle son yüzyılda ön plana çıkmıştır. Güneş enerjisinin en büyük ve birincil uygulama alanları ise uygulama pratikliği nedeniyle su ve ortam ısıtılması olmuştur. Fakat güneş ışıınımı mevsimler arasında önemli oranda değişmektedir ve kış mevsiminde en az olmaktadır. Zaten bu sebepten ısıtma ihtiyacı doğmaktadır. Dolayısıyla, ortam ısıtılmasına en çok ihtiyaç duyulan dönemlerde güneş ışıının ve süresinin düşük olması nedeniyle bu sistemler ortam ısıtılmasında verimli olarak kullanılamamaktadır.

Güneş ışıının en yoğun ve en uzun süreli olduğu yaz dönemlerinde ise ortam ısıtma ihtiyacı olmamakta tersine, soğutma ihtiyacı oluşmaktadır. Güneşten gelen enerjinin soğutmada kullanılması için farklı birçok sistem bulunmaktadır. Bu uygulamalar dört ana başlıkta toplanabilir (Sevinç ve Güngör, 2012):

- Güneş enerjisi kaynaklı termo-mekanik soğutma çevrimi
- Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma çevrimi
- Güneş enerjisi kaynaklı adsorpsiyonlu soğutma çevrimi
- Güneş enerjisi kaynaklı desikant soğutma çevrimi

Bu çalışma kapsamında ise küçük bir laboratuvarın soğutma yükünü karşılayacak mikro ölçekli bir güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmıştır. LiBr-su ikilisinin kullanılacağı soğutma makinası vakum tip güneş enerjisi toplayıcılarıyla birlikte kullanılmıştır. Tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansı Matlab yazılımıyla bir termodinamik çevrim modeli kullanılarak gözlemlenmiştir. Sistemdeki pompa ve soğutkan debisinin değişken olduğu yaklaşımı yapılmıştır, böylelikle COP sabitlenmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri 1950'lerde ticari amaçla ABD'de ve Japonya'da üretilmeye başlandı ve konvansiyonel buhar sıkıştırırmalı soğutma makinalarının ilk yatırım maliyetlerinin azalması sonucu popülerliğini kaybetmiştir. Bu alanda akademik çalışmalar sürmekte olup, ağırlıklı uygulama alanını endüstriyel alanlar oluşturmaktadır.

Geçmişten bugüne, literatürde bulunan absorpsiyonlu soğutma sistemleriyle ilgili çalışmalar araştırılmıştır.

Lübnan'ın Beyrut şehrinde konuşlanmış bir konutun güneş enerjisiyle soğutulması amacıyla güneş enerjisi destekli lityum bromür – su akışkan çifti kullanılan absorpsiyolu soğutma sisteminin analitik tasarımı yapılmıştır. Bu bölgedeki iklim koşulları dikkate alınarak çevrimin modellenmesi ve performans değerlendirmesinin yapılabilmesi için simülasyon yazılımı yapılmıştır. Yazılımın sonuçlarına göre, sistemin 23,3 m² güneş enerjisi toplayıcısı alanına, yaklaşık 1500 lt kapasitede su tankına ihtiyacı olduğu görülmüştür. Ayrıca, yaklaşık 14,5 kW generatör yüküne karşılık, güneş enerjisiyle yaklaşık 85°C'de sıcak su elde edilmesiyle absorpsiyonlu soğutma sistemi için kabul edilebilir işletme oranı yakalanmaktadır (Ghaddar vd., 1997).

Mendes vd. (1998), yaptıkları çalışmada güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu ısı pompalarında parabolik odaklı güneş enerjisi toplayıcılarının kullanılması durumunda, gerek duyulan yüzey alanının azalmasıyla daha az toplayıcı kullanılması ve bu sayede bu sistemlerin binalarda uygulanabilir hale gelebildiğini vurgulamışlardır. Tek etkili sistemlerin düşük COP değerlerine sahip olmasından dolayı atık ısı ya da güneş enerjili sistemler olmadan kullanılmaması gerektiğini, böyle bir durumda ise iki ve daha çok etkili absorpsiyonlu ısı pompalarının kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Li ve Sumathy (2000), literatürdeki güneş enerjili LiBr-Su akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu ısı pompalarını incelemişler ve çalışmalarında en önemli tasarım parametresinin generatör giriş sıcaklığı olduğunu belirtmişlerdir. Çift etkili

absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin COP değerlerinin tek etkili absorpsiyonlu sistemlerinden daha yüksek olduğunu vurgulamışlardır.

Li ve Sumathy (2000), yaptıkları bir çalışmada LiBr-Su akışkan çifti kullanılan bir güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu sunulmuştur. Çalışmada, farklı kapasitede su depolama tankları kullanılmış ve sistem verimleri incelenmiştir. Sistemdeki depolama tankının ikiye bölünmesiyle COP değerine olan etkisi incelenmiştir. Güneş ışıınının düşük olduğu zaman dilimlerinde yalnızca üst depolama tankı çalıştırılırken, yüksek ışıınlı zaman dilimlerinde üst ve alt depolama tankları birlikte çalıştırılmıştır. Bu yaklaşımla kurulan sistemle düşük ışıında daha çabuk soğutma etkisi sağlanabilmektedir. Ayrıca, sistemin genel soğutma veriminin yükseldiği de gözlemlenmiş ve bu uygulamanın kullanılması önerilmiştir.

Florides vd. (2002), Trnsys yazılımını kullanarak güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonunu yapmışlardır. Kıbrıs'taki bir ev için ayrı ayrı düzlemsel, parabolik ve vakum tüplü güneş enerjisi toplayıcıları modellenerek etkileri gözlemlenmiştir. Simülasyonu yapılan, saatlik maksimum 40 MJ soğutma yükü ve 51,6 MJ ısıtma yükü olan mahalin 15 m² yüzey alanına sahip 30° eğimde parabolik güneş enerjisi toplayıcılarıyla ve 600 lt sıcak su depolama tankından oluştuğunda optimum olduğu gözlemlenmiştir.

Kalogirou ve Florides (2002), yaptıkları çalışmada, LiBr-Su akışkan çifti kullanılan bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin küresel ısınmaya olan etkisinin incelenmesi için soğutma makinasını Trnsys yazılımıyla Kıbrıs için oluşturulan meteorolojik verileri kullanarak modellemiştir. Toplam eşdeğer ısınma etkisi (TEWI) sistem için hesaplanmış olup, buhar sıkıştırımlı çevrimle çalışan sistemlerle karşılaştırılmıştır. Güneş enerjisi destekli sistemin TEWI değeri 107,200 kg CO₂ olarak bulunmuş olup buhar sıkıştırımlı sistemlerin TEWI değeri olan 132,800 kg CO₂ den düşük olduğu görülmüştür.

Syed vd. (2005), yayınladıkları çalışmada, Madrid'de konuşlanmış bir ev için tasarlanmış güneş enerjili tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin yaz dönemi için gerçekleştirdikleri deneysel sonuçları sunmuşlardır. 35 kW soğutma kapasitesine sahip makina için 49,9 m² yüzey alanına sahip düzlemsel güneş

enerjisi toplayıcısı kullanılmıştır. LiBr-Su akışkan çiftiyle kullanılan makinenin soğutma yükünün maksimum olduğu gün için ortalama toplayıcı verimi %50 olup COP değeri %42 olarak hesaplanmıştır.

Assilzadeh vd. (2005), Malezya koşullarında güneş enerjili bir absorpsiyonlu soğutma sistemini Trnsys yazılımıyla modellemişlerdir. LiBr-Su akışkan çifti kullanılan optimum sistemin 3,5 kW kapasitesindeki soğutma makinası ve 20° eğimli 35 m² yüzey alanına sahip vakum tüplü güneş enerjisi toplayıcılarıyla oluşacağı belirlenmiştir.

Kılıç ve Kaynaklı (2007), yayınladıkları çalışmada tek etkili bir LiBr-Su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansına çalışma parametrelerinin etkilerini görmek üzere termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kullanarak sistemin analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, generatör ve evaporatör sıcaklıklarındaki artışla sistem performansının arttığını diğer yandan, kondenser ve absorber sıcaklığındaki artışla performansın azaldığını belirtmişlerdir. En yüksek ekserji kaybı yaratan sistem elemanının generatör olduğu gözlemlenmiştir.

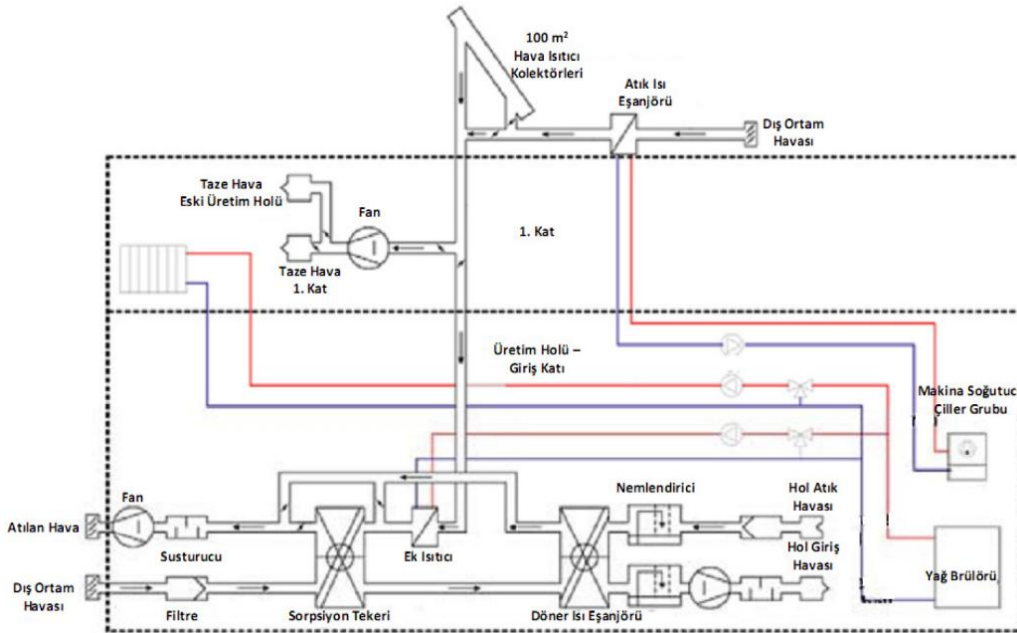
Yayınlanan bir başka çalışmada Çin’de kurulmuş güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ve adsorpsiyonlu ısı pompaları incelenmiştir. Jiangmen, Rushan, Tianpu, Beiyuan ve Şangay’da gerçekleştirilen çalışmaların performans değerleri ve sistem özellikleri Çizelge 2.1’de gösterilmiştir. Şangay’da kurulan sistemin geri ödeme süresinin, sistemin kullanım şekliyle önemli oranda değiştiği, sistemin yalnızca soğutma için kullanılması durumunda geri ödeme süresi 7-8 yılı bulurken, sistemin ayrıca sıcak kullanım suyu sağlaması durumunda geri ödeme süresi 2-3 yıl olmaktadır. Yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlara dayanarak güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutmanın büyük uygulamalar için uygun olduğu, küçük soğutma projelerinde ise güneş enerjisi kaynaklı adsorpsiyonlu soğutmanın daha pratik ve uygulanabilir olduğu vurgulanmıştır. (Zhai ve Wang, 2009).

Çizelge 2.1. Absorpsiyonlu sistemlerin karşılaştırılması (Zhai ve Wang, 2009).

	Jiangmen	Rushan	Tianpu	Beiyuan	Şangay
Toplayıcı Tipi	Düzlemsel	Vakumlu Tüp			
Toplayıcı Verimi	0,45	0,40	0,40	0,42	0,40
Soğutma Makinası Tipi	Absorpsiyon				
Çalışma Sıcaklığı (°C)	75	88	75-90	83-88	60-95
COP-Soğutma Mak.	0,45	0,57	0,80	0,75	0,35
COP- Güneş En.	0,25	0,20	0,20-0,30	0,25	0,15

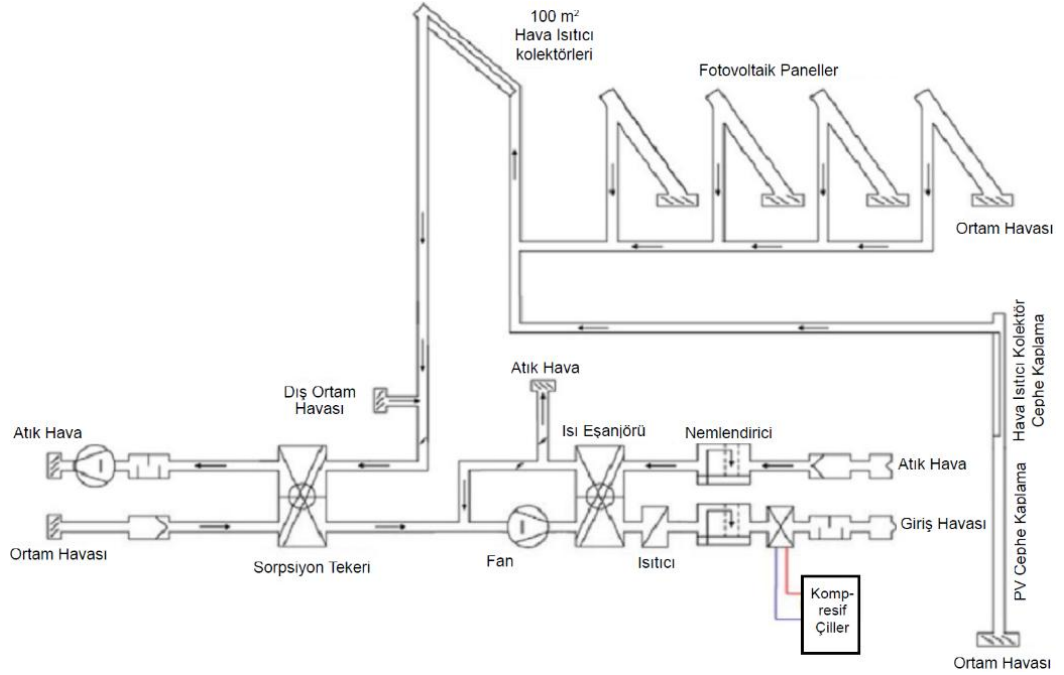
Akdemir ve Güngör (2009), yaptıkları bir çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemlerini, sistemde kullanılan akışkan çiftlerini dikkate alarak mekanik soğutma sistemleriyle karşılaştırmışlardır. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemlerindeki çok etkili ve çok kademeli çevrim uygulamalarını inceleyerek karşılaştırmalı P-T diyagramlarını sunmuşlardır.

Bir başka çalışmada üç farklı iklim koşulu altında çalışan hava ısıtıcı kolektörlerle desteklenen üç farklı desikant soğutma sistemi incelenmiştir. Bunlar; tek kademeli desikant sistem Althengstett/Almanya’da bir fabrikada, tek kademeli desikant sistem Mataro/İspanya’da bir kütüphanede ve Çin’de bir laboratuvarında kurulu bulunmaktadır (Eicker vd., 2010).



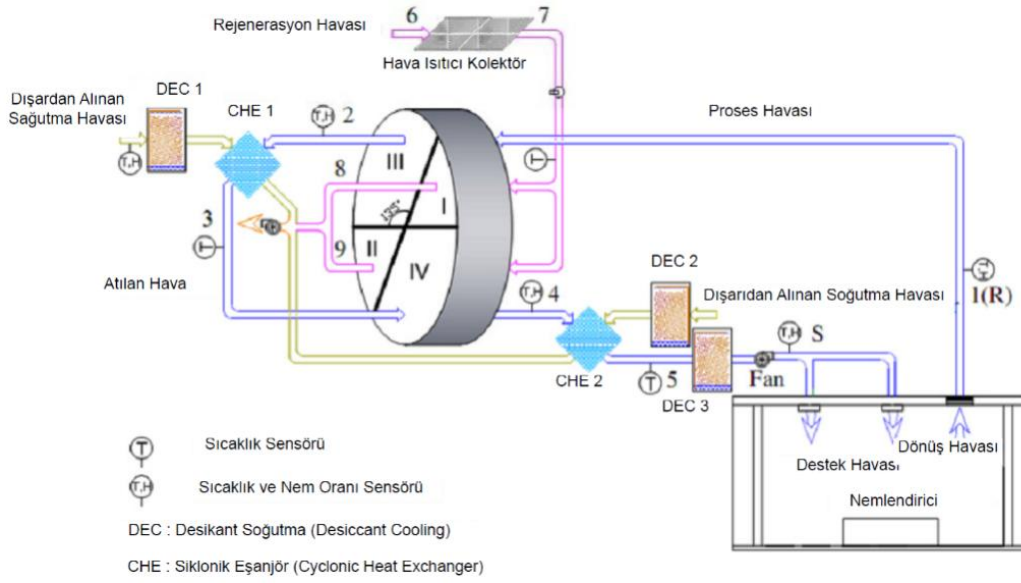
Şekil 2.1. Althengstett’de kurulu desikant sistem (Eicker vd., 2010).

Althengstett'de 100 m^2 lik hava ısıtıcı kolektör alanı ile 800 m^2 alanın soğutulmasını sağlayan sistemin şeması Şekil 2.1'de görülmektedir. Sistemde ulaşılan minimum soğutma havası sıcaklığı 17°C 'dir. Sistemde fabrikadaki atık ısıdan yararlanılmış ve hava akışı 45kW 'lık bir ön ısıtmaya tabi tutulmuş olup minimum 17°C 'lik soğutma havası sağlanmıştır (Eicker vd., 2010).



Şekil 2.2.Mataro'da kurulu desikant sistem (Eicker vd., 2010).

Mataro/İspanya'da bulunan bir kütüphanenin soğutulmasında kullanılan desikant sistem Şekil 2.2'de görülmektedir. Sistem içerisindeki hava ısıtıcı toplayıcılara ek olarak 55 kWp gücünde PV paneller kullanılmış ve bu panellerin arka yüzeylerinden bir kanal vasıtasıyla geçirilen hava diğer toplayıcılara bağlanmıştır. Bu sayede 3500 m^2 kapalı alanın soğutulması sağlanabilmiştir. Bir yandan PV paneller serinletilmiş ve elde edilen ısı da sisteme kazandırılmıştır. Toplamda 155 m^2 hava ısıtıcı kolektör alanı bulunmaktadır (Eicker vd., 2010).



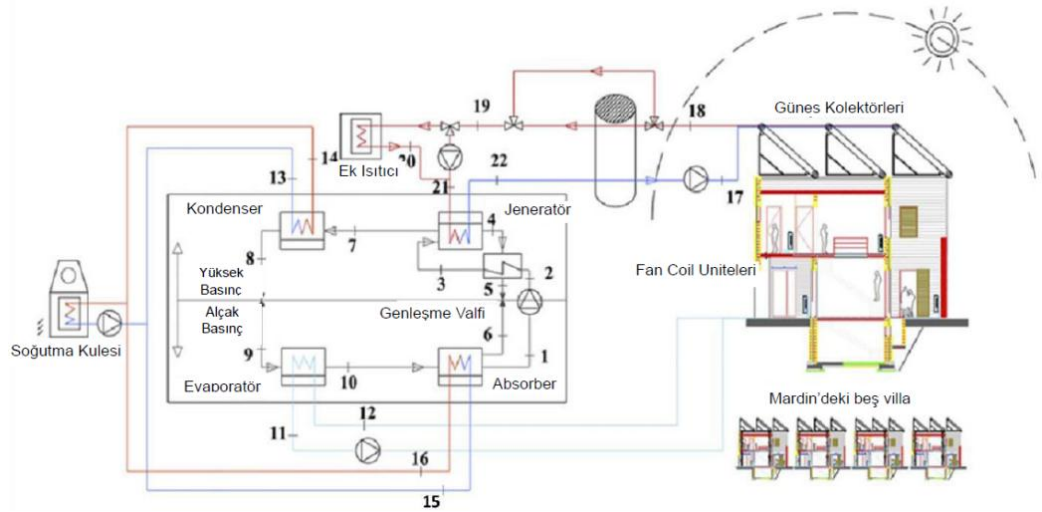
Şekil 2.3. Şangay’da kurulu desikant sistem (Eicker vd., 2010).

Çalışmadaki diğer uygulama ise Şangay/Çin’de bulunan 72 m³ hacime sahip bir laboratuvar için yapılmıştır. İki kademeli desikant sistemin (Şekil 2.3) maksimum soğutma yükü 4,5 kW’dır. Rejenerasyon için üç adet vakum tüplü hava ısıtıcı kolektör kullanılmıştır. Üç sistem için hesaplanan verim değerleri Çizelge 2.2’de verilmiştir (Eicker vd., 2010).

Çizelge 2.2. Üç farklı sistemin performans değerleri (Eicker vd., 2010).

	Mataro	Althengstett	Şangay
Nem alma verimi	80	80	88
Nemlendirme verimi	86	85	82
Isı kazanım verimi	68	62	70/67
COP	0,60	0,50	0,95

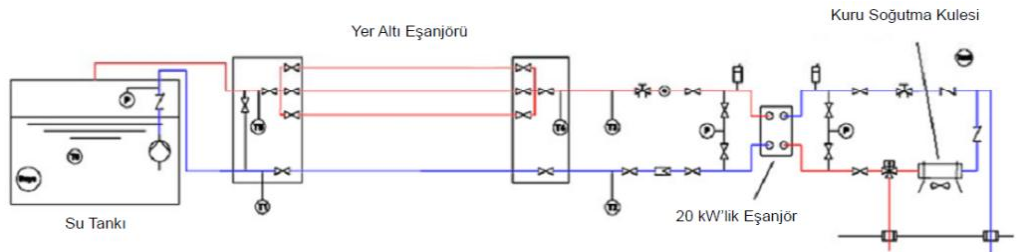
Mardin’de konuşlanmış beş villa için gerçekleştirilen çalışmada, güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmış ve Matlab yazılımında oluşturulan bir model aracılığıyla sistemin ekserji analizi yapılmıştır. Soğutma kapasitesi 106 kW olarak bulunan sistem Şekil 2.4’de gösterilmektedir (Onan vd., 2010).



Şekil 2.4. Mardin'de konuşlanmış beş villa için oluşturulan sistem (Onan vd., 2010).

Sistem için ekserji analizi yapıldığında en çok ekserji kaybının sıvılı güneş toplayıcılarında ve generatörde olduğu gözlemlenmiştir. Sıcaklığa ve ışıma bağlı olarak toplayıcılardaki ekserji kaybı %10 ile %70 arasında değişirken, generatörde ise %5 ile %8'lik ekserji kayıpları olduğu gözlemlenmiştir (Onan vd., 2010).

Bir başka çalışmada güneş enerjisi kaynaklı bir absorpsiyonlu soğutma sistemi oluşturulmuş ve sistem performansı deneylerle ölçülmüştür. Trnsys yazılımını kullanarak bu deneysel çalışmayı nümerik olarak tekrarlamışlardır. Elde edilen dinamik simülasyon sonuçlarının deneyle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Sistemde 37,5 m² düz levhalı güneş kolektörleri, kuru soğutma kulesi ve 4,5 kW kapasitesinde tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi bulunmaktadır. Deney sonuçlarına göre LiBr-H₂O çözeltisi kullanılan soğutma makinasının COP değerleri 2007'de 0,60 olarak, 2008'de ise 0,46-0,56 olarak ölçülmüştür (Monne vd., 2011a, 2011b).



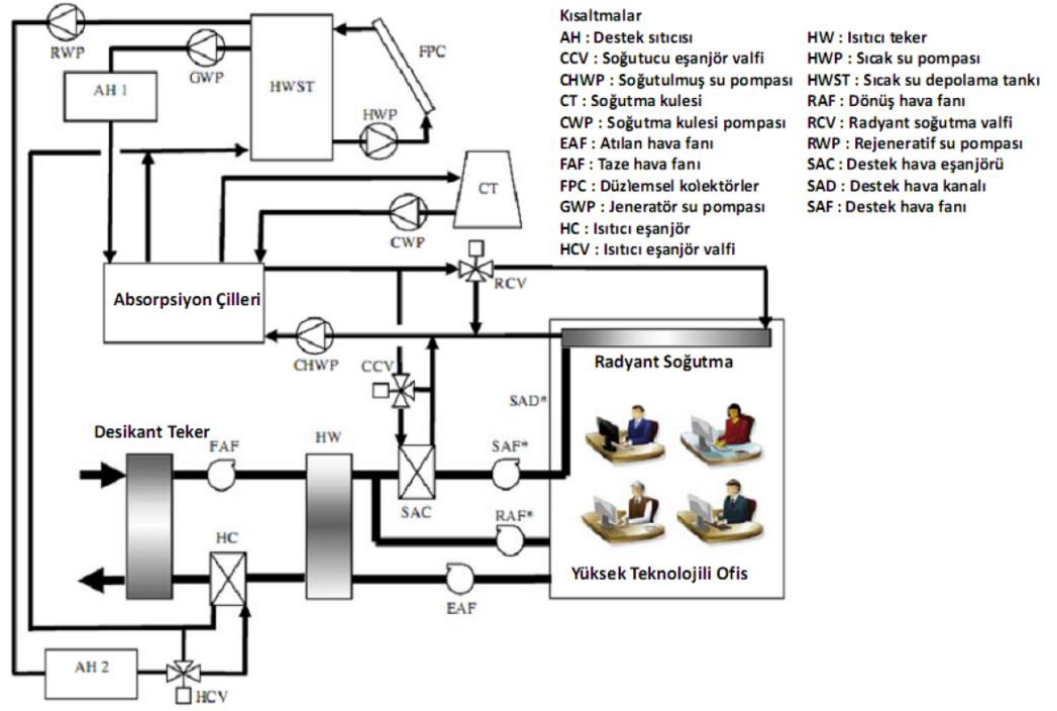
Şekil 2.5. COP değerinin artırılmasında kullanılan ek sistem (Monne vd., 2011a, 2011b).

Monne vd. (2011a, 2011b) yaptıkları çalışmada, ısı atma alanındaki sıcaklığın sistem performansını önemli oranda etkilediğini düşünerek, bir su yatağına eşanjör yerleştirerek buradaki sabit sıcaklık (17°C) avantajını kullandılar (Şekil 2.5). Bu değişiklik sonrasında COP değeri 0,72 değerine ulaşmış olup, %42'lik bir kazanç sağlanmıştır.

Güneş enerjisi kaynaklı iki kademeli amonyak-su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemi Lin vd. (2011) tarafından nümerik olarak incelenmiştir. Sistemde generatör besleme sıcaklığı 85°C 'dir. Sıcaklığın düşük olması nedeniyle zenginleştirme kolonuna ihtiyaç duyulmayan sistemin COP değeri 0,34 olarak hesaplanmıştır.

Chidambaram vd. (2011)'nin yaptıkları çalışmada güneş enerjili ısıtma ve soğutma teknolojilerinde enerji depolamanın gerekliliği vurgulanmış ve enerji depolama yöntemlerini üç başlıkta toplamışlardır: hissedilir ısı depolama, faz değiştirici madde kullanarak ısı depolama ve kimyasal reaksiyonla ısı depolama. Hissedilir ısı depolama yöntemlerine örnek olarak kaya yatağı, su veya yağ verilmiştir. Düşük ısı kapasitelerinden dolayı fazla hacim kaplamakta oldukları buna karşılık, faz değiştirici maddeler ise oldukça yüksek ısı kapasitesine sahip olup ve ısı aktarımını sabit sıcaklıkta gerçekleştirdikleri için ayrıca avantajlı oldukları vurgulanmıştır.

Hong Kong/Çin'de yapılan bir çalışmada hibrit bir soğutma sistemi (Şekil 2.6) tasarlanmış ve dinamik simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Hibrit sistemde hem absorpsiyonlu hem de desikant soğutma bir arada uygulanmaktadır. Soğutma radyant olarak uygulanmış olup absorpsiyonlu soğutma sistemiyle beslenmektedir. Diğer taraftan havalandırma desikant makinayla sağlanmıştır. Güneş enerjisi hem absorpsiyonlu sistemin generatörünü beslerken bir yandan da desikant tekeri rejenere etmede kullanılır (Fong vd., 2011).



Şekil 2.6. Hibrit soğutma ve havalandırma sistemi (Fong vd., 2011).

İncelenen hibrit sistemin yıllık dinamik simülasyonundan elde edilen bilgiler ışığında sistemin teknik açıdan uygulanabilir olduğu görülmüştür. Bu soğutma sisteminin konvansiyonel merkezi klima sistemleri yerine kullanıldığında birincil enerji kullanımında %36,5'e kadar tasarruf sağlanılabileceği ifade edilmiştir (Fong vd., 2011).

Yayınlanan bir başka çalışmada mikro ölçekli, monolitik ve modüler bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için izlenen tasarım, üretim ve test aşamaları sunulmuştur. 300W soğutma kapasitesine sahip amonyak-su akışkan çiftine sahip absorpsiyonlu soğutma sistemi üretilmiştir ve 200x200x34 mm ölçülerine sahiptir. Tasarım aşamasında EES yazılımı kullanılmış ve optimum tasarım oluşturulmuştur. Çalışmanın özgünlüğüne ve benzer bir çalışmanın daha önce yapılmadığını belirtmişler ve çalışmada birincil hedefin performans optimizasyonundan daha çok mikro ölçekte modüler bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin fizibilitesinin gösterilmesi olduğunu vurgulamışlardır (Determan ve Garimella, 2012).

LiBr-Su ikilisinin kullanıldığı, tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin incelendiği çalışmada dolgu yataklı rejeneratif solüsyon ısı eşanjörü

tasarlanmış ve performansa olan etkileri araştırılmıştır. Önerilen sistem sayesinde ısı pompasının yalnızca atık ısıyla çalışabileceği ve ek bir kaynağa ihtiyacı olmayacağı vurgulanmıştır. Sistemin önemli bir avantajının da kristalizasyon olması durumunda sistemden kolaylıkla izole edilerek temizlenebilmesi olduğu belirtilmiştir. Sistemin, soğutma makinasının COP değerini %30 kadar arttırabileceği iddaa edilmiştir (Paurine vd., 2013).

Tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutucu akışkan çifti olarak LiBr-Su yerine LiCl-Su ikilisinin kullanılması durumunda performansa etkisi simülasyonla incelenmiştir. Çalışmanın sonunda LiCl-Su ikilisiyle çalışan makinanın COP değerinin LiBr-Su ikilisiyle çalışana göre yaklaşık %2 daha yüksek olduğu belirtilmiştir (Parham vd., 2013).

Ibarra-Bahena ve Romera (2014) yaptıkları çalışmada, literatürdeki absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan absorber bileşeninin tasarımlarını incelemişler ve dört farklı absorber tasarımını karşılaştırmalı olarak deney sonuçlarıyla birlikte sunmuşlardır. Absorberin absorpsiyonlu çevrimdeki en etken eleman olduğunu belirtmişlerdir. Absorberin sahip olması gereken üç önemli özellik olduğunu belirtmişler ve sıralamışlardır; soğutkan buharıyla absorbent arasındaki arayüzeyin olabildiğince büyük olması, absorbentin sınır tabakasının sürekli olarak yenilenmesi gerektiği ve absorpsiyon ısısının tasarımdakiyle oldukça benzer bir yerde çekilmesi gerektiğidir. Ayrıca, absorber tasarımında soğutma ya da ısıtmaya göre farklı tasarımların geliştirilmesi gerektiği de vurgulanmıştır.

3. GÜNEŞ ENERJİSİ VE SOĞUTMA TEKNOLOJİLERİ

Güneş enerjili soğutma sistemlerinin irdelenip geliştirilebilmesi için güneş enerjisi, güneş enerjisi toplayıcıları ve güneş enerjili uygulamalara uygun soğutma çevrimlerinin incelenmesi ve araştırılması gerekmektedir.

3.1 Güneş Enerjisi

Dünya ve komşu diğer gezegenlerle birlikte bulunduğu Güneş Sistemi'nde Güneş'in önemi tartışmasızdır. Dünya'daki yaşamın sürekliliği bu sistemin sürekliliğiyle sağlanmaktadır.

Güneş, ışınım yoluyla Dünya'ya ısı transfer etmektedir. Güneş'ten atmosfer dışına gelen ısı enerjisinin yaklaşık olarak %30'u geri yansımakta, %20'si atmosfer tarafından absorbe edilmekte ve geriye kalan %50'si yeryüzüne ulaşmaktadır. Dünya'daki ekosistemin sürekliliği için bu denge hayatidir.

Atmosfer dışında yapılan ışınım ölçümleriyle Güneş'ten Dünya'ya gelen ışınım miktarı takip edilmektedir. Bazı kaynaklarca bu değer 1367 W/m² olduğu belirtilmektedir. Ayrıca, bu değer Güneş sabiti olarak da bilinmekte ve yeryüzüne gelen ışınımın hesaplanmasında kullanılmaktadır. Işınım bir çok dalga boyu aralığında gerçekleşmektedir, ısı etkileri önemli olan ışınım türleri 0.1-1000 mikrometre aralığında kalan ultraviyole, görünür ve infrared ışınım tipleridir.

Yeryüzüne gelen ışınımın tahmin edilmesi için analitik modeller geliştirilmiştir. Bu modellerden en çok uygulama bulmuş olanı Hottel ve Liu-Jordan tarafından geliştirilen açık gün modelidir. Bu modelde normal doğrultudaki anlık direkt ışınım değeri Eşitlik 3.1'de belirtilmiştir.

$$H_{bn} = H_{on}(a_0 + a_1 e^{-k/\cos\theta_z}) \quad [W/m^2] \quad (3.1)$$

H_{on} atmosfere gelen ışınımı temsil etmektedir, güneş sabiti olarak da isimlendirilir. Eşitlikte parantez içerisindeki ifade direkt ışınım için atmosferik geçirgenliği temsil eder ve τ_b ile gösterilir (Eşitlik 3.2).

$$\tau_b = a_0 + a_1 e^{-k/\cos\theta_z} \quad (3.2)$$

Bu eşitlikte Θ_z zenit açısını temsil ederken diğer değişkenler de rakım değeri (A)'nın fonksiyonudur.

Net görüş mesafesinin 23 km olduğu açık gün standart atmosferi için:

$$a_0^* = 0,4237 - 0,00821(6 - A)^2 \quad (3.3)$$

$$a_1^* = 0,5055 + 0,00595(6,5 - A)^2 \quad (3.4)$$

$$k^* = 0,2711 - 0,01858(2,5 - A)^2 \quad (3.5)$$

olarak ifade edilir ve A'nın birimi km'dir.

Net görüş mesafesinin 5 km olduğu açık gün standart atmosferi için:

$$a_0^* = 0,2538 - 0,0063(6 - A)^2 \quad (3.6)$$

$$a_1^* = 0,7678 + 0,0010(6,5 - A)^2 \quad (3.7)$$

$$k^* = 0,249 - 0,081(2,5 - A)^2 \quad (3.8)$$

olarak ifade edilir ve A'nın birimi km'dir.

a_0 , a_1 ve k değerleri ise düzeltme çarpanları dikkate alınarak bulunur:

$$r_0 = \frac{a_0}{a_0^*} \quad (3.9)$$

$$r_1 = \frac{a_1}{a_1^*} \quad (3.10)$$

$$r_k = \frac{k}{k^*} \quad (3.11)$$

Düzeltilme parametreleri iklim tiplerine göre Çizelge 3.1'de listelenmiştir.

Çizelge 3.1.İklim tiplerine göre düzeltme parametreleri.

İklim Tipi	r_0	r_1	r_k
Tropik enlemler	0,95	0,98	1,02
Orta enlemler (yaz)	0,97	0,99	1,02
Subarktik (yaz)	0,99	0,99	1,01
Orta enlemler (kış)	1,03	1,01	1,00

Yatay yüzeydeki açık gün anlık direkt ışıınımı ise Eşitlik 3.12 ile hesaplanır.

$$H_{cb} = H_{on} (a_0 + a_1 e^{-k/\cos\theta_z}) \cos\theta_z \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (3.12)$$

3.2 Güneş Enerjisi Toplayıcıları

Güneş enerjisi toplayıcıları Güneş'ten gelen ışıınım enerjisini farklı mekanizmalarla içerisinde bulundukları sisteme aktarmaya yarayan sistem elemanlarıdır. Güneş enerjisinden ısı üretimi amaçlı kullanılan toplayıcı tipleri şu şekilde sıralanabilir:

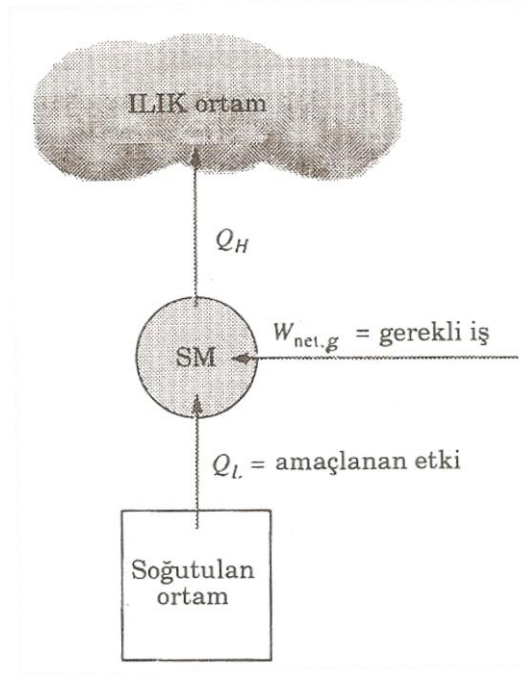
- Düzlemsel güneş enerjisi toplayıcıları
- Vakum borulu güneş enerjisi toplayıcıları
- Isı borulu güneş enerjisi toplayıcıları
- Yoğunlaştırıcı güneş enerjisi toplayıcıları (Çizgisel, noktasal, fresnel, kule)
- Baca tipi güneş enerjisi toplayıcıları

Termal güneş enerjisi toplayıcılar için genel termal verim Eşitlik 3.13'de ifade edilmiştir.

$$\eta_{termal} = \frac{\dot{Q}_{kazanılan}}{\dot{Q}_{gelen}} = \frac{\dot{m} C_p (T_{çıkış} - T_{giriş})}{I x A_{toplayıcı}} \quad (3.13)$$

3.3 Soğutma Sistemleri ve Güneş Enerjili Uygulamaları

Sıcaklık dengesi bulunmayan bir sistemde ısı geçişinin yüksek sıcaklığa sahip ortamdan düşük sıcaklığa doğru olacağı bilinmektedir. Eğer ki soğuk ortamdan sıcak ortama ısı aktarılması isteniyorsa bu ancak soğutma makinalarıyla yapılabilir (Şekil 3.1).



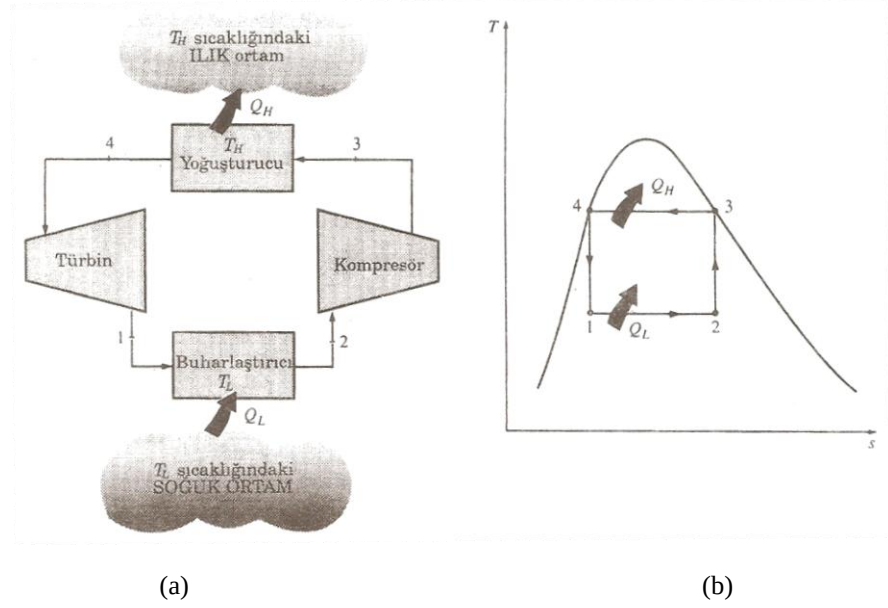
Şekil 3.1. Soğutma makinası şematığı (Incropera ve DeWitt, 2000).

Bir soğutma makinasının ısıl performansı etkinlik katsayısı (COP) ile tayin edilir. COP değeri Eşitlik 3.14’de gösterilmiştir.

$$COP_{SM} = \frac{\text{soğutma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{\dot{Q}_L}{W_{net,g}} \quad (3.14)$$

Birim zamanda soğutulan ortamdaki çekilen ısı, incelenen soğutma makinasının soğutma kapasitesini ifade eder. Soğutma kapasitesi için ağırlıklı olarak ton soğutma, kJ/dk, Btu/dk ve kW birimleri tercih edilir. 1 ton soğutma 3,517 kW’lık soğutmaya eşdeğerdir.

Soğutma işlemi Ters Carnot çevrimiyle incelenebilir, bu çevrimle çalışan cihazlar Carnot soğutma makinası olarak da isimlendirilirler (Şekil 3.2a). Bu çevrimde tersinir izotermal ve izantropik hal değişimlerinden oluşan basamakları olduğu için tümüyle tersinir bir çevrimdir.



Şekil 3.2.(a) Ters Carnot çevrimi ve (b) T-s diyagramı (Incropera ve DeWitt, 2000).

Yukarıdaki T-s eğrisinde çevrim akışkanının doyma bölgesinde çalıştığı durum için çevrim incelenmiştir (Şekil 3.2b). Buharlaştırıcı sabit T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan Q_L kadar ısı almaktadır. Ardından kompresörde izantropik hal değişimi geçirerek T_H sıcaklığındaki ortama sabit sıcaklıkta Q_H kadar ısı aktarır ve türbine girerek izantropik hal değiştirerek genişler ve çevrim tamamlanır.

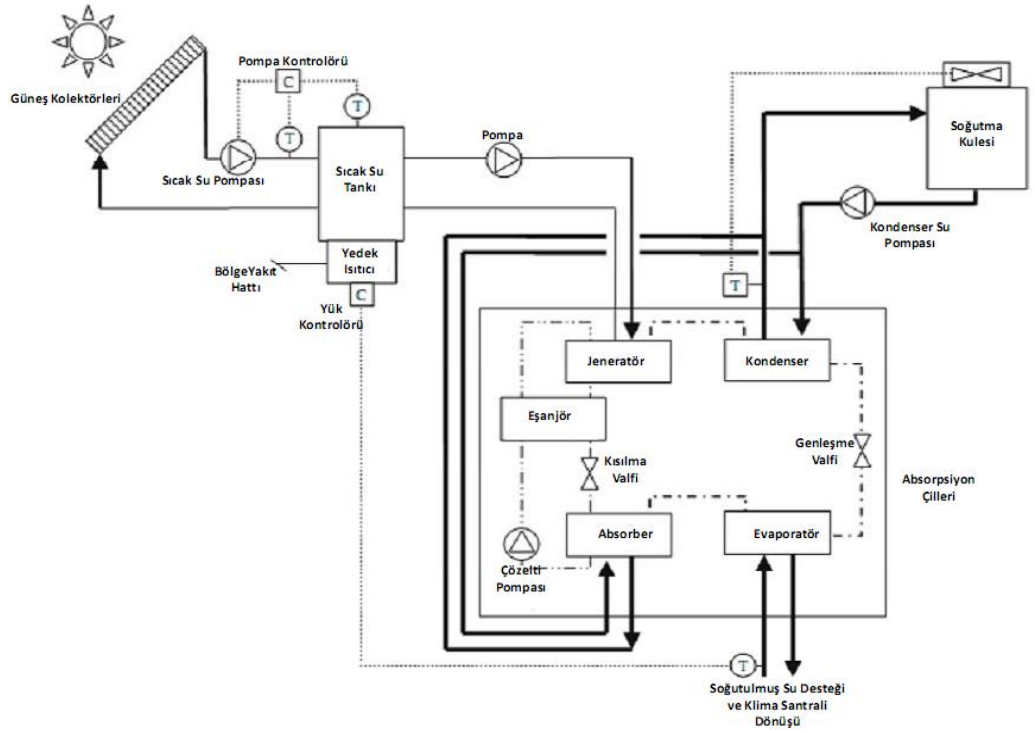
Bu çevrim için Carnot soğutma makinası COP değeri Eşitlik 3.15 ile hesaplanır.

$$COP_{SM_Carnot} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (3.15)$$

T_H ve T_L arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça COP de düşecektir.

Soğutma sistemleri temelde düşük sıcaklık bölgesinden yüksek sıcaklık bölgesine ısı aktarmaya yarayan cihazlardır. Bu amacı gerçekleştirebilen güneş enerjili soğutma makinaları aşağıdaki gibi sıralanabilir :

- Güneş enerjisi kaynaklı termo-mekanik soğutma çevrimi

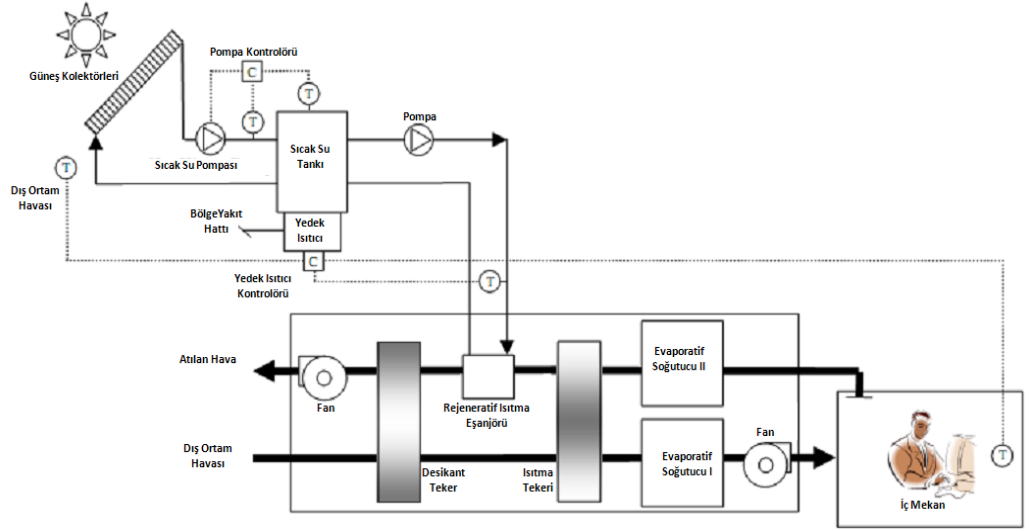


Şekil 3.4. Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma çevrimi (Fong vd., 2010).

Absorpsiyonlu soğutma çevriminin ihtiyaç duyduğu çalışma sıcaklıkları görece düşük olduğundan güneş enerjili uygulamalar için oldukça uyumludur. Bu çevrimde kompresörün yerini termal kompresör olarak da isimlendirilen absorber-generatör ikilisi alır (Şekil 3.4). Buhar sıkıştırırmalı çevrimin aksine burada tek akışkan yerine soğutkan-absorbent ikilisi kullanılır. Kısılma vanasında basıncı düşürülen çözelti absorberde egzotermik bir reaksiyon ile zenginleştirilir ve tekrardan bir çözelti pompasıyla basınçlandırılarak generatöre gönderilir. Güneş enerjisi toplayıcılarında kazanılan ısı enerji generatöre verilir ve burada çözelti fakirleştirilir ve döngü sağlanmış olur. Diğer taraftan kondenser ve evaporatör devresinde yalnızca soğutkan dolaşmaktadır.

3.3.3 Güneş enerjisi kaynaklı adsorpsiyonlu soğutma çevrimi

Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri; adsorpsiyon bölümü, kondenser ve evaporatörden oluşmaktadır (Şekil 3.5). Adsorpsiyon bölümünde katı adsorbent ile gaz soğutkan ikilisi bulunur. Adsorpsiyon işlemi sırasında soğutkan madde adsorbent maddenin yüzeyine tutunur burada fiziksel etkenler ve kimyasal reaksiyonlar görev alır. İhtiyaç duyulan çalışma sıcaklıkları uygun materyal



Şekil 3.6. Güneş enerjisi kaynaklı desikant soğutma çevrimi (Fong vd., 2010).

4. GEREÇ VE YÖNTEM

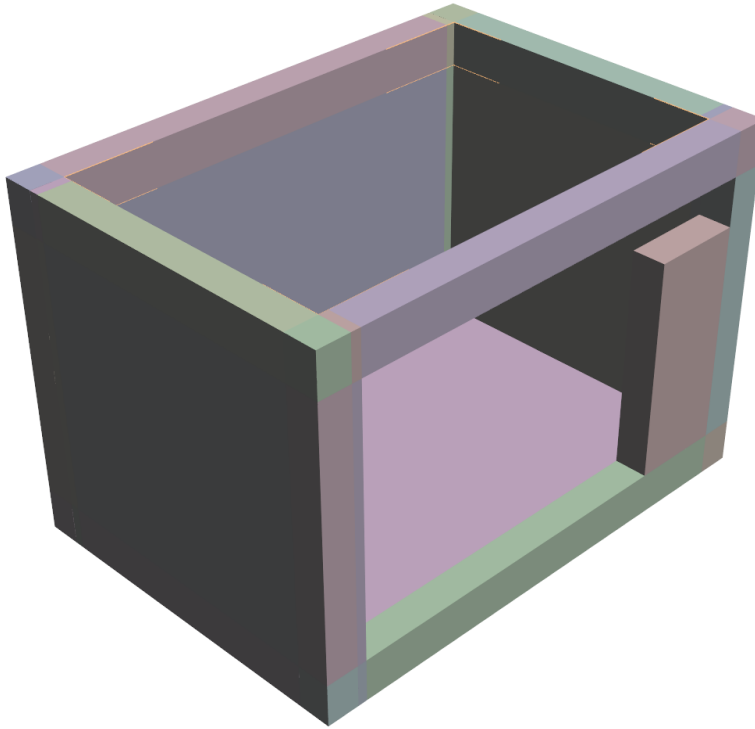
Tez çalışması kapsamında Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde bulunan bir laboratuvar incelenmiştir. Bu laboratuvarın soğutma sezonu için soğutma yükü hesaplanmış ve bu yükü karşılayacak güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmıştır. Farklı yükleme koşulları altında sistemin davranışı incelenmiştir.

4.1 Gereç

Bu bölümde incelenen laboratuvar ve çevre koşulları hakkında ve kullanılacak çevrim yapısı hakkında bilgi verilecektir.

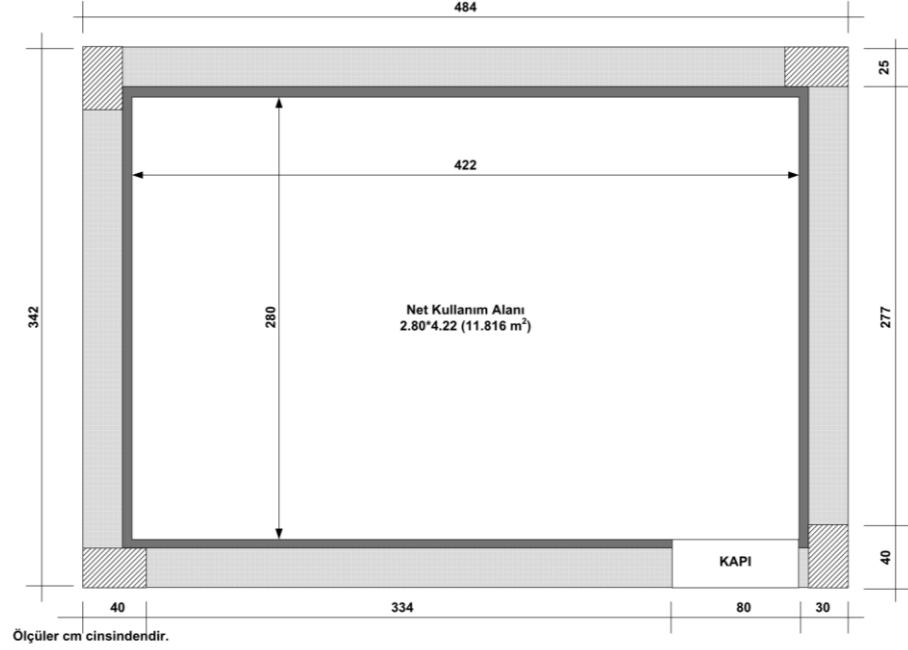
4.1.1 İncelenen mekânın özellikleri

İncelenen mekan, İzmir'de bulunan E.Ü. Güneş Enerjisi Enstitüsü binası içerisinde bulunmaktadır. Işık laboratuvarı olarak kullanılan bu mekanın iki yan duvarı ve tavanı dış ortama komşuyken, diğer duvarları ve tabanı da iklimlendirilmeyen iç ortama komşudur (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. Laboratuvarın katı modeli

Laboratuvarın katı modeli duvarın katman özelliklerine göre bölünmüştür ve yüzey alanları, bu sayede, ısı transferi hesaplarında kullanılmak üzere okunmuştur. Laboratuvarın taban ölçüleri ve duvar ölçüleri Şekil 4.2’de gösterilmektedir. Laboratuvar için hedeflenen tasarım sıcaklığı 24°C’dir.

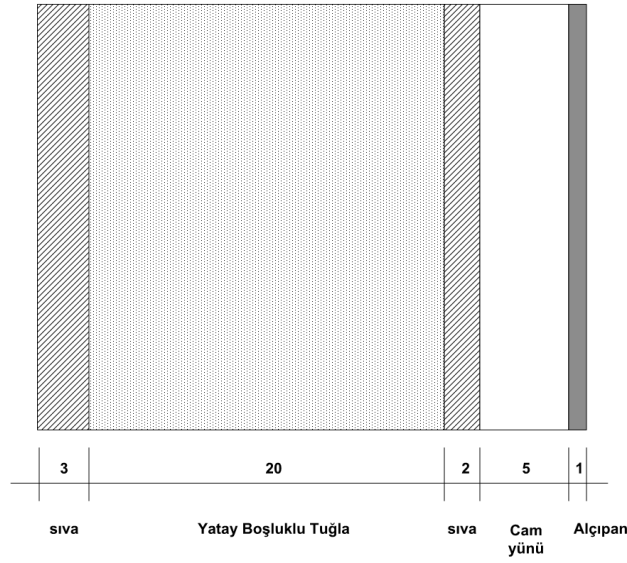


Şekil 4.2. Laboratuvar tabanı ölçüleri (Kaçan, 2011).

4.1.2 Laboratuvarı oluşturan yapının termofiziksel özellikleri

Laboratuvarı oluşturan yan duvarların, tavanın, tabanın ve kapının termofiziksel özellikleri yapının soğutma yükünün bulunması için kullanılmaktadır. Bu sebepten bu bölümde bu detaylara yer verilmiştir.

Yan duvarların hakim kesit yapısı Şekil 4.3’de gösterilmektedir. Buna ek olarak tüm bölgelerin katman yapısı ve ısı iletim özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.



Ölçüler cm cinsindendir.

Şekil 4.3. Yan duvar hâkim kesit yapısı (Kaçan, 2011).

Çizelge 4.1. Laboratuvar yapısının katman bilgileri ve ısı iletim katsayıları.

	İletim katsayısı (W/mK)	Kalınlık (m)
Yan duvarlar		
Sıva	1,000	0,05
Tuğla	0,350	0,20
Cam yünü	0,035	0,05
Alçıpan	0,350	0,01
Kolonlar		
Sıva	1,000	0,05
Beton	2,500	0,20
Cam yünü	0,035	0,05
Alçıpan	0,350	0,01
Tavan		
Cam yünü	0,035	0,15
Alçıpan	0,350	0,01
Taban		
Sıva	1,000	0,02
Odun lifi	0,170	0,028
XPS	0,035	0,05
Şap	1,400	0,06
Beton	2,500	0,15
Kapı		
Ahşap	0,160	0,06

Laboratuvarın komşu ortam sıcaklıkları ve cepheleri Çizelge 4.2’de verilmiştir. Laboratuvar içerisindeki yüzeylerden ise $7,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerinde bir ısı transfer katsayısı olduğu kabulü yapılmaktadır.

Çizelge 4.2. Laboratuvar komşu ortam verileri.

Duvar tipi	Komşu ortam		
	Tipi	Sıcaklığı (°C)	Isı transfer katsayısı ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)
Kuzey duvarı	Dış ortam	37	25
Batı duvarı	Dış ortam	37	25
Güney duvarı	Dış ortam	37	25
Doğu duvarı	İklimlendirilmeyen iç ortam	27	7,5
Tavan	İklimlendirilmeyen iç ortam	27	7,5
Zemin	İklimlendirilmeyen iç ortam	27	7,5

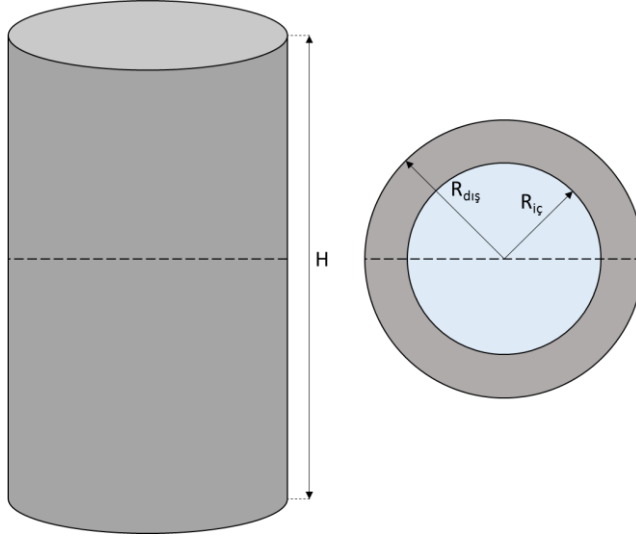
4.1.3 Laboratuvar içerisindeki ısı kaynakları

Laboratuvar içerisinde bulunan bazı objelerin ve içerde bulunacak insanların yayacakları ısı enerjilerin dikkate alınması, soğutma yükü hesabında oldukça önemlidir. Bu bölümde içeride olması beklenen ısı kaynakları incelenecektir. Isı kaynakları Çizelge 4.3’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.3. Isı kaynakları.

Kaynak	Güç (W)	Miktar	Toplam Güç (W)
İnsan	75	2	150
Bilgisayar	750	1	750
Monitör	20	1	20
Data logger	40	1	40
Boiler	*	1	*

Boiler’in oluşturacağı soğutma yükünün tasarım sıcaklığına, boilerin iç yapısına ve iç ortam koşullarına göre hesaplanması gerekecektir.



Şekil 4.4. Laboratuvarda kullanılan boylerin ölçülendirilmesi.

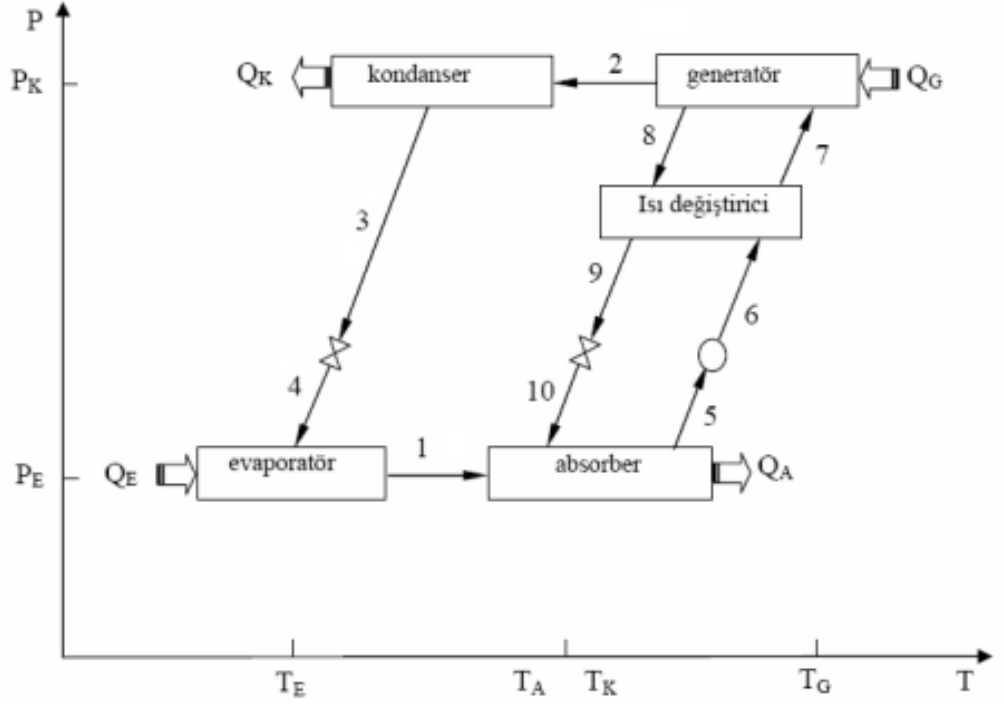
Şekil 4.4’de gösterilen boyler geometrisinin ölçüleri ve boyleri oluşturan yapının iletim katsayıları Çizelge 4.4’de gösterilmektedir.

Çizelge 4.4. Boylerin ölçüleri ve diğer özellikleri.

H (m)	1,50
R _{İÇ} (m)	0,40
R _{dış} (m)	0,45
T _{İÇ} (°C)	65
k _{yalıtım} (W/m.K)	0,035

4.1.4 Absorpsiyonlu çevrim yapısı

Çalışmada tek kademeli, lityum bromür-su çiftli absorpsiyonlu bir soğutma soğutma çevrimi incelenecektir. İncelenecek çevrim Şekil 4.5’de gösterilmektedir.



Şekil 4.5. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi (Çelik, 2007).

Uygulamanın mikro ölçekli olduğu düşünülerek tek kademeli bir sistemin daha uygun olacağı böylelikle yüksek çalışma sıcaklıklarına sahip toplayıcılar yerine uygulaması çok daha pratik olan vakum borulu güneş enerjisi toplayıcılarının kullanılması sağlanacaktır.

Literatürdeki güneş enerjili tek kademeli LiBr-Su çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemleri incelenmiştir. İncelenen dört çalışmada kullanılan çevrim tasarım parametreleri Çizelge 4.5’de verilmiştir.

Çizelge 4.5. Dört farklı çalışmada kullanılan tasarım parametreleri.

	Ulaş (2010)	Karamangil vd. (2010)	Florides vd. (2003)	Bakhtiari vd. (2011)
$T_{\text{generator}}(^{\circ}\text{C})$	90	90	90	95
$T_{\text{absorber}}(^{\circ}\text{C})$	32	40	44	27
$T_{\text{kondanser}}(^{\circ}\text{C})$	43	40	44	40,4
$T_{\text{evaporatör}}(^{\circ}\text{C})$	5	5	6	6

Çizelge 4.5’deki veriler ve sistemin çalışma koşulları göz önüne alınarak Florides vd. (2010)’nin kullandığı tasarım parametrelerinin kullanılmasının uygun olduğu görülür. İzmir koşullarında çalışacak sistem 37°C’lik dış ortam koşullarında çalışabilmelidir. Absorber sıcaklığının 37°C’den yüksek olması gerekir. Kullanılan tasarım parametreleri Çizelge 4.6’da görüldüğü gibidir.

Çizelge 4.6. Çalışmada kullanılan tasarım parametreleri (Florides vd., 2003).

Çevrim Ünitesi	Tasarım Sıcaklığı (°C)
Generatör	90
Absorber	44
Kondenser	44
Evaporatör	6
Isı değiştiricisi (Sıcaklık farkı)	6

4.1.5 Güneş enerjisi toplayıcısı

Sistemin çalışma sıcaklığı düşünülerek vakum borulu toplayıcıların kullanılması uygun bulunmuştur. İncelenen toplayıcılardan Viessmann Vitosol 300-T'nin kullanılmasına karar verilmiştir. İlgili toplayıcının özellikleri Çizelge 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4.7. Vitosol 300-T'nin özellikleri.

Toplayıcı tipi	300-T (a)	300T (b)
Tüp sayısı	20	30
Absorber alanı (m ²)	2,00	3,02
Açıklık alanı (m ²)	2,15	3,23
Toplam alanı (m ²)	2,87	4,32
Optik verim	%80,9	%80,4

4.2 Yöntem

Bu bölümde Gereç bölümünde tanıtılan sistemin tasarımında ve performansının tayininde kullanılacak metodoloji açıklanmaktadır.

4.2.1 Soğutma yükünün hesaplanması

Soğutma yükünün hesaplanması için Türk Standartları Enstitüsü'nün düzenlediği bir standart ve ayrıca ASHRAE'nin düzenlediği bir standart bulunmaktadır. Bu çalışmada incelenen laboratuvarın basit bir yapı olduğu düşünülerek herhangi bir standarttan yararlanmak yerine temel ısı transferi hesaplamalarının yapılması uygun görülmüştür.

Isı transferi hesaplarının yapılabilmesi için, incelenen yapıyı oluşturan malzemelerin termofiziksel özelliklerinin bilinmesi gerekir. Nitekim bu bilgiler Gereç bölümünde verilmektedir.

Soğutma yükü hesabında izlenecek adımlar şu şekilde sıralanabilir:

- Her duvar bölümü için ve boyler için ortalama ısı transfer katsayısının bulunması,
- İletim ve taşınım ile gerçekleşecek ısı kazancının bulunması,
- Enfiltrasyonla gerçekleşecek ısı kazancının bulunması,

adımları ile bulunacak ısı kazancı toplanarak toplam soğutma yükü hesaplanmaktadır.

4.2.1.1 Ortalama ısı transfer katsayısının bulunması

Ortalama ısı transfer katsayısı, U 'nun hesaplaması gerçekleştirilirken öncelikle efektif ısıl iletim katsayısı hesaplanacak ardından taşınım katsayıları dikkate alınarak termal rezistans değerlerinden ortalama ısı transfer katsayısına ulaşılabacaktır.

$$k_{\text{efektif}} = \frac{d_{\text{toplam}}}{\frac{d_1}{k_1} + \frac{d_2}{k_2} + \frac{d_3}{k_3} + \dots + \frac{d_{\text{son}}}{k_{\text{son}}}} \quad (4.1)$$

$$R_{\text{iletim}} = \frac{d_{\text{toplam}}}{k_{\text{efektif}} A} \quad (4.2)$$

$$R_{\text{taşınım}} = \frac{1}{hA} \quad (4.3)$$

$$U = \frac{A}{R_{\text{iletim}} + R_{\text{taşınım}}} \quad (4.4)$$

Eşitlik 4.1'den efektif ısı iletim katsayısına ulaşıldıktan sonra termal iletim dirençleri Eşitlik 4.2 ve 4.3 ile hesaplanır. Son olarak da Eşitlik 4.4 ile ortalama ısı transfer katsayısına ulaşılır.

Diğer taraftan Bölüm 4.1.3’de incelenen boyler için de ortalama ısı transfer katsayısının hesaplanmasına ihtiyaç vardır. Boylerin alt ve üst yüzeyler düzlemsel olduğu için burada 4.1-4.4 eşitlikleri geçerli olsa da silindirik yapıya sahip boylerin yan yüzeyleri için radyal geometrilere geçerli olan termal direnç yaklaşımını kullanmamız gerekmektedir (Eşitlik 4.5).

$$R_{iletim, radyal} = \frac{\ln(R_{dış}/R_{iç})}{2\pi Hk} \quad (4.5)$$

4.2.1.2 Isı transferinin ortalama ısı transfer katsayısıyla hesaplanması

Katmanlı sistemlerde ısı transferi hesabının pratikliği için ortalama ısı transfer katsayısı yaklaşımı kullanılmaktadır. Yüzey normali doğrultusunda gerçekleşen ısı transferinin hesabı için Fourier yasasından türetilen Eşitlik 4.6 kullanılmaktadır.

$$\dot{q} = UA\Delta T \quad (4.6)$$

4.2.1.3 Enfiltrasyonla gerçekleşen ısı transferinin hesaplanması

Enfiltrasyonla gerçekleşen ısı kazancının bulunmasında ASHRAE standartlarında yer alan yaklaşım kullanılmıştır. İlgili yaklaşımlar Eşitlik 4.7 ve 4.8’de gösterilmektedir.

$$\dot{q}_{enfiltrasyon} = 1,23 \cdot \dot{Q} \Delta T \quad (4.7)$$

$$\dot{Q} = ACH \cdot V_{oda} \cdot 1000/3600 \quad (4.8)$$

Eşitlik 4.8’de yer alan ACH(bir saatteki hava değişim oranı)değeri için standartta yer alan tabloya Çizelge 4.8’de yer verilmiştir.

Çizelge 4.8. Dış ortam hesap sıcaklığına bağlı bir saatteki hava değişimi (ACH) (ASHRAE, 1997).

	Dış hesap sıcaklığı (°C)					
Sınıf	29	32	35	38	41	43
Sıkı	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38
Orta	0,46	0,48	0,50	0,52	0,54	0,56
Gevşek	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	0,78

4.2.2 Termodinamik çevrimin tasarımı ve sistem elemanlarının boyutlandırılması

Çizelge 4.6’da absorpsiyonlu çevrimin tasarım parametreleri verilmiştir. Buna ek olarak evaporatör kapasitesine ve kabullemelere ihtiyaç bulunmaktadır.

Soğutma yükü bilindiği için evaporatör verimi dikkate alınarak evaporatör kapasitesi hesaplanabilir (Eşitlik 4.9).

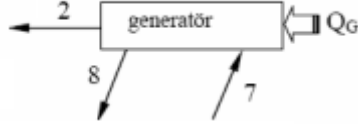
$$\dot{Q}_{\text{evaporatör}} = \eta_{\text{evaporatör}} \dot{Q}_{\text{soğutma yükü}} \quad (4.9)$$

Diğer sistem bileşenlerinin kapasitelerinin hesaplanması için yapılması gereken kabuller aşağıda sıralanmıştır:

- Akış kararlı hale ulaşmıştır (daimidir),
- Çevrim elemanlarının dış ortamla etkileşimleri ihmal edilmiştir,
- Kabul edilen tasarım sıcaklıkları sabittir,
- Kondenser çıkışında akışkan doymuş sıvı haldedir,
- Evaporatör çıkışında akışkan doymuş buhar halindedir.
- Evaporatör ile absorber arasında başka bir eleman olmadığı için absorber basıncı evaporatör basıncına eşittir,
- Kondenser ile generatör arasında başka bir eleman olmadığı için generatör basıncı kondenser basıncına eşittir,
- Pompa işi ihmal edilmiştir.

Tasarım sıcaklıkları ve kabuller dikkate alınarak, hal noktalarındaki basınç bilgileri elde edilebilir. Su için doyma basınçları kolaylıkla doymuş su sıcaklık termodinamik tablosundan elde edilebilir. Ayrıca sıcaklık ve basınç bilgisiyle LiBr-Su denge diyagramından çözelti konsantrasyonu bilgilerine ulaşılabilir.

Yukarıda belirtilen adımların izlenmesiyle çevrimdeki hal noktalarını basınç değerleri ve konsantrasyon oranları bulunmuş olur. Ayrıca, çoğu noktanın sıcaklık değeri ve entalpi değerleri de elde edilir. Bu aşamadan sonra sistemi oluşturan bileşenlerin üzerinde teker teker kütle korunum eşitliği ve enerji korunum eşitliği oluşturulur ve çözülür.



Şekil 4.6.Çevrimdekigeneratör bileşeninin şematik gösterimi.

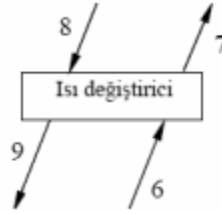
Şekil 4.6’de gösterilen generatör bileşeni üzerindeki kütlenin korunumu eşitliğini hem toplam kütle (Eşitlik 4.10), hem lityum bromür kütlesi (Eşitlik 4.11) hem de soğutkan kütlesi (Eşitlik 4.12) için yazılır.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_2 + \dot{m}_8 \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_7 X_7 = \dot{m}_2 X_2 + \dot{m}_8 X_8 \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_7 (1 - X_7) = \dot{m}_2 (1 - X_2) + \dot{m}_8 (1 - X_8) \quad (4.12)$$

Yapılan kabullerde 2 no’lu hal noktası için LiBr konstantrasyon oranının 0 olduğu belirtildiği göz önüne alındığında, Eşitlik 4.11 ile 7 ve 8 no’lu hal noktalarındaki kütleli debiler arasında bir oran bulunur. Burada bulunan oran Eşitlik 4.12’de kullanıldığında 2 no’lu hal noktasındaki kütleli debiyle 7 ve 8 noktalarındaki kütleli debi arasındaki ilişkileri verir.



Şekil 4.7.Çevrimdeki ısı değıştirici bileşeninin şematik gösterimi.

Isı değıştirici üzerinde enerjinin korunumu eşitliği yazılır (Şekil 4.7). Hal noktaları arasındaki ilişki belirlenir.

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 \quad (4.13)$$



Şekil 4.8.Çevrimdeki evaporatör bileşeninin şematik gösterimi.

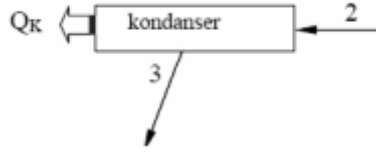
Evaporatör kapasitesi, 1 ve 4 no'lu hal noktalarındaki entalpi değerleri, evaporatör için yazılan enerjinin korunumu eşitliğinde (Eşitlik 4.14) kullanılır ve soğutkanın kütleli debisi hesaplanır (Şekil 4.8).

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_4) \quad (4.14)$$

Kütleli debiler arasındaki oranlar ve soğutkanın kütleli debisi ile tüm kütleli debiler hesaplanır. Aynı zamanda tüm hal noktalarındaki entalpi değerleri kullanılarak tüm sistem bileşenlerinin kapasitesi hesaplanır.

Şekil 4.6'da gösterilmekte olan generatör üzerindeki enerjinin korunumu eşitliği (Eşitlik 4.15) elde edilir.

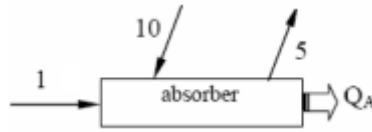
$$\dot{Q}_G + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_8 h_8 \quad (4.15)$$



Şekil 4.9.Çevrimdeki kondenser bileşeninin şematik gösterimi.

Şekil 4.9'da gösterilen kondenser üzerindeki enerjinin korunumu eşitliği (Eşitlik 4.16) elde edilir.

$$\dot{Q}_K + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 \quad (4.16)$$



Şekil 4.10. Çevrimdeki absorber bileşeninin şematik gösterimi.

Şekil 4.10'da gösterilen absorber üzerindeki enerjinin korunumu eşitliği (Eşitlik 4.17) elde edilir.

$$\dot{Q}_A + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (4.17)$$

Şekil 4.7'de gösterilen ısı değiştirici üzerindeki enerjinin korunumu eşitliği (Eşitlik 4.18) elde edilir.

$$\dot{Q}_{\text{ısı değiştirici}} = \dot{m}_8(h_8 - h_9) = \dot{m}_7(h_7 - h_6) \quad (4.18)$$

Bu işlemlerin tamamlanmasıyla sistem bileşenlerinin ısı kapasiteleri hesaplanır. Çevrimin soğutma performansı (COP) Eşitlik 4.19 ile hesaplanır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (4.19)$$

Sistem bileşenlerinin sahip olması gereken ısı transferinde kullanılacak etkin yüzey alanları ayrı bir merak konusudur ve sistemin gerçekleştirilmesi durumunda önemli bir parametre olacaktır. Bu sebeple her sistem bileşeni için boyutlandırma hesabının yapılması uygun görülmüştür.

Eşitlik 4.6’da ısı transferinde kullanılan genel yaklaşım ifade edilmişti. Florides vd. (2003), yayınladıkları bir çalışmada absorpsiyonlu çevrim bileşenlerinin boyutlandırılması için Eşitlik 4.6’yı manipule etmişlerdir (Eşitlik 4.20). Eşitlikteki sıcaklık farkını logaritmik ortalama sıcaklık olarak değiştirerek tanımlamasını yapmışlardır (Eşitlik 4.21).

$$\dot{q} = UA\Delta T_m \quad (4.20)$$

$$\Delta T_m = F\Delta T_{ln} = F \left(\frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln \left(\frac{\Delta T_0}{\Delta T_L} \right)} \right) \quad (4.21)$$

F düzeltme faktörünü, ΔT_0 ısı değiştirici girişindeki sıcaklık farkını ve ΔT_L ise ısı değiştirici çıkışındaki sıcaklık farkını ifade etmektedir.

Ortalama ısı transfer katsayısı ise Eşitlik 4.22’de gösterilmektedir.

$$U = \frac{1}{\left(\frac{D_o}{D_i} \right) \left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{D_o}{D_i} \right) F_i + \left(\frac{1}{2k} \right) D_o \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + F_o + \frac{1}{h_o}} \quad (4.22)$$

F_o dış yüzey için kirlilik faktörü, F_i ise iç yüzey için kirlilik faktörüdür. D_i ve D_o sırasıyla iç ve dış boru çapını ifade eder.

Ayrıca, tercih edilecek ısı değiştirici tipine göre uygun Nusselt, Reynolds ve Prandtl korelasyonu tercih edilerek ısı transfer katsayıları bulunabilir. İlgili korelasyon formatı Eşitlik 4.23’de gösterilmektedir.

$$Nu = \frac{hd}{k} = (CRe^m Pr^n)^r \quad (4.23)$$

Bu çalışmada ısı transfer katsayıları hesaplanmayıp, Florides vd. (2003)'nin absorpsiyonlu soğutma sistemleri için yayınladığı çalışmada paylaştığı literatür kaynaklı veriler kullanılmıştır. Çizelge 4.9'da verilen bu değerler kullanılarak boyutlandırma yapılmıştır.

Çizelge 4.9. Çevrim bileşenleri için literatürde verilen ortalama ısı transfer katsayıları(Florides vd., 2003).

Isı transfer yüzeyi	U (W/m ² K)
Generatör	2300
Kondenser	3265
Evaporatör	2200
Absorber	2000

4.2.3 Güneş enerjisi toplayıcı kapasitesinin belirlenmesi

Güneş enerjisi toplayıcılarının boyutlandırılmasında faydalanma oranı parametresi kullanılmaktadır. Soğutma sistemine sağlanacak enerjinin hangi oranda güneş enerjisinden sağlandığını belirtir (Eşitlik 4.24).

$$FO = 1 - \frac{\dot{Q}_{ek}}{\dot{Q}_G} \quad (4.24)$$

Sistemin peak yüküne göre güneş enerjisi toplayıcısı miktarının belirlenmesi durumunda ilk yatırım maliyetleri artarak ekonomik olmayan durumlar ortaya çıkmaktadır. Goralı (2007)'nin yayınladığı çalışmada farklı faydalanma oranları ve ekonomik karşılıkları araştırılmış, ideal faydalanma oranının 0,70 olduğunu ortaya koyulmuştur.

Bu çalışmada da 0,70 değeri pik yük durumu için kullanılarak, generatör kapasitesinin %30'u kadar kapasiteye sahip bir ek ısıtıcı kullanılması gerektiği bulunur ve geriye kalan %70'lik kapasite ise seçilen toplayıcıdan kaç adet kullanılacağını belirler.

4.2.4 Absorpsiyonlu çevrim Matlab modelinin altyapısı

Farklı çalışma noktalarında sistemin davranışının gözlemlenmesi için Hamirpur Milli Teknoloji Enstitüsü Makina Mühendisliği Bölümü bünyesinde geliştirilen Matlab modeli kullanılmıştır. LiBr-Su çözeltisi ve Su için

termofiziksel malzeme modellerine sahip bu kod ile ideal absorpsiyonlu çevrim tasarım parametrelerine göre sistem elemanlarının kapasitesi hesaplanmaktadır.

Bu Matlab modeli absorpsiyonlu ısı pompası termodinamik çevrimini modeller ve sistem elemanlarının kapasitelerini ve hal noktalarındaki özellikleri hesaplar. Burada önemli bir nokta olan hal noktalarındaki özelliklerin sağlanması için polinomlarla ifade edilen eşitlikler kullanılır. Bu polinomlar da belli sınırlar içerisinde doğru sonuç vermektedir. Model için gerekli girdiler ve beklenen model çıktıları Şekil 4.11’de gösterilmektedir.



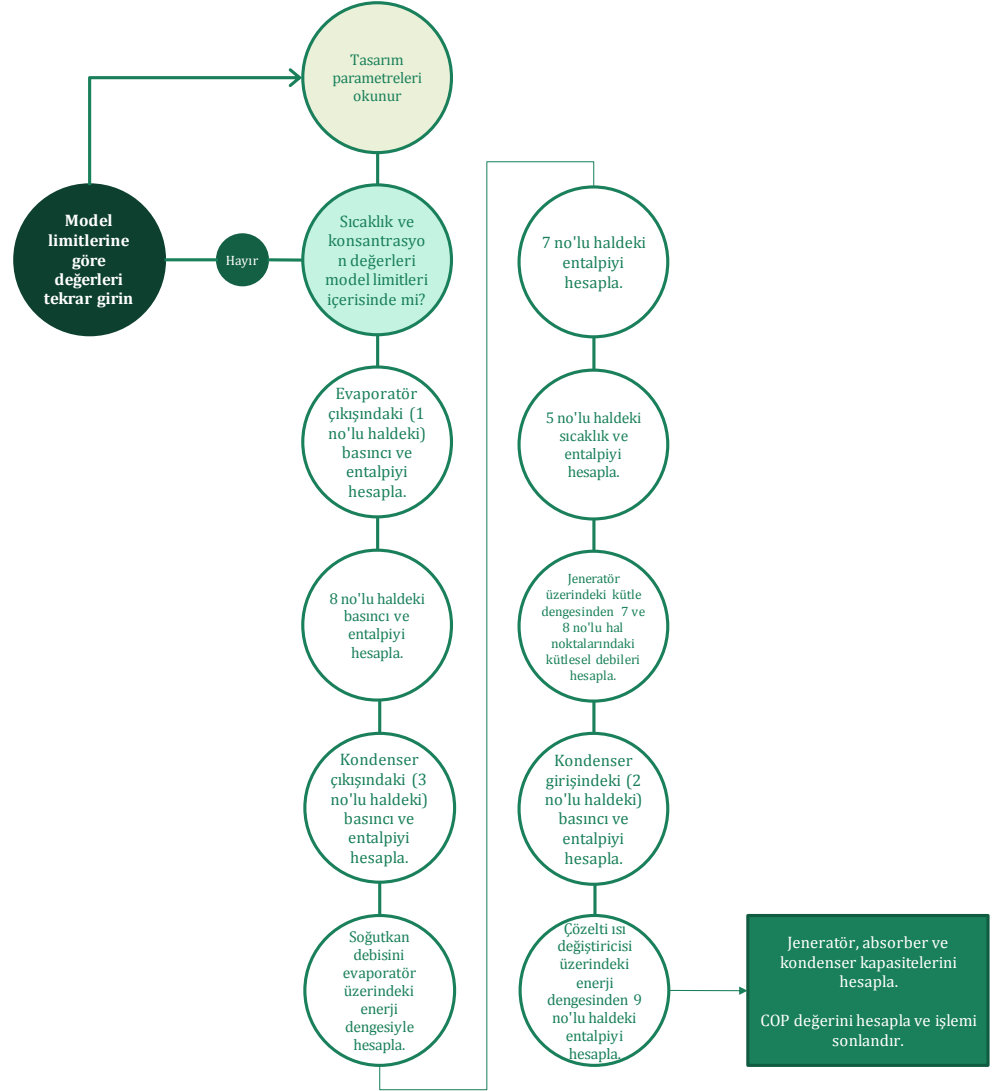
Şekil 4.11. Absorpsiyonlu çevrim Matlab modelinin şematiği

Bu modelde çözelti lityum bromür konsantrasyon oranının minimum %45 maksimum %70 olması durumunda sağlıklı sonuç vermektedir. Benzer şekilde, çözelti sıcaklığını 5°C’den yüksek ve 175°C’den de düşük olması gerekmektedir. Bu aralıklar dışında kalan durumlarda bu model kullanılmamalıdır.

Absorpsiyonlu çevrim Matlab modelinin algoritması Şekil 4.12’de verilmiştir.

Absorpsiyonlu Isı Pompası Termodinamik Çevrim Modeli

MATEMATİKSEL MODEL ALGORİTMASI



Şekil 4.12. Absorpsiyonlu çevrim Matlab modelinin algoritması.

Modelin en önemli özelliği soğutkan için ve çözelti için hal özelliklerini hesaplayan polinom modelleri içermesidir. Bu sayede termodinamik tablolardan, grafiklerden veri okuma ihtiyacı ortadan kalkmaktadır. LiBr- Su çözeltisi için ilgili eşitlikler ASHRAE'den alınmıştır. Soğutkan su için kullanılan model ise IAPWS IF-97'den alınmıştır. Model detayları aşağıda belirtilmektedir.

LiBr-Su çözeltisi için ASHRAE standartlarında yer alan entalpi eşitliği kullanılmıştır (Eşitlik 4.25).

$$h = \sum_0^4 A_n X^n + t \sum_0^4 B_n X^n + t^2 \sum_0^4 C_n X^n \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.25)$$

$t=^{\circ}C$, $X=\%LiBr$

Kullanılan yaklaşım %40-%70 LiBr konsantrasyon oranı aralığı ve 15-165 $^{\circ}C$ sıcaklık aralığında çalışmaktadır.Eşitlik 4.25’de belirtilen sabitlerin değerleri Çizelge 4.10’de belirtilmiştir.

Çizelge 4.10. Entalpieşitliği sabitleri.

	A_n	B_n	C_n
n=0	-2024,33	18,2829	-3,7008214e-2
n=1	163,309	-1,1691757	2,8877666e-3
n=2	-4,88161	3,248041e-2	-8,1313015e-5
n=3	6,302948e-2	-4,034184e-4	9,9116628e-7
n=4	-2,913705e-4	1,8520569e-6	-4,4441207e-9

LiBr-Su çözeltisi için ASHRAE standartlarında yer alan sıcaklık ve basınç eşitlikleri 4.26, 4.27, 4.28 ve 4.29 no’lu eşitliklerde belirtilmiştir.

$$\text{Çözelti sıcaklığı, } ^{\circ}C: \quad t = \sum_0^3 B_n X^n + t' \sum_0^3 A_n X^n \quad (4.26)$$

Soğutkan sıcaklığı, $^{\circ}C$:

$$t' = (t - \sum_0^3 B_n X^n) / \sum_0^3 A_n X^n \quad (4.27)$$

$$\log P = C + D/T' + E/T'^2 \quad (4.28)$$

$$T' = \frac{-2E}{D + [D^2 - 4E(C - \log P)]^{0.5}} \quad (4.29)$$

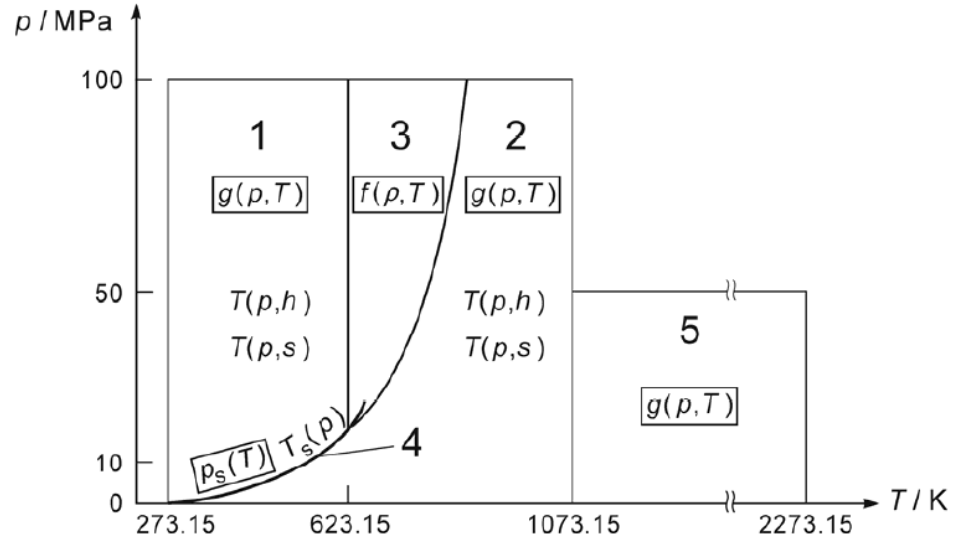
$P=kPa$, $T'=K$

-15< t' <110C, 5< t <175C, 45< X <70 %LiBr aralıkları için geçerlidir. Eşitliklerde kullanılan sabitlerin değerleri Çizelge 4.11’de verilmektedir.

Çizelge 4.11. Sıcaklık ve basınç eşitliklerinde kullanılan sabit değerleri.

	A_n	B_n	C	D	E
n=0	-2,00755	124,937	7,05	-1596,49	-104095,5
n=1	0,16976	-7,71649			
n=2	-3,133362e-3	0,152286			
n=3	1,97668e-5	-7,950e-4			

Su ve su buharının hal özelliklerinin elde edilmesinde Uluslararası Su ve Buhar Özellikleri Kurumu (IAPWS)'nın yayınladığı IF-97 standardı kullanılmıştır. Bu standart su ve buharını basınca ve sıcaklığa bağlı olarak 5 farklı bölgede incelemektedir (Şekil 4.13).



Şekil 4.13. IF-97 standardına göre 5 bölgeye ayrılmış P-T diyagramı.

İncelediğimiz absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki hal noktaları 1,2 ve 4 no'lu bölgelere dahil olduğu için bu kapsamlı modelin yalnızca bu bölgeler için geçerli eşitlikleri belirtilecektir.

Tüm eşitlikler için geçerli özgül gaz sabiti değeri aşağıda verilmektedir.

$$R = 0.461526 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

1 no'lu bölgenin çözümlenmesinde Gibbs serbest enerjisi için bir temel eşitlik kullanılır (Eşitlik 4.30).

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{l_i} (\tau - 1.222)^{j_i} \quad (4.30)$$

Eşitlik 4.30'da belirtilen değişkenler Eşitlik 4.31'deki eşitliklerle hesaplanabilir.

$$\pi = \frac{p}{p^*}, \tau = \frac{T^*}{T}, p^* = 16.53 \text{ MPa}, T^* = 1386 \text{ K} \quad (4.31)$$

Buradaki sabitlerin değerlerinin bulunduğu tablo Ek 1’de verilmiştir. 2 no’lu bölgeni çözümlenmesinde Gibbs serbest enerjisi için bir temel eşitlik kullanılır (Eşitlik 4.32). Fakat bu eşitlik iki bölümden oluşmaktadır; ideal gaz ve artık bölümü.

$$\frac{g(p, T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^o(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau) \quad (4.32)$$

Eşitlik 4.32’da belirtilen değişkenler Eşitlik 4.33’deki eşitliklerle hesaplanabilir.

$$\pi = \frac{p}{p^*}, \tau = \frac{T^*}{T} \quad (4.33)$$

Eşitliğin ideal gaz bölümü için Eşitlik 4.34 kullanılır.

$$\gamma^o = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^o \tau^{J_i^o} \quad (4.34)$$

Eşitlik 4.34’da belirtilen değişkenler Eşitlik 4.35’deki eşitliklerle hesaplanabilir.

$$\pi = \frac{p}{p^*}, \tau = \frac{T^*}{T}, p^* = 1 \text{ MPa}, T^* = 540 \text{ K} \quad (4.35)$$

Buradaki sabitlerin değerlerinin bulunduğu tablo Ek 2’de verilmiştir.

Eşitliğin artık bölümü için aşağıdaki Eşitlik 4.36 kullanılır.

$$\gamma^r = \sum_{i=1}^{43} n_i \pi^{L_i} (\tau - 0.5)^{J_i} \quad (4.36)$$

Eşitlik 4.36’da belirtilen değişkenler Eşitlik 4.37’deki eşitliklerle hesaplanabilir.

$$\pi = \frac{p}{p^*}, \tau = \frac{T^*}{T}, p^* = 1 \text{ MPa}, T^* = 540 \text{ K} \quad (4.37)$$

Buradaki sabitlerin değerlerinin bulunduğu tablo Ek 3’de verilmiştir.

4 no'lu bölge doyma eğrisini temsil etmektedir ve bunun çözümü için kapalı kuadratik/ikinci dereceden bir eşitlik kullanılır (Eşitlik 4.38). Doyma basıncı girdisi ya da doyma sıcaklığı girdisiyle çalışır.

$$\beta^2 \vartheta^2 + n_1 \beta^2 \vartheta + n_2 \beta^2 + n_3 \beta \vartheta^2 + n_4 \beta \vartheta + n_5 \beta + n_6 \vartheta^2 + n_7 \vartheta + n_8 = 0 \quad (4.38)$$

Eşitlik 4.38'da belirtilen değişkenler Eşitlik 4.39'deki eşitliklerle hesaplanabilir.

$$\beta = \left(\frac{p_s}{p^*}\right)^{0.25}, \vartheta = \frac{T_s}{T^*} + \frac{n_9}{(T_s/T^*) - n_{10}}, p^* = 1 \text{ MPa}, T^* = 1 \text{ K} \quad (4.39)$$

Buradaki sabitlerin değerlerinin bulunduğu tablo Ek 4'de verilmiştir.

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde Gereç bölümünde tanıtılan laboratuvar için Yöntem bölümündeki metodoloji yardımıyla soğutma yükü hesaplanacak, absorpsiyonlu çevrim tasarımı yapılacak ve gerekli güneş enerjisi toplayıcı miktarı hesaplanacaktır. Sonrasında ise çevrim için oluşturulmuş olan Matlab modeli kullanılarak soğutma sezonunu temsil eden günler için saatlik olarak sistem performansı incelencektir. Son olarak da elde edilen değerler değerlendirilerek tartışılacaktır.

5.1 Soğutma Yükü Hesabı

Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi laboratuvarın soğutma yükünün hesaplanması için öncelikle laboratuvar duvarlarının efektif ısı iletim katsayısının hesaplanması gerekmektedir. Eşitlik 4.1'e göre hesaplanan değerler Çizelge 5.1'de sunulmaktadır.

Çizelge 5.1. Laboratuvar için efektif ısı iletim katsayısı hesabı.

	İletim katsayısı (W/mK)	Kalınlık (m)	Efektif İletim Kat. (W/mK)	Kalınlık (m)
Yan duvarlar				
Sıva	1,000	0,05	0,149	0,31
Tuğla	0,350	0,20		
Cam yünü	0,035	0,05		
Alçıpan	0,350	0,01		
Kolonlar				
Sıva	1,000	0,05	0,195	0,31
Beton	2,500	0,20		
Cam yünü	0,035	0,05		
Alçıpan	0,350	0,01		
Tavan				
Cam yünü	0,035	0,15	0,037	0,16
Alçıpan	0,350	0,01		
Taban				
Sıva	1,000	0,02	0,179	0,31
Odun lifi	0,170	0,028		
XPS	0,035	0,05		
Şap	1,400	0,06		
Beton	2,500	0,15		
Kapı				
Ahşap	0,160	0,06	0,160	0,06

Soğutma yükü hesabında taşınım ile ısı kazancının dikkate alınması için taşınım için termal direnç hesabı yapılması gerekir. Bu değerler Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Taşınım ile ilgili termal direnç hesabı.

Duvar tipi	Alan (m ²)	Komşu dış ortam		Komşu iç ortam		Termal direnç toplamı (K/W)
		Isı transfer katsayısı (W/m ² .K)	Termal direnç (K/W)	Isı transfer katsayısı (W/m ² .K)	Termal direnç (K/W)	
KolonKuzey	0,2250	25	0,1778	7,5	0,5926	0,7704
Duvar Kuzey	6,7750	25	0,0059	7,5	0,0197	0,0256
KolonBatı	0,2250	25	0,1778	7,5	0,5926	0,7704
Duvar Batı	10,325	25	0,0039	7,5	0,0129	0,0168
KolonGüney	0,2250	25	0,1778	7,5	0,5926	0,7704
Duvar Güney	6,7750	25	0,0059	7,5	0,0197	0,0256
Kolon Doğu	0,2250	7,5	0,5926	7,5	0,5926	1,1852
Duvar Doğu	8,5825	7,5	0,0155	7,5	0,0155	0,0311
Tavan	1,7525	7,5	0,0761	7,5	0,0761	0,1522
Taban	11,816	7,5	0,0113	7,5	0,0113	0,0226
Kapı	11,816	7,5	0,0113	7,5	0,0113	0,0226

Termal iletim katsayılarına karşılık gelen termal direnç değerleri ise Çizelge 5.3’de verilmiştir.

Çizelge 5.3. İletime bağlı termal direnç hesabı.

Duvar tipi	Alan (m ²)	Kalınlık (m)	Termal iletim katsayısı (W/m ² K)	Termal direnç (K/W)
Kolon Kuzey	0,2250	0,31	0,195	0,7704
Duvar Kuzey	6,7750	0,31	0,149	0,0256
Kolon Batı	0,2250	0,31	0,195	0,7704
Duvar Batı	10,3250	0,31	0,149	0,0168
Kolon Güney	0,2250	0,31	0,195	0,7704
Duvar Güney	6,7750	0,31	0,149	0,0256
Kolon Doğu	0,2250	0,31	0,195	1,1852
Duvar Doğu	8,5825	0,31	0,149	0,0311
Tavan	1,7525	0,16	0,037	0,1522
Taban	11,816	0,31	0,179	0,0226
Kapı	11,816	0,06	0,160	0,0226

Termal direnç değerleri hem iletimle ısı transferi hem de taşınım ile ısı transferi için hesaplanmıştır. Bu değerler kullanılarak ortalama ısı transfer katsayısı, U, hesaplanmıştır. Tasarım sıcaklığı ve dış ortam sıcaklıkları dikkate alınarak gerçekleşen ısı kazancı hesaplanmıştır (Çizelge 5.4).

Çizelge 5.4. İletim ve taşınım ile gerçekleşen ısı kazancı hesabı.

Duvar tipi	Alan (m ²)	Ortalama ısı transfer katsayısı (W/m ² K)	Tasarım sıcaklığı (°C)	Dış ortam sıcaklığı (°C)	Isı kazancı (W)
Kolon Kuzey	0,2250	0,5680	24	37	1,7
Duvar Kuzey	6,7750	0,4441			39,1
Kolon Batı	0,2250	0,5680		37	1,7
Duvar Batı	10,3250	0,4441			59,6
Kolon Güney	0,2250	0,5680		37	1,7
Duvar Güney	6,7750	0,4441			39,1
Kolon Doğu	0,2250	0,5394		27	0,4
Duvar Doğu	8,5825	0,4264			11,0
Tavan	1,7525	1,5584		27	8,2
Taban	11,816	0,5015		27	17,8
Kapı	11,816	0,2183		27	7,7
Toplam Isı Kazancı					187,9

Laboratuvar içerisinde bulunan boylerden laboratuvara olan ısı kazancı hesaplanmıştır (Çizelge 5.5).

Çizelge 5.5. Boylerden ortama gerçekleşen ısı kazancı hesabı.

Dış çapı (m)	0,9
İç çapı (m)	0,8
Yüksekliği (m)	1,5
$k_{\text{yalıtım}}$ (W/mK)	0,035
h (W/m ² K)	7,5
U_{van} (W/m ² K)	2,57
$U_{\text{taban/tavan}}$ (W/m ² K)	0,43
$\dot{Q}_{\text{boyler}}$ (W)	470,0

Laboratuvar içerisindeki ısı kaynakları ve toplam ısı girdisi Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Çizelge 5.6. Laboratuvar içerisindeki ısı kaynakları.

Kaynak	Güç (W)	Miktar	Toplam Güç (W)
İnsan	75	2	150
Bilgisayar	750	1	750
Monitör	20	1	20
Data logger	40	1	40
Boylar	470	1	470
Toplam Isı Kaynağı			1430

Enfiltrasyonla gerçekleşecek ısı kazancı ASHRAE standartlarına göre hesaplanmıştır (Çizelge 5.7).

Çizelge 5.7. Enfiltrasyonla ısı kazancı hesabı.

ACH	0,5
Oda hacmi (m ³)	29,54
Tasarım sıcaklığı (°C)	24
Dış ortam sıcaklığı (°C)	27
$\dot{Q}_{enfilt\ rasyon}$	15,1

Toplam pik soğutma yükü hesaplanan ısı kazancılar doğrultusunda hesaplanmıştır (Çizelge 5.8).

Çizelge 5.8. Toplam pik soğutma yükü hesabı.

Oda çeperlerinden ısı kazancı (W)	187,9
Isı kaynaklarından ısı kazancı (W)	1430
Enfiltrasyonla ısı kazancı (W)	15,1
Pik soğutma yükü (W)	1633,0

Laboratuvarın peak soğutma yükü hesaplanmıştır. Bu yükü oluşturan üçekten incelendiğinde en büyük ısı kazancının laboratuvardaki ısı kaynaklarından gerçekleştiği ve diğer etkenlerin görece etkisiz kaldığı anlaşılmaktadır. Bu da soğutma yükünün dış ortam koşullarına olan hassasiyetinin düşük olduğunu göstermektedir.

5.2 Termodinamik Çevrimin Tasarımı ve Sistem Elemanlarının Boyutlandırılması

Termodinamik çevrim bileşenlerinin kapasitelerinin belirlenmesine soğutma yükünün bilinmesi nedeniyle evaporatör üzerinden başlanır. Eşitlik 4.9 ile evaporatör verimi olarak kabul edilen 0,75 değeri dikkate alınarak evaporatör kapasitesi hesaplanır (Çizelge 5.9).

Çizelge 5.9. Evaporatör kapasitesi hesabı.

Evaporatör verimi	Soğutma yükü (W)	Evaporatör kapasitesi (W)
0,75	1633,0	2177,3

Evaporatör çıkışında suyun doymuş buhar olduğu kabulü dikkate alındığında 1 no'lu hal noktası için 5°C'deki doyma basıncı geçerlidir.

$$P_{doyma @6^{\circ}C} = 0,9354 \text{ kPa}$$

$$h_{doyma @6^{\circ}C} = 2511,9 \text{ kJ/kg}$$

Kondenserden çıkan suyun doymuş sıvı olduğu kabulü göz önüne alındığında, 3 no'lu hal noktası için 44°C'deki doyma basıncı geçerlidir.

$$P_{doyma @44^{\circ}C} = 9,110 \text{ kPa}$$

$$h_{doyma @44^{\circ}C} = 184,2 \text{ kJ/kg}$$

Yapılan kabuller doğrultusunda 1 ve 3 no'lu hal noktaları için bulunan basınç değerleri diğer hal noktalarına atanmıştır.

2 no'lu hal noktasında oldukça düşük basınçta kızgın buhar fazı bulunmaktadır bu özellik için uygun termodinamik tabloları bulunması zor olduğu için Mollier diyagramı kullanılarak bu değer okunmuştur.

$$h_2 = 2668,5 \text{ kJ/kg}$$

Termal kompresör, yani absorber-generatör ikilisi incelenerek LiBr konsantrasyon değerleri ve çözeltinin entalpi değerleri entalpi-konsantrasyon grafiğinden elde edilebilir.

5 no'lu hal noktası 0,9354 kPa basınçta ve 44°C sıcaklıktadır. Buna karşılık gelen değer entalpi-konsantrasyon grafiğinden okunur.

$$X_5 = 0,59$$

$$h_5 = -158 \text{ kJ/kg}$$

8 no'lu hal noktası 9,110 kPa basınçta ve 90°C sıcaklıktadır. Buna karşılık gelen değer entalpi-konsantrasyon grafiğinden okunur.

$$X_8 = 0,62$$

$$h_8 = -68 \text{ kJ/kg}$$

6 no'lu hal noktasında yapılan kabuller göz önüne alındığında aşağıdaki entalpi değeri elde edilir.

$$h_6 \approx h_5 = -158 \text{ kJ/kg}$$

Absorber-generatör ikilisi arasındaki bölgede iki hat bulunmaktadır; zengin çözelti hattı ve fakir çözelti hattı. Her hat boyunca konsantrasyon değeri sabittir.

$$X_8 = X_9 = X_{10} = 0,62$$

$$X_5 = X_6 = X_7 = 0,59$$

Başlangıçta sıcaklığı bilinmeyen 7 no'lu hal noktası için basınç ve konsantrasyon değerleri kullanılarak sıcaklık ve entalpi değerleri elde edilebilir:

$$h_7 = -72 \text{ kJ/kg}$$

$$T_7 = 86^\circ\text{C}$$

Diğer hal noktalarındaki konsantrasyon ve entalpi değerleri ise sistem elemanları üzerinde korunum yasalarının uygulanmasıyla bulunur. İlgili metodoloji Yöntem bölümünde açıklanmıştır. Hal noktaları için hesaplanan ilgili özellikler Çizelge 5.10'da verilmiştir.

Çizelge 5.10. Termodinamik çevrim hal noktaları ve özellikleri.

Durum Noktası	Basınç [kPa]	Sıcaklık [°C]	Hal	Entalpi [kJ/kg]	Kütleli debi (g/s)	LiBr Konsantrasyonu
1	0,9354	6	D. buhar	2511,9	0,9303	0
2	9,110	90	K. buhar	2668,5	0,9303	0
3	9,110	44	D. sıvı	184,2	0,9303	0
4	0,9354	6	D. sıvı-buhar k.	184,2	0,9303	0
5	0,9354	44	F. çözelti	-158	19,2	0,59
6	9,110	44	F. çözelti	-158	19,2	0,59
7	9,110	86	F. çözelti	-72	19,2	0,59
8	9,110	90	Z. çözelti	-68	18,3	0,62
9	9,110	50	Z. çözelti	-144	18,3	0,62
10	0,9354	50	Z. çözelti	-144	18,3	0,62

Hal noktaları için bulunan bu özellikler farklı evaporatör yükleme koşulları için de aynı kalacaktır. Burada sistem değişkeni evaporatör yüküyle birlikte kütleli debiler olacaktır.

Sistem bileşenlerinin hesaplanan ısı kapasiteleri Çizelge 5.11'de verilmektedir.

Çizelge 5.11. Sistem bileşenlerinin ısı kapasite değerleri.

Sistem Bileşeni	Isıl Kapasite [kW]
Evaporatör	2,177
Kondenser	2,323
Absorber	2,516
Isı Değiştirici	1,651
Generatör	2,662

Bileşen kapasiteleri kullanılarak sistemin COP değeri hesaplanır.

$$COP = 0,81$$

Tasarlanan absorpsiyonlu soğutma çevrimi bileşenlerinin boyutlandırılması Yöntem bölümünde kabul edilen ortalama ısı transferi katsayıları kullanılarak her bileşen için gerçekleştirilir.

Öncelikle, logaritmik sıcaklık ortalamalarını hesaplanır (Çizelge 5.12).

Çizelge 5.12. Sistem bileşenlerinin logaritmik ortalama sıcaklık değerleri.

Sistem elemanı	$\Delta T_0(^{\circ}\text{C})$	$\Delta T_L(^{\circ}\text{C})$	$\Delta T_m(^{\circ}\text{C})$
Generatör	24	6	13,0
Kondenser	65	13	32,3
Evaporatör	21	17	19,0
Absorber	12	3	6,5

Hesaplanan logaritmik sıcaklık ortalamalarıyla sistem elemanları için yaklaşık ihtiyaç duyulacak yüzey alanları hesaplanır (Çizelge 5.13).

Çizelge 5.13. Sistem bileşenlerinin boyutlandırılması.

Sistem elemanı	Kapasite (W)	$\Delta T_m(^{\circ}\text{C})$	U (W/m ² K)	A (m ²)
Generatör	2662	13,0	2300	0,089
Kondenser	2323	32,3	3265	0,022
Evaporatör	2177	19,0	2200	0,052
Absorber	2516	6,5	2000	0,193

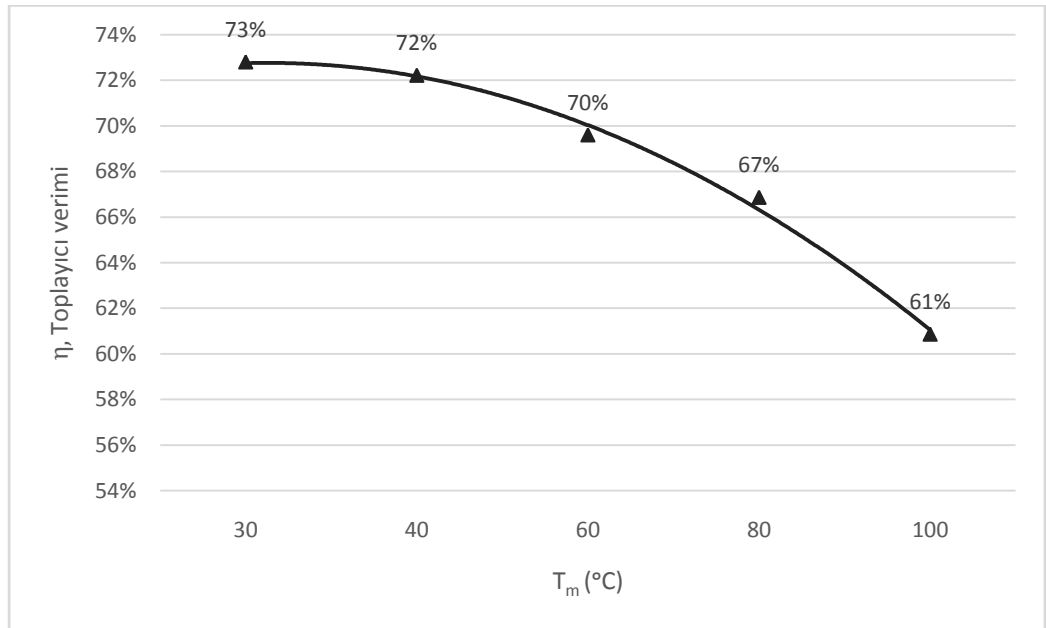
5.3 Güneş Enerjisi Toplayıcı Kapasitesinin Belirlenmesi

Kabul edilen faydalanma oranı göz önünde bulundurularak ihtiyaç duyulan güneş enerjisi toplayıcı kapasitesi ve ek kaynak kapasitesi hesaplanır (Çizelge 5.14).

Çizelge 5.14. Güneş enerjisi toplayıcı kapasitesi hesabı.

Gerekli güneş enerjisi toplayıcı kapasitesi (W)	Gerekli ek kaynak gücü (W)
1863,4	798,6

Bu çalışmada Vitosol 300-T tipi Viessmann marka toplayıcının kullanılmaktadır. Gerekli toplayıcı sayısının hesaplanması için Ek 5’de bulunan TÜV’ün EN 12975’e göre gerçekleştirdiği test sonuçlarından toplayıcının T_m - η grafiği çizilmiştir.



Şekil 5.1. Güneş enerjisi toplayıcı verim eğrisi.

Toplayıcının konumlandırılacağı eğim de toplayıcı tercihinin etkileyecek önemli faktörlerden birisidir. Tasarlanan sistemin soğutma odaklı olduğu ve dolayısıyla soğutma sezonu için ideal açıda yerleştirilmesi gerektiği açıktır. Ülgen (2007) yayınladığı çalışmasında İzmir ili için aylık bazda, mevsimsel bazda ve yıllık bazda optimum toplayıcı eğim değerlerini hesaplamıştır. Soğutma sezonu dikkate alındığında İzmir ili için ideal toplayıcı eğiminin $4,3^\circ$ olduğu görülmüştür.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimi termodinamik çevrim tasarımı en büyük evaporatör yükü, diğer bir deyişle, en büyük soğutma yükü için yapılmıştır. Bu da 27 Temmuz saat 12:00’a denk gelmektedir. E.Ü. Güneş Enerjisi Enstitüsü bünyesinde yapılan ölçümlerde bu zamanda yatay düzlemde ölçülen irradyasyon değeri $988,53 \text{ W/m}^2$ ’dir.

Toplayıcının yerleştirileceği eğimin $4,3^\circ$ olduğu düşünüldüğünde, yatay düzlemde yapılan ölçüm değerinin bu eğimdeki ışıınım değerine oldukça yakın olacağı bilindiğinden eşit varsayımı yapılır.

$$I_{yatay\ düzlem} \approx I_{\beta=4,3^\circ} = 988,53\ W/m^2$$

Güvenli tarafta kalmak için toplayıcının ölçülen minimum verimi seçilerek toplayıcının faydalı enerji çıktısı hesaplanır.

$$\dot{Q}_{faydal\ ı\ enerji} = 1816,9\ W$$

Bu durumda toplayıcıdan gelen faydalı enerjinin beklenen enerji ihtiyacını karşılayamadığı gözlemlenmektedir. Bu durumda 20 borulu Vitosol 300-T versiyonundan 2 adet kullanılması uygun olacaktır. Bu durumda elde edilecek faydalı enerji çıktısı tekrar hesaplanır.

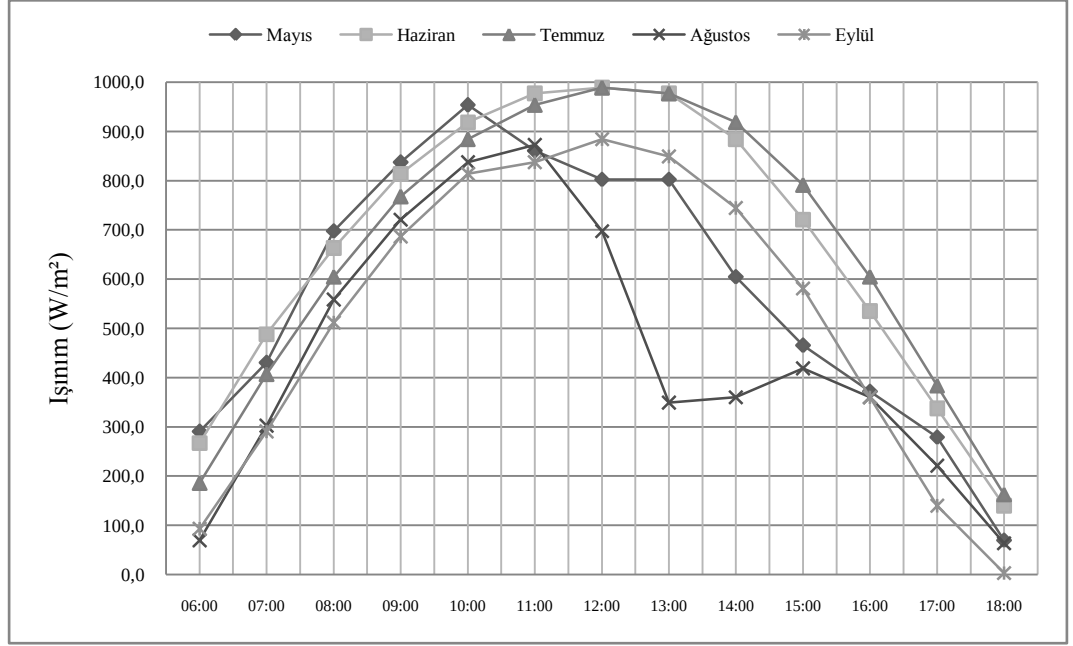
$$\dot{Q}_{faydal\ ı\ enerji} = 2406,5\ W$$

Bu durumda tasarım noktası için faydalanma oranı %90 değerine ulaşmış olur.

5.4 Absorpsiyonlu Çevrim Matlab Modelinin Uygulanması

Yöntem bölümünde altyapısı açıklanan absorpsiyonlu çevrim Matlab modeli kullanılarak farklı koşullar için çevrim elemanlarının kapasiteleri, kütleli debi karakteristikleri incelenecektir.

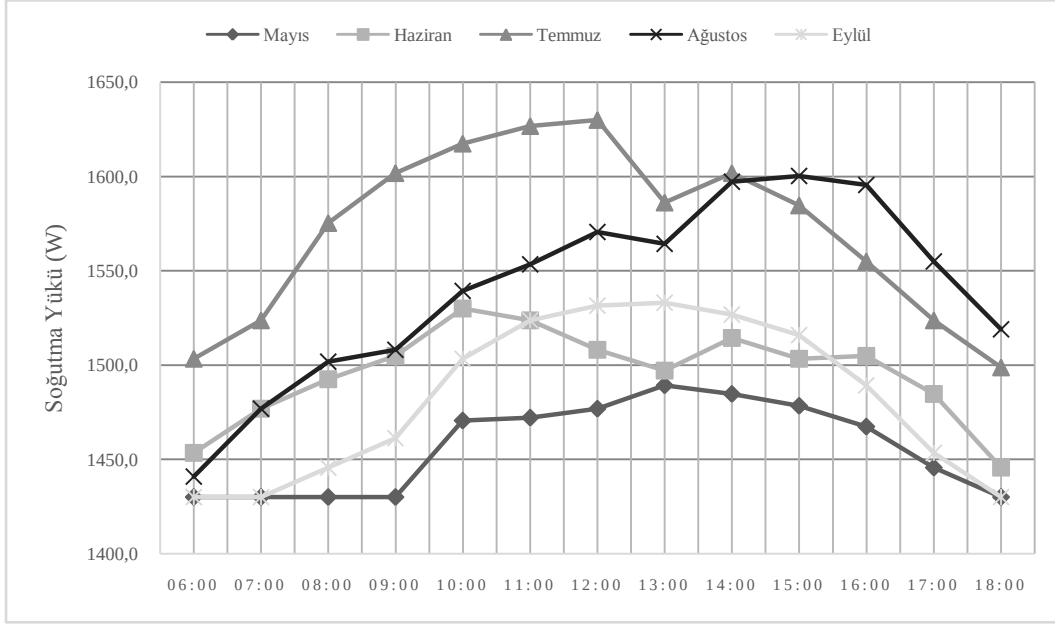
Çalışmanın devamında uygunluğu kontrol edilen Matlab modeli kullanılmıştır. Soğutma sezonunun Mayıs-Eylül ayları sürecinde gerçekleştiği gözönüne alınarak ayı temsil eden günler için Şekil 5.2'de ve Çizelge 6.1'de verilen saatlik dış ışıınım değerleri ve ortam sıcaklıkları dikkate alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Her incelenen günde 06:00-18:00 saat aralığı dikkate alınmıştır.



Şekil 5.2. Soğutma sezonu aylara göre saatlik ısıtım değerleri.

Laboratuvar soğutma yükü, termodinamik sistem bileşenlerinin yükleri ve hal noktasındaki kütleli debiler dış ortam sıcaklığındaki değişime bağlı olarak hesaplanırken, faydalanma oranı generatör yükündeki ve güneş enerjisi toplayıcılarından alınan enerji dikkate alınarak hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler her sistem bileşeni için bir grafikte ayları temsil eden birer eğriyle gösterilmiştir.

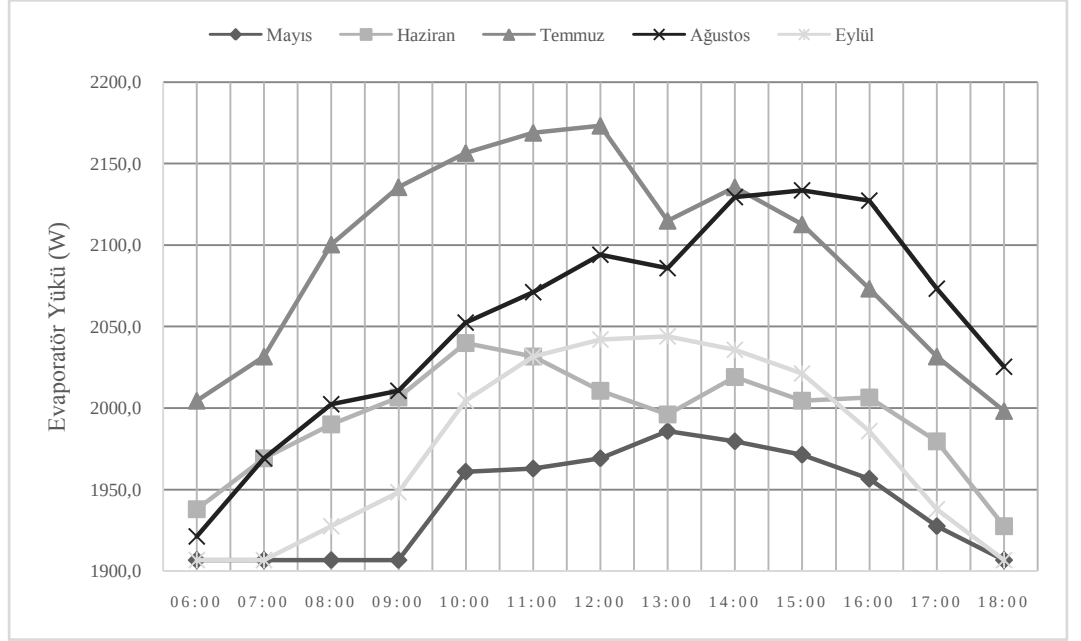
Laboratuvar soğutma yükünün aylara göre dağılımı Şekil 5.3’de verilmiştir. 12 saatlik zaman aralığında minimum ve maksimum soğutma yükleri arasındaki farkın yaklaşık olarak 200 W olduğu görülmektedir. Tasarım noktası için yapılan soğutma yükü hesaplarında da gözlemlendiği gibi soğutma yükünün büyük bir kısmını laboratuvar içerisindeki ısı kaynakları oluşturmaktadır olduğundan dış ortamdaki değişikliklerin soğutma yüküne etkisi düşüktür. Tasarım noktasından olan maksimum fark noktası incelendiğinde değişimin %12,4 olduğu gözlemlenmiştir.



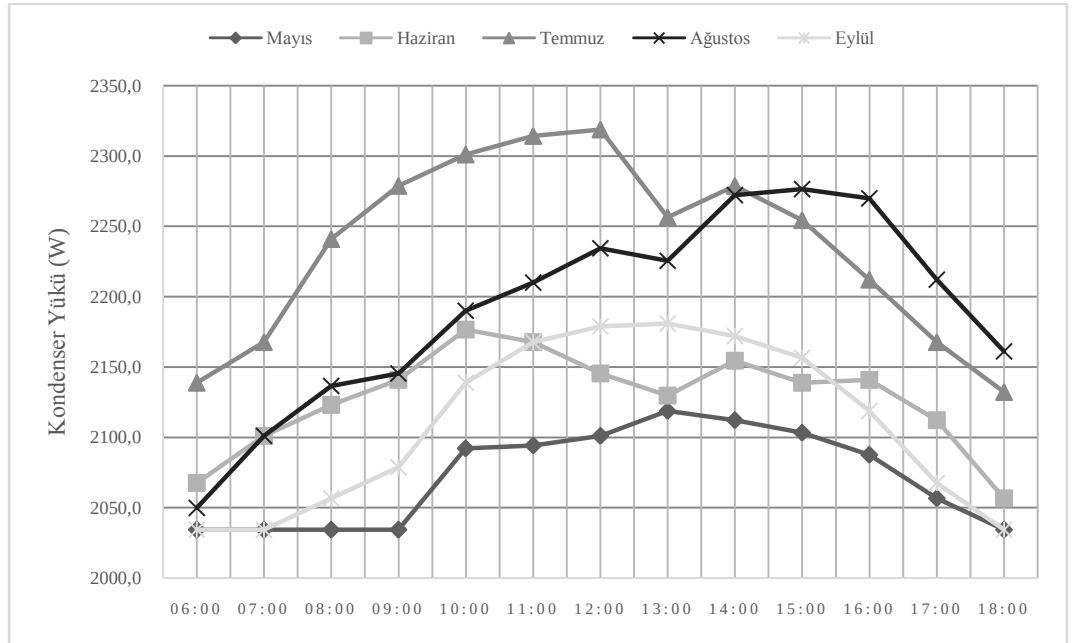
Şekil 5.2. Soğutma sezonu aylara göre saatlik soğutma yükleri.

Şekil 5.4’de evaporatör yükünün değişimi görülmektedir. Evaporatör yükü, soğutma yüküyle doğru orantılı olduğu için eğrilerin karakteristiği değişmemiştir. Yalnızca, soğutma yükünden bir miktar offset oluşmuştur. En yüksek evaporatör yükü beklediği gibi Temmuz ayında gözlemlenmektedir. Diğer taraftan saat 14:00’la birlikte Ağustos ayındaki yük değerinin Temmuz ayındaki değerin üzerine çıktığı görülmektedir. Bir başka dikkat çeken nokta ise 06:00-10:00 saat aralığındaki evaporatör yükünün Ağustos ve Haziran aylarında birbirine oldukça yakın olmasıdır.

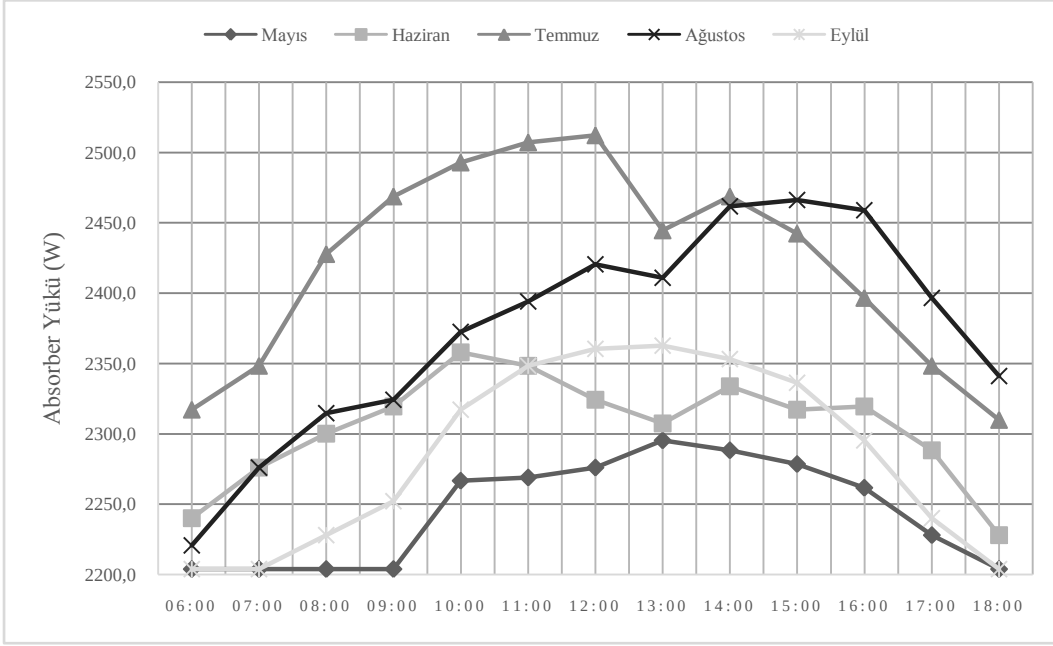
Soğutma sezonu için saatlik kondenser yükü değişimleri Şekil 5.5’de verilmiştir. Beklenildiği gibi evaporatör yükündeki değişimle aynı karakteristiğe sahip olduğu gözlemlenmektedir. Tasarım noktasındaki yük değeriyle oluşan maksimum farkın %12,4 olduğu gözlemlenmiştir. Benzer şekilde Şekil 5.6’de görülmekte olan absorber yükü eğrileri de aynı karakteristiğe sahiptir. Absorber yüklerinde gözlemlenen maksimum farkın ise %12,4 olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 5.3. Soğutma sezonu aylara göre saatlik evaporatör yükleri.

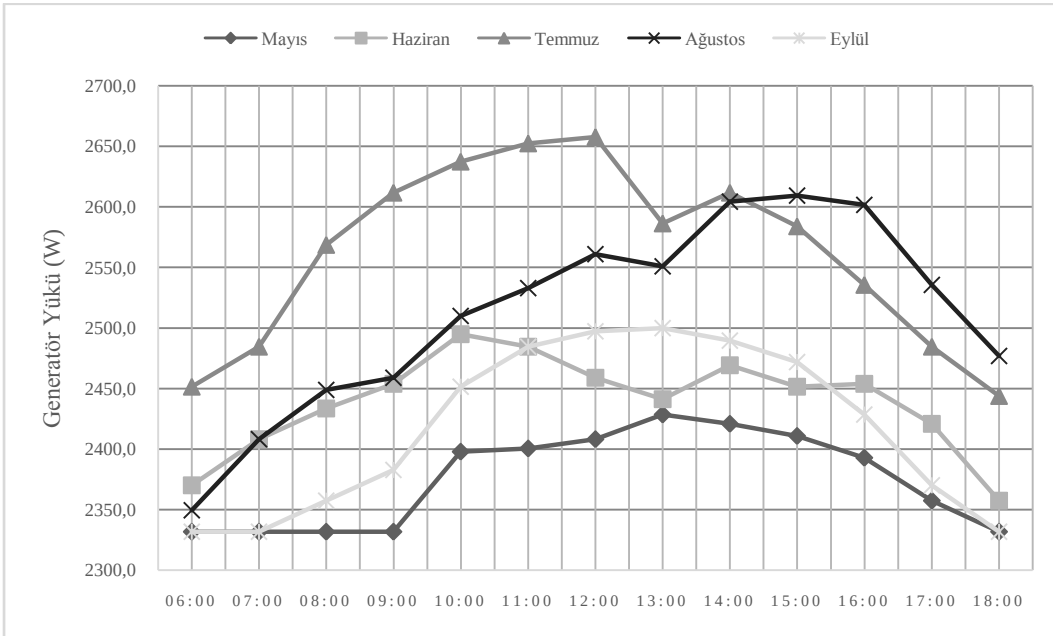


Şekil 5.4. Soğutma sezonu aylara göre saatlik kondenser yükleri.



Şekil 5.5. Soğutma sezonu aylara göre saatlik absorber yükleri.

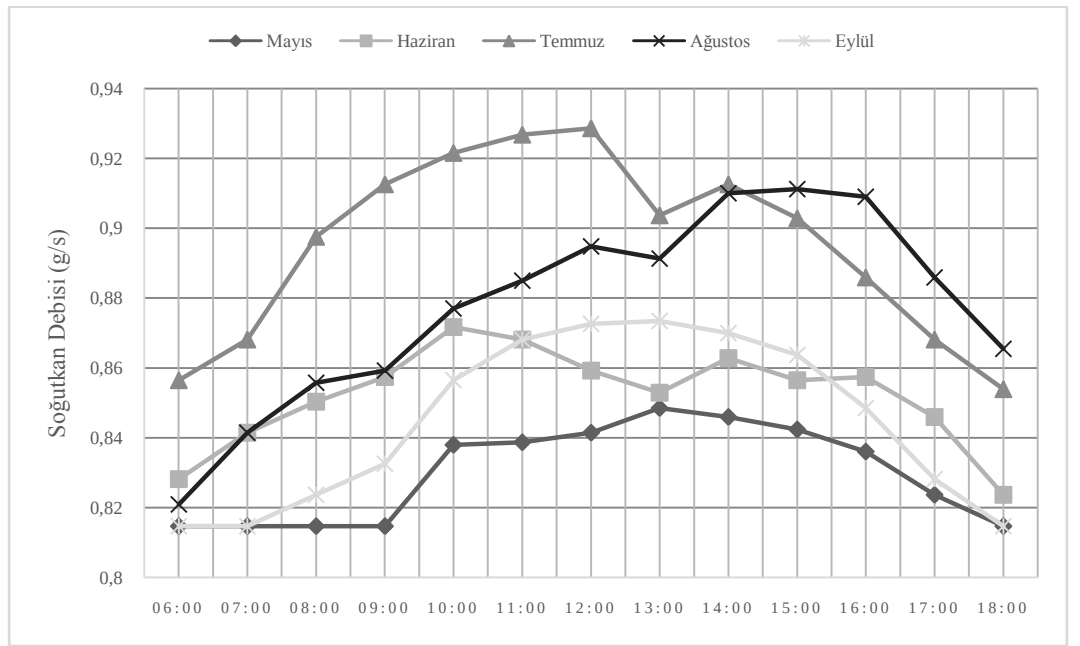
Soğutma sezonundaki generatör yükü değişimi Şekil 5.7’de verilmiştir. Generatör yükünün tasarım noktasına göre maksimum değişimin %12,4 olduğu gözlemlenmektedir.



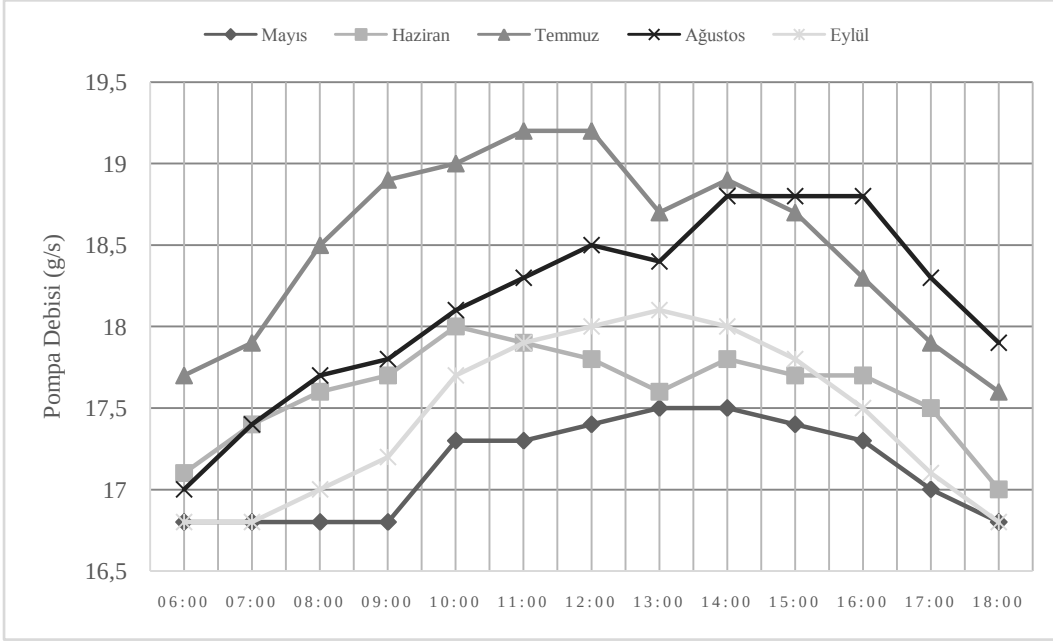
Şekil 5.6. Soğutma sezonu aylara göre saatlik generatör yükleri.

Absorpsiyonlu çevrim bileşenleri incelendiğinde evaporatördeki yük değişiminin 200 W dolaylarında kalırken, kondenser, absorber ve generatör bileşenlerinde bu değerin 300 W seviyelerine çıktığı gözlemlenmektedir.

Soğutkan debisinin ve çözelti pompasının debisinin değişimleri Şekil 5.8 ve Şekil 5.9’de verilmektedir. Diğer bileşen yüklerinin değişim eğrilerinin gösterdiği aynı karakteristiği, beklendiği gibi, bu eğriler de göstermektedir. Sırasıyla soğutkan debisindeki ve pompa debisindeki maksimum değişim %12,4 ve %12,5 olduğu gözlemlenmiştir.

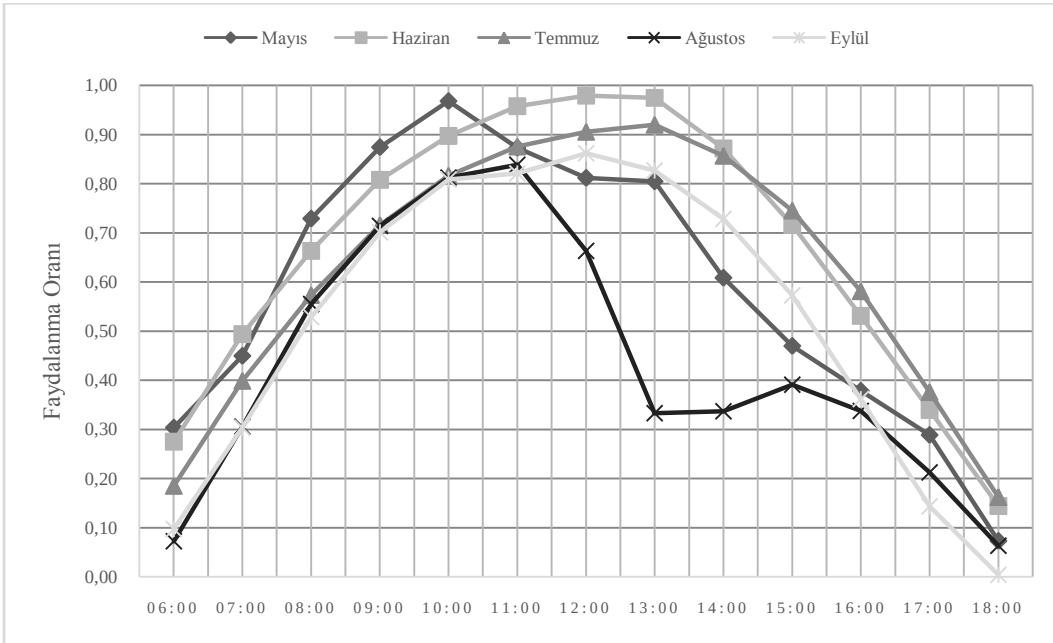


Şekil 5.7. Soğutma sezonu aylara göre saatlik soğutkan debileri.



Şekil 5.8. Soğutma sezonu aylara göre saatlik pompa debileri.

Soğutma sezonu için hesaplanan saatlik faydalanma oranları (Şekil 5.10) verilmiştir. Sunulan diğer grafiklerden farklı olarak buradaki eğrilerin karakteristiği farklıdır. Eğrilerin değişimi dış ortam sıcaklığına bağlı olmakla birlikte ısınıma da bağlıdır.



Şekil 5.9. Soğutma sezonu aylara göre saatlik faydalanma oranı değişimi.

Faydalanma oranındaki aylara göre saatlik değişim incelendiğinde minimum değerin %0,4 ve maksimum değerinse %98 olduğu görölmektedir. Hiçbir durumda sistemde artan (excess) güneş enerjisi kazancı oluşmadığı gözlemlenmiştir.

Faydalanma oranı eğrileri incelendiğinde kendi aralarında benzer karakteristiğe sahip oldukları yalnız, Ağustos ayında saat 12:00-14:00 aralığında diğer eğrilerden farklı olarak ani bir düşme gözlemlenmektedir. Bunun nedeninin dış ortam sıcaklığının düşük ivmeyle azalırken ışıınımında oluşan ani düşme olduğu görölmüştür.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü'nde bulunan Işık Laboratuvarı'nın soğutma sezonundaki pik soğutma yükü hesaplanmıştır. Bu mekanın soğutulması için hesaplanan pik soğutma yükünü karşılayabilecek mikro ölçekli, tek kademeli, bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmıştır. LiBr-Su ikilisiyle çalışacak bu sistemin generatörünü belirli bir faydalanma oranında karşılayacak vakum tüplü ve ısı borulu uygun güneş enerjisi toplayıcıları tercih edilmiştir.

Çizelge 6.1. Aylara göre saatlik ışıınım ve sıcaklık değişimi.

	MAYIS (21 Mayıs)		HAZİRAN (23 Haziran)		TEMMUZ (27 Temmuz)		AĞUSTOS (6 Ağustos)		EYLÜL (7 Eylül)	
	Işınım (W/m ²)	Sıcaklık (°C)	Işınım (W/m ²)	Sıcaklık (°C)	Işınım (W/m ²)	Sıcaklık (°C)	Işınım (W/m ²)	Sıcaklık (°C)	Işınım (W/m ²)	Sıcaklık (°C)
06:00	290,8	19,4	267,5	25,5	186,1	28,7	69,8	24,7	93,0	20
07:00	430,3	21,9	488,5	27	407,0	30	302,4	27	290,8	21,6
08:00	697,8	23	662,9	28	604,8	33,3	558,2	28,6	511,7	25
09:00	837,4	24	814,1	28,8	767,6	35	721,1	29	686,2	26
10:00	953,6	26,6	918,8	30,4	883,9	36	837,4	31	814,1	28,7
11:00	860,6	26,7	976,9	30	953,6	36,6	872,2	31,9	837,4	30
12:00	802,5	27	988,5	29	988,5	36,8	697,8	33	883,9	30,5
13:00	802,5	27,8	976,9	28,3	976,9	34	348,9	32,6	849,0	30,6
14:00	604,8	27,5	883,9	29,4	918,8	35	360,5	34,7	744,3	30,2
15:00	465,2	27,1	721,1	28,7	790,8	33,9	418,7	34,9	581,5	29,5
16:00	372,2	26,4	535,0	28,8	604,8	32	360,5	34,6	360,5	27,8
17:00	279,1	25	337,3	27,5	383,8	30	221,0	32	139,6	25,5
18:00	69,8	22,4	139,6	25	162,8	28,4	64,0	29,7	3,5	23,7

Tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sistemi termodinamik çevrimi, Hamirpur Milli Teknoloji Enstitüsü Makina Mühendisliği Bölümü bünyesinde geliştirilen Matlab modeliyle Çizelge 6.1'de belirtilen koşullar için analiz edilmiştir (Agrawal, 2014). Beş aydan oluşan soğutma sezonu için her ayı temsil eden günlerdeki 06:00-18:00 saatleri arasındaki saatlik dış ortam sıcaklığı ve ışıınım değerleri (Çizelge 6.1) dikkate alınarak absorpsiyonlu çevrim bileşenlerinin kapasiteleri, kütsel debiler ve faydalanma oranları Matlab modeliyle hesaplanmıştır.

Çizelge 6.2. Sistem bileşenlerinin tasarım noktasına göre aylık bazda maksimum değişim miktarları ve oranları.

	MAYIS (21 Mayıs)		HAZİRAN (23 Haziran)		TEMMUZ (27 Temmuz)		AĞUSTOS (6 Ağustos)		EYLÜL (7 Eylül)	
	Maksimum Fark		Maksimum Fark		Maksimum Fark		Maksimum Fark		Maksimum Fark	
	%	-	%	-	%	-	%	-	%	-
$\dot{Q}_{\text{evaporatör}} (W)$	12,4	270	11,5	250	8,2	179	11,8	256	12,4	270
$\dot{Q}_{\text{kondenser}} (W)$	12,4	289	11,5	266	8,2	191	11,8	273	12,4	289
$\dot{Q}_{\text{evaporatör}} (W)$	12,4	312	11,4	288	8,2	206	11,7	295	12,4	312
$\dot{Q}_{\text{generatör}} (W)$	12,4	330	11,5	305	8,2	218	11,7	313	12,4	330
$\dot{m}_{\text{soğutkan}} (g/s)$	12,4	0,1156	11,5	0,1067	8,2	0,0764	11,8	0,1094	12,4	0,1156
$\dot{m}_{\text{pompa}} (g/s)$	12,5	2,4	11,5	2,2	8,3	1,6	11,5	2,2	12,5	2,4
F.O. (%)	91,9	82,7	84,0	75,6	82,0	73,8	93,0	83,7	99,6	89,6

Çizelge 6.2’de absorpsiyonlu çevrimdeki sistem bileşenlerinin, kütsel debilerin ve faydalanma oranının tasarım noktasına göre aylık bazda gerçekleşen maksimum değişim miktarları ve oranları gösterilmektedir. Absorpsiyonlu çevrim bileşenlerindeki ve çalışma debilerindeki değişim oranları incelendiğinde değişimin %8-13 aralığında olduğu gözlemlenmektedir. Bu değişim evaporatör, kondenser, absorber ve generatör bileşenleri için bir problem yaratmazken, kütsel debilerdeki değişime dikkat edilmelidir. Bu tasarımın üretilmesi durumunda bu hassasiyette sisteme cevap verebilecek değişken debili pompanın kullanılması gerekecektir.

Sistemdeki faydalanma oranları (Çizelge 6.2) incelendiğinde, tasarım noktasındaki faydalanma oranı olan %90 değerinden oldukça farklı değerlerin olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 5.9 incelendiğinde bu noktaların yalnızca, ısıtım değerinin oldukça düşük olduğu gündüz ve akşam saatlerinde olduğu ve yalnızca soğutma sezonun başlangıç ve bitiş aylarında gerçekleştikleri görülecektir. Bu durumlarda ise sistemdeki ek ısıtıcı ilgili generatör yükünü büyük oranda karşılayacaktır.

İncelenen sistemdeki soğutma yükünün dış ortam sıcaklığına olan hassasiyetinin düşük olması nedeniyle gün içerisindeki yük değişimleri düşük miktarda gerçekleşmiştir. Bu sayede kütsel debilerdeki değişim oranları düşük seviyede kalmış olup, sistem stabilizasyonunun daha kolay gerçekleştirilebileceği beklenmektedir. Debi kontrolü sayesinde COP maksimizasyonu ve stabilitesinin sağlanabileceği de gözlerden kaçmamalıdır.

Sistemde kullanılacak ısı değiştiricilerin boyutlandırma hesaplarından yararlanılarak, kullanılacak diğer bileşenler ve işçilik süreçleri göz önüne alarak yapılan maliyet hesabı sonucunda sistemin tahmini prototip maliyetinin 3000 TL olduğu fakat seri üretime geçilmesi durumunda bu maliyetin 1500 TL seviyelerine inebileceği öngörülmektedir. Bu durumda prototip için öngörülen geri ödeme süresi 3,3 yıl olurken, seri üretim ürünü için geri ödeme süresinin 1,7 yıl olduğu öngörülmektedir.

Yapılan çalışmada tasarlanan sistemin üretimi ve testleri yapılarak,ölçüm verileri ile kullanılan model sonuçlarıyla karşılaştırmanın yapılması önerilmektedir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Agrawal, T.**, “Absorption Refrigeration System Thermodynamic Model”, <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/authors/218430>.
(Erişim tarihi: 9 Haziran 2014)
- Akdemir, Ö. ve Güngör, A.**, 2001, Absorpsiyonlu soğutma sistemleri; verimlerini arttırmak için geliştirilen çevrimler, V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.
- Assilzadeh, F., Kalogirou, S.A., Alia, Y. and Sopiana, K.**, 2005 Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors, *Renewable Energy*, 30:1143–1159.
- Climate Change**, 2001, The Scientific Basis. Third Assessment Report, UN Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, ISBN 0521 01495 6.
- Çelik, A.T.**, 2007, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü, 95s.
- Çengel, Y.A. ve Boles, M.A.**, 1996, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 867s.
- Determan, M. and D., Garimella, S.**, 2012, Design, fabrication, and experimental demonstration of a micro scale monolithic modular absorption heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 47: 119–125.
- Chidambaram, L.A., Ramana, A.S., Kamaraj, G. and Velraj R.**, 2011, Review of solar cooling methods and thermal storage options review article,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, issue 6, August 2011, p. 3220-3228.
- Eicker, U., Schneider, D., Schumacher, J., Ge, T. and Dai, Y.**, 2010, Operational experiences with solar air collector driven desiccant cooling systems. *Applied Energy*, 87(12): 3735–3747.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S. A. and Wrobel, L.C.,** 2002, Modeling and simulation of a absorption cooling system for Cyprus, *Solar Energy*, 72(1):43–51.
- Fong, K.F., Chow, T.T., Lee, C.K., Lin, Z. and Chan, L.S.,** 2010, Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city, *Solar Energy*, 84: 227-244.
- Fong, K.F., Chow, T.T., Lee, C.K., Lin, Z. and Chan, L.S.,** 2011, Solar hybrid cooling system for high-tech offices in subtropical climate – Radiant cooling by absorption refrigeration and desiccant dehumidification. *Energy Conversion and Management*, 52(8-9): 2883–2894.
- Genceli, O.,** 1996, ASHRAE Temel El Kitabı (Fundamentals), Alaş Ofset, İstanbul, 2:25s.
- Ghaddar, N.K., Shihab, M. and Bdeir, F.,** 1997, Modelling and Simulation of Solar Absorption System Performance in Beirut, *Renewable Energy*, 10(4):539-558.
- Goralı, E.,** 2007. Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, 2007.
- Güngör, A.,** 2005, Absorpsiyonlu Soğutma Teori ve Uygulamaları, Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Yayınlanmamış, Ders Notları, 161s.
- Güngör, A.,** 2007, Güneş Enerjisi Temelleri, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü, Yayınlanmamış Ders Notları, 60s.
- IAPWS,** 2007, Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, 49p.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Ibarra-Bahena, J. and Romero, R.,** 2014, Performance of Different Experimental Absorber Designs in Absorption Heat Pump Cycle Technologies: A Review. *Energies*, 7(2): 751–766.
- Incropera, F.P. and DeWitt, D.P.,** 2000, Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları, İstanbul, 892s.
- Kaçan, E.,** 2011, Güneş Enerjili Konut Isıtma Sistemlerinin Tasarımı, Uygulaması, Enerji ve Ekserji Analizi, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü, 183s.
- Kalogirou, S.A. and Florides, G.A.,** 2002, Simulation of a LiBr absorption solar cooling system and global warming impact estimation, *World Renewable Energy Congress VII (WREC 2002)*.
- Kilic, M. and Kaynakli, Ö.,** 2007, Second law-based thermodynamic analysis of water-lithiumbromide absorption refrigeration system, *Energy*, 32:1505–1512.
- Kim, D.S. and Ferreira, C.A.I.,** 2008, Solar Refrigeration options - a State-of-the-Art Review, *Inter. Journal of Refrigeration* 31: 3-15.
- Li, Z.F. and Sumathy, K.,** 2000, Simulation of a solar absorption air conditioning system, *Energy Conversion & Management*, 42:313-327.
- Li, Z.F. and Sumathy, K.,** 2000, Technology development in the solar absorption air-conditioning systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4:267-293.
- Lin, P., Wang, R.Z. and Xia, Z.Z.,** 2011, Numerical investigation of two-stage air-cooled absorption refrigeration system for solar cooling, cycle analysis and absorption cooling performances. *Renewable Energy* 36: 1401-1412.
- Mendes, L.F., Collares-Pereira, M. and Ziegler, F.,** 1998, Supply of cooling and heating with solar assisted absorption heat pumps: an energetic approach, *Int J. Refrigeration*, 21(2):116-125.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Monné, C., Alonso, S., Palacín, F. and Serra, L.,** 2011a, Monitoring and simulation of an existing solar powered absorption cooling system in Zaragoza (Spain). *Applied Thermal Engineering*, 31(1): 28–35.
- Monné, C., Alonso, S., Palacin, F. and Guallar, J.,** 2011b, Stationary analysis of a Solar LiBr-H₂O Absorption Refrigeration System, *Int. Journal of Refrigeration* 34:. 518-526.
- Onan, C., Özkan, D.B. and Erdem, S.,** 2010, Exergy analysis of a solar assisted absorption cooling system on an hourly basis in villa applications, *Energy*, 35: 5277-5285.
- Parham, K., Atikol, U., Yari, M. and Agboola, O.P.,** 2013, Evaluation and optimization of single stage absorption chiller using (LiCl + H₂O) as the working pair. *Advances in Mechanical Engineering*, 2013: 1-8.
- Paurine, A., Maidment, G.G. and Eames, I.W.,** 2013, Development of a packed-bed regenerative solution heat exchanger (R-SHX) for a single stage LiBr–H₂O vapour absorption refrigeration (VAR) system. *Applied Thermal Engineering*, 60(1-2): 182–187.
- Sevinç, K. ve Güngör, A.,** 2012. Güneş Enerjisi Kaynaklı Soğutma Sistemleri ve Bu Alandaki Yeni Uygulamalar, *Mühendis ve Makina*, cilt 53, sayı 635, s.59-70.
- Syed, A., Izquierdo, M., Rodriguez, P., Maidment, G., Missendenb, J., Lecuona, A. and Tozer, R.,** 2005, A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid, *International Journal of Refrigeration*, 28:859–871.
- Ulaş, Ö.,** 2010, Güneş Enerjili Isıtma ve Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü, 88s.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Ulgen, K.**, 2006, Optimum tilt angle for solar collectors. *Energy Sources, Part A*, 28(13): 1171–1180.
- Zhai, X. Q. and Wang, R. Z.**, 2009, A review for absorbtion and adsorbtion solar cooling systems in China. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6-7): 1523–1531.

EKLER

Ek 1 IF-97 Standardı P-T Diyagramı I No'lu Bölge İçin Geçerli Eşitlik Sabitleri Çizelgesi

Ek 2 IF-97 Standardı P-T Diyagramı II No'lu Bölge İçin Geçerli Eşitliğin İdeal Gaz Bileşeni Sabitleri Çizelgesi

Ek 3 IF-97 Standardı P-T Diyagramı II No'lu Bölge İçin Geçerli Eşitliğin Artık Bileşeni Sabitleri Çizelgesi

Ek 4 IF-97 Standardı P-T Diyagramı IV No'lu Bölge İçin Geçerli Eşitlik Sabitleri Çizelgesi

Ek 5 ViessmannVitosol 300-T İçin EN 12975 Standardına Göre Gerçekleştirilen TÜV Rheinland Test Raporu

Ek 1

IF-97 Standardı P-T Diyagramı I No'lu Bölge İçin Geçerli Eşitlik Sabitleri Çizelgesi

i	I_i	J_i	n_i	i	I_i	J_i	n_i
1	0	-2	0.146 329 712 131 67	18	2	3	$-0.441\,418\,453\,308\,46 \times 10^{-5}$
2	0	-1	-0.845 481 871 691 14	19	2	17	$-0.726\,949\,962\,975\,94 \times 10^{-15}$
3	0	0	$-0.375\,636\,036\,720\,40 \times 10^1$	20	3	-4	$-0.316\,796\,448\,450\,54 \times 10^{-4}$
4	0	1	$0.338\,551\,691\,683\,85 \times 10^1$	21	3	0	$-0.282\,707\,979\,853\,12 \times 10^{-5}$
5	0	2	-0.957 919 633 878 72	22	3	6	$-0.852\,051\,281\,201\,03 \times 10^{-9}$
6	0	3	0.157 720 385 132 28	23	4	-5	$-0.224\,252\,819\,080\,00 \times 10^{-5}$
7	0	4	$-0.166\,164\,171\,995\,01 \times 10^{-1}$	24	4	-2	$-0.651\,712\,228\,956\,01 \times 10^{-6}$
8	0	5	$0.812\,146\,299\,835\,68 \times 10^{-3}$	25	4	10	$-0.143\,417\,299\,379\,24 \times 10^{-12}$
9	1	-9	$0.283\,190\,801\,238\,04 \times 10^{-3}$	26	5	-8	$-0.405\,169\,968\,601\,17 \times 10^{-6}$
10	1	-7	$-0.607\,063\,015\,658\,74 \times 10^{-3}$	27	8	-11	$-0.127\,343\,017\,416\,41 \times 10^{-8}$
11	1	-1	$-0.189\,900\,682\,184\,19 \times 10^{-1}$	28	8	-6	$-0.174\,248\,712\,306\,34 \times 10^{-9}$
12	1	0	$-0.325\,297\,487\,705\,05 \times 10^{-1}$	29	21	-29	$-0.687\,621\,312\,955\,31 \times 10^{-18}$
13	1	1	$-0.218\,417\,171\,754\,14 \times 10^{-1}$	30	23	-31	$0.144\,783\,078\,285\,21 \times 10^{-19}$
14	1	3	$-0.528\,383\,579\,699\,30 \times 10^{-4}$	31	29	-38	$0.263\,357\,816\,627\,95 \times 10^{-22}$
15	2	-3	$-0.471\,843\,210\,732\,67 \times 10^{-3}$	32	30	-39	$-0.119\,476\,226\,400\,71 \times 10^{-22}$
16	2	0	$-0.300\,017\,807\,930\,26 \times 10^{-3}$	33	31	-40	$0.182\,280\,945\,814\,04 \times 10^{-23}$
17	2	1	$0.476\,613\,939\,069\,87 \times 10^{-4}$	34	32	-41	$-0.935\,370\,872\,924\,58 \times 10^{-25}$

Ek 2

IF-97 Standardı P-T Diyagramı II No'lu Bölge İçin Geçerli Eşitliğin İdeal Gaz Bileşeni Sabitleri Çizelgesi

i	J_i^o	n_i^o	i	J_i^o	n_i^o
1 ^a	0	$-0.969\,276\,865\,002\,17 \times 10^1$	6	-2	$0.142\,408\,191\,714\,44 \times 10^1$
2 ^a	1	$0.100\,866\,559\,680\,18 \times 10^2$	7	-1	$-0.438\,395\,113\,194\,50 \times 10^1$
3	-5	$-0.560\,879\,112\,830\,20 \times 10^{-2}$	8	2	$-0.284\,086\,324\,607\,72$
4	-4	$0.714\,527\,380\,814\,55 \times 10^{-1}$	9	3	$0.212\,684\,637\,533\,07 \times 10^{-1}$
5	-3	$-0.407\,104\,982\,239\,28$			

^a If Eq. (16) is incorporated into Eq. (18), instead of the values for n_1^o and n_2^o given above, the following values for these two coefficients must be used: $n_1^o = -0.969\,372\,683\,930\,49 \times 10^1$, $n_2^o = 0.100\,872\,759\,700\,06 \times 10^2$.

Ek 3

IF-97 Standardı P-T Diyagramı II No'lu Bölge İçin Geçerli Eşitliğin Artık
Bileşeni Sabitleri Çizelgesi

i	I_i	J_i	n_i
1	1	0	$-0.177\ 317\ 424\ 732\ 13 \times 10^{-2}$
2	1	1	$-0.178\ 348\ 622\ 923\ 58 \times 10^{-1}$
3	1	2	$-0.459\ 960\ 136\ 963\ 65 \times 10^{-1}$
4	1	3	$-0.575\ 812\ 590\ 834\ 32 \times 10^{-1}$
5	1	6	$-0.503\ 252\ 787\ 279\ 30 \times 10^{-1}$
6	2	1	$-0.330\ 326\ 416\ 702\ 03 \times 10^{-4}$
7	2	2	$-0.189\ 489\ 875\ 163\ 15 \times 10^{-3}$
8	2	4	$-0.393\ 927\ 772\ 433\ 55 \times 10^{-2}$
9	2	7	$-0.437\ 972\ 956\ 505\ 73 \times 10^{-1}$
10	2	36	$-0.266\ 745\ 479\ 140\ 87 \times 10^{-4}$
11	3	0	$0.204\ 817\ 376\ 923\ 09 \times 10^{-7}$
12	3	1	$0.438\ 706\ 672\ 844\ 35 \times 10^{-6}$
13	3	3	$-0.322\ 776\ 772\ 385\ 70 \times 10^{-4}$
14	3	6	$-0.150\ 339\ 245\ 421\ 48 \times 10^{-2}$
15	3	35	$-0.406\ 682\ 535\ 626\ 49 \times 10^{-1}$
16	4	1	$-0.788\ 473\ 095\ 593\ 67 \times 10^{-9}$
17	4	2	$0.127\ 907\ 178\ 522\ 85 \times 10^{-7}$
18	4	3	$0.482\ 253\ 727\ 185\ 07 \times 10^{-6}$
19	5	7	$0.229\ 220\ 763\ 376\ 61 \times 10^{-5}$
20	6	3	$-0.167\ 147\ 664\ 510\ 61 \times 10^{-10}$
21	6	16	$-0.211\ 714\ 723\ 213\ 55 \times 10^{-2}$
22	6	35	$-0.238\ 957\ 419\ 341\ 04 \times 10^2$
23	7	0	$-0.590\ 595\ 643\ 242\ 70 \times 10^{-17}$
24	7	11	$-0.126\ 218\ 088\ 991\ 01 \times 10^{-5}$
25	7	25	$-0.389\ 468\ 424\ 357\ 39 \times 10^{-1}$
26	8	8	$0.112\ 562\ 113\ 604\ 59 \times 10^{-10}$
27	8	36	$-0.823\ 113\ 408\ 979\ 98 \times 10^1$
28	9	13	$0.198\ 097\ 128\ 020\ 88 \times 10^{-7}$
29	10	4	$0.104\ 069\ 652\ 101\ 74 \times 10^{-18}$
30	10	10	$-0.102\ 347\ 470\ 959\ 29 \times 10^{-12}$
31	10	14	$-0.100\ 181\ 793\ 795\ 11 \times 10^{-8}$
32	16	29	$-0.808\ 829\ 086\ 469\ 85 \times 10^{-10}$
33	16	50	$0.106\ 930\ 318\ 794\ 09$
34	18	57	$-0.336\ 622\ 505\ 741\ 71$
35	20	20	$0.891\ 858\ 453\ 554\ 21 \times 10^{-24}$
36	20	35	$0.306\ 293\ 168\ 762\ 32 \times 10^{-12}$
37	20	48	$-0.420\ 024\ 676\ 982\ 08 \times 10^{-5}$
38	21	21	$-0.590\ 560\ 296\ 856\ 39 \times 10^{-25}$
39	22	53	$0.378\ 269\ 476\ 134\ 57 \times 10^{-5}$
40	23	39	$-0.127\ 686\ 089\ 346\ 81 \times 10^{-14}$
41	24	26	$0.730\ 876\ 105\ 950\ 61 \times 10^{-28}$
42	24	40	$0.554\ 147\ 153\ 507\ 78 \times 10^{-16}$
43	24	58	$-0.943\ 697\ 072\ 412\ 10 \times 10^{-6}$

Ek 4

IF-97 Standardı P-T Diyagramı IV No'lu Bölge İçin Geçerli Eşitlik Sabitleri Çizelgesi

i	n_i	i	n_i
1	$0.116\,705\,214\,527\,67 \times 10^4$	6	$0.149\,151\,086\,135\,30 \times 10^2$
2	$-0.724\,213\,167\,032\,06 \times 10^6$	7	$-0.482\,326\,573\,615\,91 \times 10^4$
3	$-0.170\,738\,469\,400\,92 \times 10^2$	8	$0.405\,113\,405\,420\,57 \times 10^6$
4	$0.120\,208\,247\,024\,70 \times 10^5$	9	$-0.238\,555\,575\,678\,49$
5	$-0.323\,255\,503\,223\,33 \times 10^7$	10	$0.650\,175\,348\,447\,98 \times 10^3$

ViessmannVitosol 300-T İçin EN 12975 Standardına Göre Gerçekleştirilen
TÜV Rheinland Test Raporu



Page 1/2

[illegible]

VERSION 3.7, 2012.03.2

DIN CERTCO • Alboinstraße 56 • 12103 Berlin

Tel: +49 30 7562-1131 • Fax: +49 30 7562-1141 • E-Mail: info@dincertco.de • www.dincertco.de