

**T.C.
MUĞLA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ENERJİ ANABİLİM DALI

**GÜNEŞ ENERJİLİ ABSORBSİYONLU
SOĞUTMA SİSTEM TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ENGİN DURMUŞ YENİGÜN

TEMMUZ 2010

MUĞLA

**T.C.
MUĞLA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ENERJİ ANABİLİM DALI

**GÜNEŞ ENERJİLİ ABSORBSİYONLU
SOĞUTMA SİSTEM TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Engin Durmuş YENİGÜN

MUĞLA 2010

T.C.

MUGLA ÜNİVERSİTESİ

Fen Bilimleri Enstitüsü

Prof. Dr. Ali GÜNGÖR ve Yrd. Doç. Dr. Asude ELTEZ danışmanlığında Engin Durmuş YENİGÜN tarafından hazırlanan Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sistem Tasarımı başlıklı tez, 28.1.07.2010. Tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Enerji Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak oybirliği/oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Başkan

: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR

İmza :



Üye

: Yrd. Doç. Dr. Asude ELTEZ

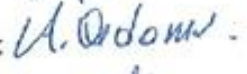
İmza :



Üye

: Prof. Dr. Aydoğan ÖZDOMAR

İmza :



Üye

: Prof. Dr. Necdet ÖZBULKE

İmza :



Üye

: Yrd. Doç. Dr. Bekir KURTULUŞ

İmza :



ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hazırlanmasında değerli katkılar sağlayan, deneyim ve bilgileri ile yol gösteren tez danışmanlarım Prof. Dr. Ali GÜNGÖR ve Yrd. Doç. Dr. Asude ELTEZ'e çok teşekkür ederim. Ayrıca desteklerini her zaman hissettiğim hocam Doç. Dr. Tayfun BÜKE ve tüm çalışma arkadaşlarıma da teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olan ve huzurlu bir ortam sağlayan, desteklerini ve ilgilerini her zaman hissettiğim aileme de çok teşekkür ederim.

Engin Durmuş YENİGÜN

MUĞLA 2010

İÇİNDEKİLER

Sayfa No.

ÖNSÖZ	II
İÇİNDEKİLER	III
ÖZET	VII
ABSTRACT	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ	IX
TABLolar/ÇİZELGELER DİZİNİ	XI
SEMBOLLER ve KISALTMALAR DİZİNİ	XIII
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	2
2.1. Literatür Taraması.....	2
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	8
3.1. Güneş Enerjisi	8
3.2. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli.....	9
3.2.1. Muğla güneş enerjisi potansiyeli	13
3.3. Soğutma İşlemi.....	16
3.3.1 Isı Kaynaklı Soğutma Sistemi	16
3.3.1.1 Absorbsiyon	16
3.3.1.2 Nem alma ile soğutma.....	18
3.3.1.3 Adsorbsiyon	19
3.3.1.4 Rankine çevirimi.....	19
3.3.1.5 Enjektörle soğutma.....	19
4. ARAŞTIRMA ve BULGULAR.....	20
4.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemine Genel Bakış	20
4.2. Güneş Işınım Değeri Ve Açıları.....	21
4.2.1 Deklinasyon açısı.....	22
4.2.2 Güneş yükseklik açısı	25
4.2.3 Azimuth açısı	25
4.2.4 Güneş doğuş ve batış zamanları.....	25

İÇİNDEKİLER

Sayfa No.

4.2.5 İsbet Açısı.....	26
4.2.6 Güneş Işınlarnın Kolektör Tarafından Takip Edilmesi.....	29
4.2.6.1 Tam (Doğu-Batı, Kuzey-Güney) izleme.....	29
4.2.6.2 Güneye yerleşim ile Doğu-Batı yönünde izleme....	30
4.2.6.3 Yatay düzleme paralel yerleşim ile İzleme.....	30
4.2.6.4 Doğu-Batı yerleşimi ile günlük izleme.....	31
4.2.6.5 İzleme ve kolektör yerleşimin seçilmesi.....	31
4.3. Parabolik Oluk Kolektör.....	32
4.3.1 Kolektör Elemanları.....	33
4.3.1.1 Yansıtıcı yüzey	33
4.3.1.2 Alıcı boru çifti (Absorber Boru).....	35
4.3.1.3 Güneş izleme sistemi.....	35
4.4. Parabolik Kolektörlerin Optik Analizi.....	39
4.4.1 Optik Verim.....	42
4.5. Parabolik Oluklu Kolektörün Termal Analizi.....	44
4.6. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	49
4.6.1 Absorbsiyon soğutma sistemin avantajları.....	49
4.6.2 Absorbsiyon soğutma sistemin dezavantajları	50
4.6.3 Absorbsiyonlu sistemlerde kullanılan akışkan çiftleri.....	51
4.6.4 $H_2O - LiBr$ ve $NH_3 - H_2O$ Akışkan çiftleri.....	52
4.6.5 Soğutma türüne göre absorbsiyon sisteminin karşılaştırılması.....	54
4.6.6 Açık çevrim absorbsiyonlu soğutma sistemi.....	54
4.6.7 Tek etkili (Kademeli) çevrim.....	57
4.7. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Fiziksel Prensip.....	58
4.7.1 $H_2O - LiBr$ çözeltisinin buhar basıncı.....	59
4.7.2 $H_2O - LiBr$ çözeltisinin ve saf suyun entalpisi.....	61
4.8. Absorbsiyonlu Soğutma Sistem Elemanları.....	64
4.8.1 Buharlaştırıcı (Evaporatör).....	64

İÇİNDEKİLER

Sayfa No.

4.8.2 Yoğuşturucu (Kondenser).....	65
4.8.3 Absorber.....	66
4.8.4 Üreteç(Generatör).....	67
4.8.5 Soğutucu.....	68
4.8.6 Genleşme vanası.....	68
4.8.7 Isı değiştirici.....	68
4.9. Soğutma Yükünün Belirlenmesi.....	70
4.9.1 Cidardan olan ısı kaybı hesabı.....	70
4.9.2 T_d Dış ortam sıcaklığı.....	71
4.9.3 T_i iç Ortam sıcaklığı.....	74
4.9.4 Hava değişiminde olan ısı kazancı.....	75
4.9.5 Pencereleden gelen ısı kazancı.....	76
4.9.6 İnsandan gelen ısı kazancı.....	76
4.10. Muğla üniversitesi için tasarlanan sistem.....	78
4.10.1. Analitik Hiyerarşı Süreci.....	78
4.10.2. Karar verme probleminin tanımlanması.....	78
4.10.3. Faydaların Hiyerarşisi.....	80
4.10.3.1. Tasarruflar.....	80
4.10.3.1.1. Kullanım tasarrufları.....	81
4.10.3.1.2. Piyasa şartlarına bağımlılık.....	82
4.10.3.1.3 Bakım onarım tasarrufları.....	82
4.10.3.2. Çevresel Etkiler.....	82
4.10.3.2.1. Karbon salınımı.....	83
4.10.3.2.2. Düşük atık oluşumu.....	83
4.10.3.3. Konfor.....	84
4.10.3.3.1. Kullanım kolaylığı.....	84
4.10.3.3.2. Kullanım etkinliği.....	85
4.10.3.4. Kullanım ömrü.....	85

İÇİNDEKİLER

Sayfa No.

4.10.4. Maliyetlerin Hiyerarşisi.....	86
4.10.4.1. Maliyet.....	87
4.10.4.1.1. Ekstra kurulum maliyeti.....	87
4.10.4.1.2. Çevrim dışı süre maliyeti.....	88
4.10.4.2. Zararlı Çevresel Etkiler.....	88
4.10.4.2.1 Görüntü kirliliği.....	89
4.10.4.2.2. Odaklı toplayıcıdan yayılan.....	90
4.10.4.3. Arazi Kayıpları.....	90
4.10.4.3.1. Odaklı toplayıcı alanı.....	91
4.10.4.3.2. Depolama tankı alanı	91
4.10.4.3.3. Tesisat alanı.....	91
4.10.5 Sistemden Sağlanacak Tasarruflar.....	83
5.SONUÇ ve TARTIŞMALAR.....	85
EKLER.....	86
KAYNAKÇA.....	101
ÖZGEÇMİŞ.....	104

GÜNEŞ ENERJİLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEM TASARIMI

(Yüksek Lisans Tezi)

Engin Durmuş YENİGÜN

MUĞLA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

2010

ÖZET

Günümüzde soğutma sistemleri için harcanan enerji miktarı büyük bir hızla artmaktadır. Bu artışın çevresel ve ekonomik sonuçları tüm dünya için önemli bir konudur. Özellikle Türkiye’de üretilen elektrik enerjisinin büyük bir kısmı fosil yakıtlardan elde edilir. Bu durumun çevreye verdiği olumsuz etki kendisini küresel ısınma, hava ve çevre kirliliği gibi sonuçlarla gösterir. Ayrıca soğutma için harcanan elektriğin artışına elektrik fiyatlarında olan artış da eklenince maliyet daha da büyümektedir. Bu tezde tasarlanan güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemleri gibi uygulamalar tüm bu olumsuz etkileri önemli oranda azaltacaktır. Bu tasarım Muğla Üniversitesi şartlarına göre yapılmış olup, Muğla İlinin güneş geliş açıları, Muğla Üniversitesi Mediko binasının soğutma yükü ve bu yükün karşılanması için gerekli toplayıcı alanı hesaplanmıştır. Ayrıca kullanılacak kolektörlerin kış aylarında ısıtmaya katkısı ve tüm sistemin sağlayacağı tasarruf miktarı da hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Güneş Enerjisi, Absorpsiyonlu Soğutma, Parabolik Oluklu Kolektör, Güneş Açıları

Sayfa adedi : 121

Tez yöneticisi : Prof. Dr. Ali GÜNGÖR, Yrd. Doç. Dr. Asude ELTEZ

SOLAR ABSORPTION COOLING DESIGN

(M. Sc.Thesis)

Engin Durmuş YENİGÜN

**MUĞLA UNIVERSITY
INSTITUTE of SCIENCE and TECHNOLOGY**

2010

ABSTRACT

Recently, the energy spent on air-conditioning systems is increasing rapidly. The environmental and economic results of this increase are important for the whole world. To specify, in Turkey, the electric energy is obtained mainly from the fossil fuel. The negative effect of this matter appears with affiliated consequences such as global warming, air and environmental pollution. Moreover, the expenses get even higher when the increase in the electricity cost is added. Air-conditioning systems with absorption, just like the one designed in this thesis, will decrease these negative effects. The design in this thesis is developed according to the conditions of Muğla University, the angle of the sun in Muğla, the load of air conditioning, particularly in cooling and the collector area to meet this load. Additionally, the contributions of these collectors to air conditioning in heating in winter and the whole amount of the energy that the system will save are calculated.

Key Words: Solar Energy, Absorption Cooling, Parabolic Trough Solar Collector, Solar Angles

Page number : 121

Adviser : Prof. Dr. Ali GÜNGÖR, Yrd. Doç. Dr. Asude ELTEZ

SEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil No</u>	<u>Sayfa No.</u>
Şekil 1. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli Haritası.....	6
Şekil 2. Türkiye Global Radyasyon Değerleri(kWh/m ² – gün).....	9
Şekil 3. Türkiye Güneşlenme Süreleri (Saat).....	9
Şekil 4. Muğla İli Güneş Enerji Potansiyeli Haritası.....	10
Şekil 5. Muğla Merkez Global Radyasyon Değerleri(kWh/m ² – gün).....	11
Şekil 6. Muğla Merkez Güneşlenme Süreleri (Saat).....	12
Şekil 7. Absorbsiyonlu Soğutma Şematik Gösterimi.....	14
Şekil 8. Nem Alma ile Soğutma Şematik Gösterimi.....	14
Şekil 9. Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi Şematik Gösterimi.....	15
Şekil 10. Rankine Soğutma Sistemi Şematik Gösterimi.....	16
Şekil 11. Enjektörlü Soğutma Sistemi Şematik Gösterimi.....	17
Şekil 12. Güneş Geliş Açıları	19
Şekil 13. Deklinasyon Açısının Aylara Göre Değişimi.....	21
Şekil 14. Yansıtıcı Yüzey Üç Boyutlu Kesit Çizimi.....	30
Şekil 15. Absorber Boru Üç Boyutlu Kesit Çizimi.....	31
Şekil 16. Parabolik Kolektörde Güneş İzleme Sistemi Sensör Yerleşim Şeması	33
Şekil 17. Parabolik Oluklu Kolektör Kesit Görünüşü ve Güneş Yansıma Açıları.....	36
Şekil 18. Açık Çevirim Absorbsiyon Sistem Şeması.....	51
Şekil 19. Tek Kademeli Absorbsiyon Şeması.....	53
Şekil 20. Su-Lityum Bromür Akışkan Çiftine Ait Dühring Grafiği.....	56
Şekil 21. Lityum Bromür Çözeltisinin Kütle-Sıcaklık-Entalpi Grafiği.....	57

SEKİLLER DİZİNİ

Şekil No

Sayfa No.

Şekil 22. H ₂ O -LiBr Akışkan Çiftli Absorbsiyon Sistemi Dühring Şeması.....	58
Şekil 23. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Buharlaştırıcı Şeması.....	60
Şekil 24. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Yoğuşturucu Şeması.....	61
Şekil 25. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Abosorber Şeması.....	62
Şekil 26. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Üreteç Şeması.....	63
Şekil 27. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Isı Değiştirici Şeması.....	64
Şekil 28. Muğla Merkez Global Radyasyon Değerleri (kWh/m ² – gün).....	76
Şekil 29. Faydaların Hiyerarşisi.....	80
Şekil 30. Maliyetlerin Hiyerarşisi.....	86
Şekil 31. Muğla Üniversitesi Yerleşkesi'nde Kurulması Düşünülen Güneş Enerjili Parabolik Oluk Kolektörlü Isıtma-Soğutma Sistemi Üç Boyutlu Çizimi.....	96

TABLolar/CİZELGELER DİZİNİ

<u>Tablo No</u>	<u>Sayfa No.</u>
Tablo 1. Türkiye'nin Yıllık Toplam Güneş Enerjisi Potansiyelinin Bölgelere Göre Dağılımı.....	8
Tablo 2. Türkiye'nin Aylık Ortalama Güneş Enerjisi Potansiyeli.....	8
Tablo 3. Günlere Göre Deklinasyon Açılarının Değişimi.....	20
Tablo 4. Tabloda Yaz Günlerinin İlk 26 Günün Açılırları.....	24
Tablo 5. Yılın 135. Gününün Güneş Açılırları.....	25
Tablo 6. Gölge Merkezli İzleme Sistemi Durum Tablosu.....	33
Tablo 7. İç ve Dış Yüze Ait Isı Taşınım Katsayıları.....	67
Tablo 8. Dış Ortam Kuru ve Yaş Sıcaklık Değerlerini.....	68
Tablo 8d. Dış Ortam Kuru ve Yaş Sıcaklık Değerlerinin Tablo (devamı).....	69
Tablo 9. Güneş Etkisi İle Dış Duvar Sıcaklığının Renklere Göre Değişimi.....	70
Tablo 10. Muğla İli Güneş Işınımı Şiddetinin Aylık Ortalama Şiddeti ve Güneşlenme Süreleri.....	75
Tablo 11. Önemi Sayısal Değere Çevire Tablosu.....	79
Tablo 12. Faydalar Hiyerarşi Birinci Seviye Karşılaştırılması.....	80
Tablo 13. Faydalar Hiyerarşi Parasal Faydaların Karşılaştırılması	81
Tablo 14. Faydalar Hiyerarşi Kullanım Tasarrufları	81
Tablo 15. Faydalar Hiyerarşi Piyasa Değişiminden Etkilenmeme	82
Tablo 16. Faydalar Hiyerarşi Bakım Onarım Tasarrufları.....	82
Tablo 17. Faydalar Hiyerarşi Çevresel Etkilerin Karşılaştırılması.....	83
Tablo 18. Faydalar Hiyerarşi Karbon Salınım	83
Tablo 19. Faydalar Hiyerarşi Düşük Atık Oluşumu	84
Tablo 20. Faydalar Hiyerarşi Konfor Karşılaştırılması.....	84
Tablo 21. Faydalar Hiyerarşi Kullanım Kolaylığı.....	84

TABLolar/CİZELGELER DİZİNİ

<u>Tablo No</u>	<u>Sayfa No.</u>
Tablo 22. Faydalar Hiyerarşi Kullanım Etkinliği.....	85
Tablo 23. Faydalar Hiyerarşi Maksimum Kullanım Ömrü.....	85
Tablo 24. Faydalar Hiyerarşi Sonuç Oranı.....	86
Tablo 25. Maliyetlerin Hiyerarşi birinci seviyenin karşılaştırması.....	87
Tablo 26. Maliyetlerin Hiyerarşi Parasal Maliyetlerin karşılaştırması.....	87
Tablo 27. Maliyetler Hiyerarşi Ekstra Kurulum Ömrü.....	88
Tablo 28. Maliyetler Hiyerarşi Çevrim Dışı Süre Maliyeti.....	88
Tablo 29. Maliyetlerin Hiyerarşi Zararlı Çevresel Etkilerin İncelenmesi.....	89
Tablo 30. Maliyetler Hiyerarşi Görüntü Kirliliği Değerlendirmesi.....	89
Tablo 31. Maliyetler Hiyerarşi Oluşan Yoğun Işınım Değerlendirmesi.....	90
Tablo 32. Maliyetlerin Hiyerarşi Arazi Kayıplarının Değerlendirilmesi.....	90
Tablo 33. Maliyetler Hiyerarşi Toplayıcının Arazi Kaybı.....	91
Tablo 34. Maliyetler Hiyerarşi Depolama Alan Kaybı Değerlendirmesi.....	91
Tablo 35. Maliyetler Hiyerarşi Tesisat Alan Kaybı Değerlendirmesi.....	92
Tablo 36. Maliyetler Hiyerarşi Sonuç Tablosu.....	92
Tablo 37. Fayda-Maliyet Oranları.....	92

SEMBOLLER DİZİNİ

R	Güneş Dünya arasındaki mesafe
α	Güneş yükseklik açısı
z	Azimuth açısı
L	Enlem
ω	Saat açısı
δ	Deklinasyon açısı
θ_z	Zenit açısı
N	Yıl içerisindeki günün sayısı
H_{gs}	Güneş ışını şiddeti
H_{gsy}	Gün sayısına göre güneş ışını şiddeti
H_o	Gün boyunca gelen toplam güneş ışınım şiddeti
H_{ss}	Güneş öğlesi süresi
β	Alıcı yüzeyin yatay yüzey ile arasında kalan açı
θ	İsabet açısı
Z_s	Alıcı yüzeyin azimuth açısı
r	Parabolik yüzey yarıçapı
r_r	Parabolik yüzey yarıçapın maksimum olduğu mesafe
φ_r	Kenar açısı
f	Parabol merkez uzaklığı
D	Alıcı tüp çapı
θ_m	Yarım kabul açısı
W_a	Parabolik kolektör alıcı yüzeyinin net genişliği
C	Alıcı tüp konsantrasyon oranı
S	Parabol uzunluğu
η_o	Optik verim
ρ	Yansıtıcı yüzeyin yansıtma oranı

SEMBOLLER DİZİNİ

τ	Cam kaplamanın geçirgenliği
α	Alıcının absorbe etme oranı
A_f	Geometrik faktör
A_e	Yansıtıcı yüzey kenar etkisi
A_b	Yansıtıcı yüzey gölgelenme faktörü
A_i	Kolektör kenar etkisi ve gölgelenme faktörü toplamı
F'	Kolektör etki faktörünün
F_R	Kolektör kayıp değerinin
U_L	Kolektör kayıp katsayısı
Nu	Nusselt sayısı
Re	Reynolds sayısı
A_r	Alıcı tüp yüzey alanı
$h_{r(c-a)}$	Cam kaplamadan ortama olan ışıınım katsayı
$h_{r(r-c)}$	Alıcı tüpten cam kaplamaya olan ışıınım katsayı
A_c	Cam kaplamanın dış yüzey alanı
T_c	Cam kaplama sıcaklığı
U_o	Tüm sistem ısı geçiş katsayısı
Pr	Prandtl sayısı
μ	Viskozite
k_f	Akışkanın termal iletim katsayısı
A_r	Isı kayıp alanı
A_a	Güneş ışını absorbe eden alan
T_f	Akışkan anlık sıcaklığı
LiBr	Lityum bromür

SEMBOLLER DİZİNİ

NH_3	Amonyak
COP	Performans katsayısı (Coefficient Of Performance)
ξ	Kütle oranı
m_L	Lityum bromür kütlesi
m_W	Su kütlesi
x	Mol oranı
n_L	Lityum bromürün molü
n_W	Suyun molü
P_W	Suyun buhar basıncı
h	Entalpi
λ	Güçlü çözeltilinin zayıf çözeltiliye oranı
\dot{m}	Debi
T_e	Buharlaştırıcı sıcaklığı
Q_g	Üreteçten geçen ısı
Q_b	Buharlaştırıcıdan geçen ısı
Q_a	Absorberden geçen ısı
Q_{HX}	Isı değiştiricisinden geçen ısı
q_c	Düzlemsel bir cidardan geçen ısı
K	Toplam ısı geçiş katsayısı
T_d	Dış sıcaklık
T_i	İç sıcaklık
h_i	İç yüzeydeki ısı taşınım katsayısı
h_d	Dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısı
δ_i	Katman kalınlığı

1. GİRİŞ

Güneş enerjisi ile soğutma sistemi günümüzün soğutma sistemleri içerisinde büyük bir seçenek olma yolunda ilerlemektedir. Alternatif enerji kaynakları içerisinde güneş enerjisi gittikçe artan önemi ile büyük bir araştırma alanı ve pazar konumuna gelmiştir. Güneş enerjisinin çevre dostu olması ve neredeyse hiç kullanım maliyetinin bulunmaması bu gelişmenin en büyük sebeplerindedir. Ayrıca fosil yakıtların önümüzdeki yüzyıl içerisinde tükenme noktasına geleceği varsayımı bu yakıtların yerine konulabilecek bir alternatif arayışını hızlandırmıştır. Güneş enerjisinden elektrik üretimi fotovoltaik güneş kolektörleri kullanılarak yapılır. Bu kolektörler kendi içlerinde bazı farklı guruplara ayrılırsa da genel çalışma prensibi aynıdır. Panel üzerine gelen fotonlar kolektörü oluşturan atomların son yörüngesinden elektron kopmasına sebep olur. Bu kopma sonucu oluşan elektrik akımı kolektör üzerine yerleştirilmiş iletken tel ağı ile toplanır.

Güneş enerjisi ile elektrik üretimi için farklı birçok sistem üzerinde de çalışmalar devam etmektedir. Bunlardan biri de Heliostat Enerji Santral olarak bilinen güneş kuleleridir. Bu sistemde güneş yansıtıcı aynalar ile bir kule üzerine odaklanmaktadır.

Güneş enerjisini elektrik üretimi dışında birçok kullanım alanı bulunmaktadır. Bunların başında güneş enerjili soğutma gelir. Bu sistemler kendi içlerinde farklı guruplara ayrılrsa sistemlerin ortak noktası soğutma ihtiyacını karşılamak için gerekli enerjinin güneşten elde edilmesidir. Bu sistemlerin içerisinde en yaygın kullanım alanı bu tezde de incelenen absorpsiyonlu soğutma sistemine aittir. Sistemin genel yapısı, fiziksel özellikleri ve çalışma şartları ilerleyen bölümlerde verilmiştir.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Güneş enerjili absorbsiyonlu sistemler hakkında birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların bir kısmı teorik bir kısmı da uygulama şeklindedir. Ayrıca tam olarak güneş enerjili absorbsiyonlu soğutma sistemi adı altında olmasa da bu sistemim elemanları ile ilgili çalışmalar da yapılmıştır. Bu tezde kullanılan kaynakların kısa özetleri aşağıda verilmiştir.

Duffie & Beckman (2006), Güneş enerjisi hakkında yapılan birçok çalışma Duffie & Beckman'nın çalışmaları referans alınarak yapılmıştır. Güneş geliş açıları, kolektör çeşitleri ve bu çeşitlerin termal-optik hesaplamalarını yapmışlardır. 2006 yılında hazırlanan kitaplarından önce yaptıkları çalışmalar düzenlenerek bu kitabın temelini oluşturmuştur.

Eltez (2003), Yaptığı çalışmada Türkiye'nin enerji durumu, güneş enerjisinin bölgelere göre dağılımı, enerji harcamaların yoğun olduğu sektörler incelenmiştir. Ayrıca odaklama sistemleri ile çalışan kolektörler ve bu kolektörlerde odaklamının önemi üzerinde durmuştur. Bu sistemlerin ısı analizleri ve örnek uygulamalarından da bahsetmiştir. Bu incelemeler ve uygulama örneklerini formülize ederek göstermiştir.

Garg (1982), Yaptığı çalışmada güneş enerjisi ve ışınım kaynağı olarak güneş incelenmiştir. Dünya üzerine gelen güneş ışınlarının oranı, temel güneş geliş açıları, güneş kolektörlerinin ısı ve açısal incelemelerini yapmıştır. Ayrıca güneş enerjisi ile soğutma elemanlarını incelemiş teorik hesaplamalarını sunmuştur.

Gonzalez (2005), Doktora tezinde yaptığı çalışmada $H_2O-LiBr$ akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma sisteminin ısı ve kütle geçişi ile ilgili hesaplamalar yapmış, sistemin elemanlarını çalışma şartlarında incelemiştir. Ayrıca tüm sistem simülasyonunu hazırlayarak incelemeler ve hesaplamalar yapmıştır.

Kreith (1978), Yaptığı çalışmada güneş enerjisi temleri üzerinde hesaplamalar yapmış, mevcut hesaplamaları ve formülleri toplamıştır. Güneş enerjisi ile çalışan tüm sistemlerle ilgili bilgileri bir araya getirmiştir. Uygulanmış sistemleri incelemiş ve kendi yaptığı tasarımlarla çeşitli uygulamalar yapmıştır.

Kalogirou (2003), Yaptığı çalışmada güneş açıları ile ilgili teorik hesaplamalara yer vermiştir. Güneşin geliş açılarını ve güneş radyasyonunun eğik ve düz düzlemlere gelişini incelemiştir.

Kurem, Horuz (2004), Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemleri için kullanılan amonyak-su ve Lityum bromür su akışkan çiftlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Sistemden geçen ısı ve kütle geçişine göre iki akışkan değerlendirilmiş ve ayrıca çiftlerin sisteme sağladıkları katkılar ve zararlarda değerlendirilmiştir.

Thevenot (1979) Yaptığı çalışmada soğutma sistemlerinin tarihçesini ve tüm dünya çapında yapılmış uygulamalarını incelemiştir. Bu çalışmada mevcut uygulamalardan örnekler verilmiştir.

Yang, Wang (2001), Bu çalışmada açık çevrim absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan kolektörler incelenmiştir. Kolektörlerin performans etkileri ve kolektör çeşitleri üzerinde incelemeler yapılmıştır. Kolektör yüzeyleri ile ilgili hesaplamalar yapılmıştır.

Bunlarla beraber birçok çalışma da bu tez konusunda araştırma yapılırken incelenmiş ve çalışmaya yön vermiştir.

2.1. Literatür Taraması

Güneş enerjisinin yoğunlaştırılarak kullanılması fikri 2500 yıl öncesinden beri uygulama alanında bulunmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılan ilk soğutma sistemlerinden biridir (N.K. Bansal, 1983), absorpsiyonlu soğutma ile ilgili ilk bulgular 1823 tarihinde Faraday'a ait bulgulardır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ilk patenti Ferdinand

Carre tarafından 1850 de alınmıştır. Bu patentte yer alan sistem sürekli olarak değil periyodik olarak çalışmaktadır. Ardından 1962’de Mignon ve Rouard sürekli olarak çalışabilen bir sistem tasarladılar. Bu makinede akışkan çifti olarak Amonyak-Su kullanılmıştır.

Soğutma teknolojilerinin başlangıcında absorpsiyonlu soğutma sistemi, en yaygın kullanılan sistem olmasına karşılık 14. yüzyılın sonlarına doğru mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemleri, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin yerini almaya başladı. Bunun başlıca sebebi mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin veriminin daha yüksek olmasıdır.

Güneş enerjisi yardımıyla soğutma sistemlerinin tarihi 1872 yılına kadar uzanmaktadır. Bu tarihte Paris'te güneş enerjisi kullanılarak buz üreten bir sistem başarıyla çalıştırılmıştır (Thevenot 1979). Benzer bir sistem sonraki yıllarda Katalanya 'da da yapılmıştır. 1936'da buhar-jet prensibine göre çalışan bir sistem Florida'da denenmiştir. 1940'lardan önce ise Kathabar ismiyle anılan ve akışkan olarak LiCi kullanan bir sistem imal edilmiştir. 1950'li yıllarda güneş enerjisi destekli soğutma sistemleri dünyanın birçok ülkesinde denenmiştir. 1953'de Taşkent'de parabolik bir ayna kullanılarak soğutma sistemi desteklenmiştir. 1956'dan sonra Trombe, birçok güneş enerjili soğutma sistemini denemiştir. 1976'da ABD'de 500 civarında güneş enerjili klima cihazı yapılmıştır. Bu cihazlar çalışma zamanlarının %75-80'i civarında bir süre güneş enerjisi tarafından çalıştırılırken, geri kalan zamanlarında elektrik veya fuel-oil ile desteklenmişlerdir (Lamp 1998). 1969 yılında, açık çevrimli absorpsiyonlu soğutma sistemi ilk olarak denenmiştir. 1970 ve 1980'li yıllarda güneş enerjisi ile soğutmaya ilgi artarak devam etmiştir. Bu konuda 1982 yılında yapılan ilk uluslararası toplantıların birinde 200 katılımcı, 40 tane bilimsel çalışmayı tartışmışlardır. Günümüzde değişik ülkelerde, soğutmada güneş enerjisi kullanımını aktif hale getirmeyi amaçlayan ulusal ve uluslararası birçok proje yürütülmektedir. Uluslararası Enerji Ajansı (IEA) tarafından 1977 yılında başlatılan ve günümüzde de hale devam eden uluslararası bir proje yürütülmektedir (Lamp P. Ziegler F., 1998).

Arizona, Douglas'ta Cochise Koleji kampüsünde 2006 yılında eski mevcut sisteme entegre olarak güneşli ısıtma-soğutma havalandırma sistemi kurulmuştur. Bu sistem sayesinde yılda 30000 Amerikan doları tasarruf sağlanmaktadır. Sistem;

parabolik oluk kolektörleri güneş enerjisini akışkanla doldurulmuş tüplere yoğunlaştırmak için kullanılmaktadır. Sistem toplam 634 m² parabolik oluk kolektörlerden oluşmaktadır. Sistemde ısıtılan glikol solüsyonu güneş tarlasından 28400 litrelik basınçlı depolama tankına gönderilmektedir. Tankta depolanan suyun sıcaklığı yaklaşık 125°C civarındadır. Sistem yaz, kış, gece, gündüz kampüsün ısıtma veya soğutmasını sağlamaktadır. Soğutma için ısıtılmış su 60 ton kapasiteli, tek kademeli amonyak çevrimli absorpsiyonlu çiller'e pompalanmaktadır. Absorpsiyonlu çiller kolejin soğutulmasını sağlayan soğutucunun buharlaştırılması için ısıyı kullanmaktadır. Absorpsiyonlu çillerin soğutma yükünü karşılayamadığı durumlarda devreye girmek üzere mevcut destekleyici elektrikli çiller de kullanılmaktadır. Yeni teknoloji ile eski teknolojinin birlikte kullanılmasından kaynaklanan problemler mevcuttur. Merkezi sistem ve Boylerler 45 yıllıktır ve yeni teknolojinin işletmesini üstlenecek bilgili eğitimli eleman bulmak konusunda zorluklar yaşanmıştır. Güneş ışınımının şiddetine göre sistem, % 100 güneş girdisi, % 100 doğalgaz ya da bunların çeşitli oranlarında birlikte kullanılması şeklinde çalışmaktadır. Kolejde güneşten sağlananın % 10 kaybıyla ısıtma sistemi % 90 verimlilikle çalışmaktadır, ancak soğutma sisteminin verimliliği daha düşüktür ve % 70 civarındadır. Kampüsdeki binaların çoğu 1960 yılında inşa edilmiş olup zayıf bir izolasyona sahiptir binaların bu konuda iyileştirilmeleri gerekmektedir (www.sunwindenergy.com).

Türkiye'de güneş enerjisi ile soğutma çalışmaları genelde üniversite ve devlete bağlı araştırma kuruluşlarında yapılmaktadır. TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi'nde LiBr-H₂O ile çalışan küçük ölçekli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulmuş ve denenmiştir. Süleyman Demirel Üniversitesi tarafından, DPT'ce desteklenen "Mevcut soğuk hava depolarında güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin uygulanabilirliğinin belirlenmesi, optimizasyonu ve Isparta-Eğirdir yöresinde uygulanması" başlıklı bir proje yürütülmektedir.

Ülkemizdeki gerçek boyuttaki güneş enerjisi ile soğutma, Alman Soliterm Güneş Enerjisi Teknolojileri Ltd. Şti., tarafından Antalya'da mevcut bir otele uygulanacaktır. Bu proje TÜBİTAK-TİDEB tarafından da desteklenmekte olup, 116 kW soğutma yükünün güneş enerjisi ile karşılanması hedeflenmiştir. Projede kullanılacak 20-24 adet parabolik oluk tipi kolektörün her biri 5 m boyunda ve 1,8 m enindedir. Güneşi izleme mekanizmasına sahip her bir kolektörden 5-6 kWh enerji

sağlanacağı hesaplanmıştır. Güneş kolektörlerinde üretilecek 180°C sıcaklık ve 12 atm basınçtaki kızgın su, ortalama soğutma performansı 1,4 olan çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemini besleyecektir (Büyükalaca, Yılmaz, 2003).

Güneş enerjili soğutma sistemi Muğla Ortaca'da bulunan İber Otel Sarıgerme Park otelde aktif olarak kullanılmaktadır. Oteldeki parabolik güneş kolektörleri 180 °C sıcak su elde etmektedir. Tesiste bu sıcak suyun bir miktarı sıcak buhar olarak kullanılmaktadır. Buharın basıncı 5-5,5 Bar civarındadır. Elde edilen yüksek basınçlı buhar çamaşırhanede, ısıtma sisteminde ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılmaktadır. Sistem 116 Kilovatlık bir güce sahiptir ve bu sistem ile yaklaşık 50 odanın soğutulması sağlanmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi dünya çapında yaygın olarak kullanılmaya başlayan bir sistemdir. Almanya'da, Köln de bulunan Wolfferts ofis binasında uygulanan absorpsiyonlu soğutma sistemi 70 kW kapasiteli ve 176 m² kolektör alanına sahiptir. Yine Almanya'da bulunan Ott& Spies'de yer alan sistem 35 kW kapasite ve 22 m² kolektör alanına sahiptir.

Güneş enerjisi uygulamaları konusunda lider konumda olan Almanya'da buna benzer birçok uygulama daha bulunmaktadır. Bundespresseamt Berlin postane binasında 70 kW kapasitede ve 244 m² kolektör alanına sahip, Fraunhofer-Institut'e ait ofis ve laboratuvar binasında kullanılan 58 kW ve 108 m² kolektör alanına sahip absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılmaktadır. Ayrıca yine Almanya'da Bundesverkehrsministerium Berlin'de 70 kW kapasiteli 209 kolektör alanına sahip, ZAE Bayern'de Garching ofis ve laboratuvarında 7 kW kapasiteli ve 20 m² kolektör alanına sahip M+W Zander, Stuttgart, ofis binasında 143 kW kapasiteli 260 m² kolektör alanına sahip absorpsiyonlu soğutma sistemleri mevcuttur. Bu ölçeklerde birçok uygulama Yunanistan ve İspanya'da da kullanılmaktadır.

Avrupa'da yapılan en önemli çalışmalardan birisi de (Schweigler A. Costa M., 2002) sıcak sulu, H₂O – LiBr soğutucu akışkan çiftli, tek etkili, güneş enerjisi ile çalışmak üzere absorpsiyonlu soğutma sistemi portatifi hazırlanmasıdır. Bu makine 10kW kapasiteli (düşük kapasiteli) ve 0.78 COP değerine sahip, ciller sıcaklık değeri 18 °C, sıcak su girişi 95 °C ve soğutma suyu 27 °C dir. Buna çok benzeyen bir sistem

de su soğutmalı olarak tasarlanmıştır (Safarik M. Richter L., 2004). Bu sistemde 15kW kapasiteli 0,7 COP değerine sahip, ciller su sıcaklığı 15⁰C sıcak su girişi 90⁰C soğutma suyu sıcaklığı ise 32⁰C dir. Ayrıca teknik özellikler bakımından biraz daha farklı tasarımlarda yapılmıştır (Pfaff M. Saravanan R.,1998). Bu tasarımda absorberdeki kütle geçişi dönme hareketi yapan bir eleman ile artırılmıştır. Absorber ile soğutma akışkanı arasındaki ısı geçişinin artması sistemimin soğutma kulesi ihtiyacını ortadan kaldırarak maliyeti önemli bir ölçüde düşürmüştür.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Güneş Enerjisi

Güneşin yaydığı ve dünyamıza da ulaşan enerji, güneşin çekirdeğinde yer alan füzyon süreci ile açığa çıkan ışınım enerjisidir. Bu enerji, Güneşteki hidrojen gazının helyuma dönüşmesi şeklindeki füzyon sürecinden kaynaklanır. Dünya atmosferinin dışında güneş ışınımının şiddeti, aşağı yukarı sabit ve $1367 \text{ W} / \text{m}^2$ değerindedir, ancak yeryüzünde $0-1100 \text{ W} / \text{m}^2$ değerleri arasında değişim göstermektedir. Bu enerjinin dünyaya gelen küçük bir bölümü dahi, insanlığın mevcut enerji tüketiminden kat kat fazladır. Güneş enerjisinden yararlanma konusundaki çalışmalar özellikle 1970'lerden sonra hız kazanmış, güneş enerjisi sistemleri teknolojik olarak ilerleme ve maliyet bakımından düşme göstermiştir.

Dünyanın yörüngesi üzerinde, uzayda, birim alana ulaşan güneş ışınları, güneşle dik bir yüzey üzerinde ölçüldükleri zaman $1367 \text{ W} / \text{m}^2$ 'dir. Bu değer güneş enerjisi sabiti olarak da anılmaktadır.

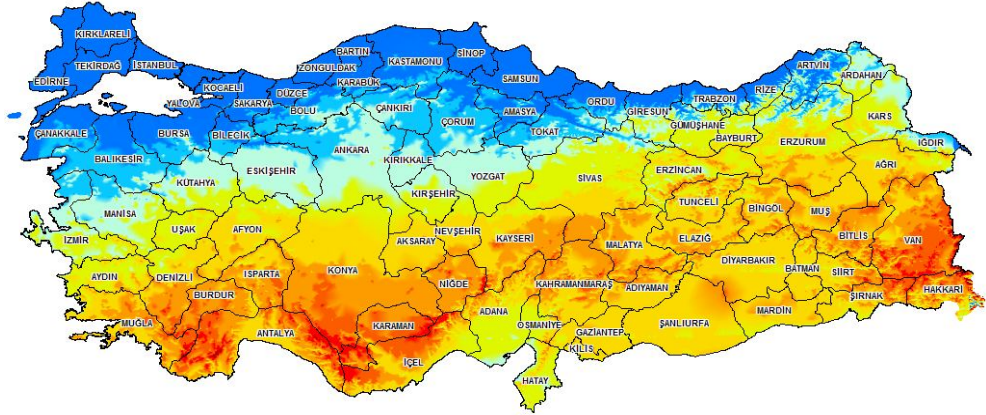
Atmosfer bu enerjinin %6'sını yansıtır, %16'sını da sönümler ve böylece deniz seviyesinde ulaşılabilen en yüksek güneş enerjisi $1020 \text{ W} / \text{m}^2$ 'dir.(Kılıç A. Aksel Ö., 1998). Bulutlar gelen ışınımı, yansıtma suretiyle yaklaşık %20, sönümleme suretiyle de yaklaşık %16 azalmaktadır. Örneğin Kuzey Amerika'ya ulaşan güneş enerjisi 125 ile $375 \text{ W} / \text{m}^2$ arasında değişirken, günlük elde edilebilen enerji miktarı, 3 ila $9 \text{ kWh} / \text{m}^2$ arasında değişmektedir.

Bu değer, elde edilebilecek mümkün en yüksek değer olup, güneş enerjisi teknolojisinin sağlayacağı en yüksek değer anlamına gelmez. Elde edilen enerji sistem verimine göre değişir.

3.2. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli

Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğünde (DMİ) mevcut bulunan 1966-1982 yıllarında ölçülen güneşlenme süresi ve ışınım şiddeti verilerinden yararlanarak EİE tarafından yapılan çalışmaya göre; Türkiye'nin ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi 2640 saat (günlük toplam 7,2 saat), ortalama toplam ışınım şiddeti 1311 kWh/m²-yıl (günlük toplam 3,6 kWh/m²) olarak tespit edilmiştir (Eltez M., 2003).

Bu harita ve veriler, Elektrik İşleri Etüt İdaresi tarafından hazırlanmıştır. Tüm Türkiye genelinin güneşlenme süresi ve küresel radyasyon değerleri elde edilmiştir. Güneş enerjisine her gün artan talep nedeni ile resmi kurumlar da bu konuda çalışmalarını yoğunlaştırmış durumdadır. Güneş ışınımı Türkiye’de Ankara (1995-1996), (2002-2003), (2008- devam ediyor), Antalya (1993), İzmir (1997-1998), Aydın (1998), Adana (1997-2005) , Isparta (2001-2007), Kayseri (1998 - devam ediyor), Balıkesir (2000 - devam ediyor), Erzincan (2005 - devam ediyor), Yalova (2005 - devam ediyor), Bodrum (2000 - 2001) istasyonlarında tarihleri arasında ölçülmüştür. Bu istasyonlar içerisinde halen ölçüme devam eden istasyonlar vardır.



Şekil 1. Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli Haritası (EİE)

Türkiye Güneş Modeli, Coğrafi Bilgi Sisteminde kullanılan “*ESRI Solar Radiation Model*” ve aşağıdaki temel parametreler kullanılarak hazırlanmıştır.

- Türkiye 36-42 Derece Enlem Değerlerine Ait Alanlar

- Gökyüzü Açıklılık İndeksi (Sky Size Index)
- 32 yönde Zenit ve Azimut Açıları

Modelde kullanılacak parametrelerin hesaplanması ve model kalibrasyonun yapılması için **EİE** ve **DMİ** istasyonalarında 1985 - 2006 yıllarına ait ölçüm yapılan 22 yıllık saatlik güneş ölçüm değerleri

- Gökyüzü geçirgenlik Katsayısı (Transmittivity) ve Gökyüzü Açıklılığı(Diffuse Proportion)
- Yeryüzü Güneş Işını Yansıtma Değerleri (Surface Albedo)

Modelin Kullanılması sonucunda, 12 aya ait günlük değerlerden elde edilen aylık ortalamaları içeren aşağıdaki bilgiler 500m x 500 m grid haritası olarak elde edilmiştir.

- Toplam Güneş Radyasyonu($kWh / m^2 - gün$)
- Direkt Güneş Radyasyonu($kWh / m^2 - gün$)
- Difüz Güneş Radyasyonu($kWh / m^2 - gün$)

Şekil 1'de Türkiye Güneş Potansiyeli Haritası verilmiştir. Uygulamanın yapılacağı Muğla ili için hazırlanan harita da ayrıca ayrıntılı olarak verilmiştir. Bu harita da görüldüğü üzere Türkiye'nin, Batı Ege, Akdeniz, Güneydoğu Anadolu, Doğu Anadolu bölgeleri oldukça yüksek bir güneşlenme potansiyeline sahiptir(EİE).

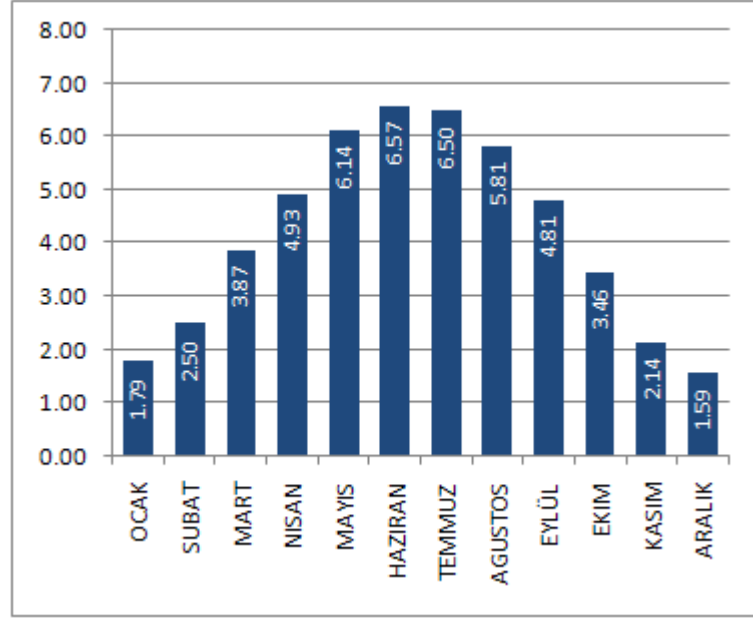
Tablo 1. de EİE'den alınan Türkiye'nin yıllık toplam güneş enerjisi potansiyelinin bölgelere göre dağılımı verilmiştir. Ayrıca Tablo 2. de Türkiye'nin aylık ortalama güneş enerjisi potansiyeli verilmiştir.

Tablo 1. Türkiye'nin Yıllık Toplam Güneş Enerjisi Potansiyelinin Bölgelere Göre Dağılımı (EİE)

BÖLGE	TOPLAM GÜNEŞ ENERJİSİ(kWh/m ² -yıl)	GÜNEŞLENME SÜRESİ (Saat/yıl)
G.DOĞU ANADOLU	1460	2993
AKDENİZ	1390	2956
DOĞU ANADOLU	1365	2664
İÇ ANADOLU	1314	2628
EGE	1304	2738
MARMARA	1168	2409
KARADENİZ	1120	1971

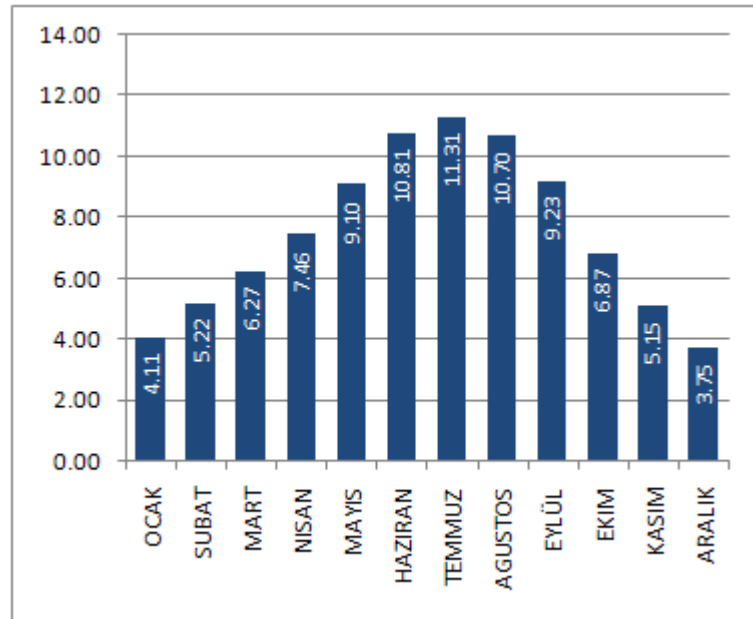
Tablo 2. Türkiye'nin Aylık Ortalama Güneş Enerjisi Potansiyeli (EİE)

AYLAR	AYLIK TOPLAM GÜNEŞ ENERJİSİ		GÜNEŞLENME SÜRESİ (Saat/ay)
	(Kcal/cm ² -ay)	(kWh/m ² -ay)	
OCAK	4,45	51,75	103
ŞUBAT	5,44	63,27	115
MART	8,31	96,65	165
NİSAN	10,51	122,23	197
MAYIS	13,23	153,86	273
HAZİRAN	14,51	168,75	325
TEMMUZ	15,08	175,38	365
AĞUSTOS	13,62	158,4	343
EYLÜL	10,6	123,28	280
EKİM	7,73	89,9	214
KASIM	5,23	60,82	157
ARALIK	4,03	46,87	103
TOPLAM	112,74	1311	2640
	308,0 cal/cm ² -gün	3,6 kWh/m ² -gün	7,2 saat/gün



Şekil 2. Türkiye Global Radyasyon Değerleri (KWh/m² – gün)(EİE)

Şekil 2’de Türkiye’nin aylara göre güneş ışınım ortalama değerleri kWh/m² –gün cinsinden verilmiştir. Bu grafikte en yüksek ışınım ortalaması 6,57 kWh/m² –gün değeri ile Haziran ayına, en düşük ortalama ise 1,59 kWh/m² –gün ile Aralık ayına aittir.

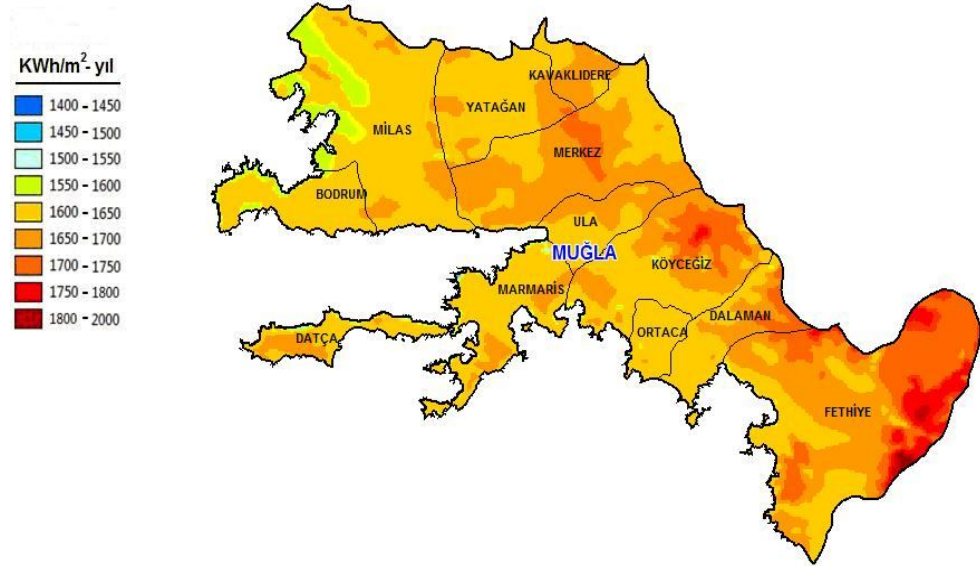


Şekil 3. Türkiye Güneşlenme Süreleri (Saat) (EİE)

3.2.1 Muğla Güneş Enerjisi Potansiyeli

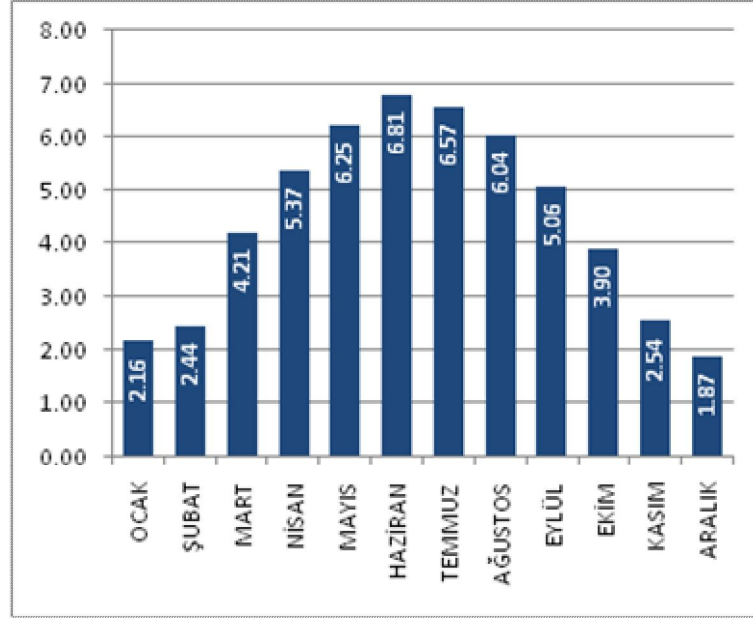
Güneşlenme süresi ve ışınım değeri tasarlanan uygulamanın verimini doğrudan etkileyecek değerlerin başında gelir. Işınım değerinin yüksek olması ile parabolik oluklu kolektörden sağlanacak enerji artar, dolayısıyla soğutma sisteminin soğutma kapasitesi de artar.

Muğla İli Güneşlenme sürelerini veren grafik (Şekil 6) incelendiğinde, uygulama yapılacak olan il merkezinde güneşlenme süresinin ve küresel radyasyon değerinin Türkiye ortalamasından daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Muğla İli güneş enerji potansiyeli haritası şekil 4'te verilmiştir.



Şekil 4. Muğla İli Güneş Enerjisi Potansiyeli Haritası (EİE)

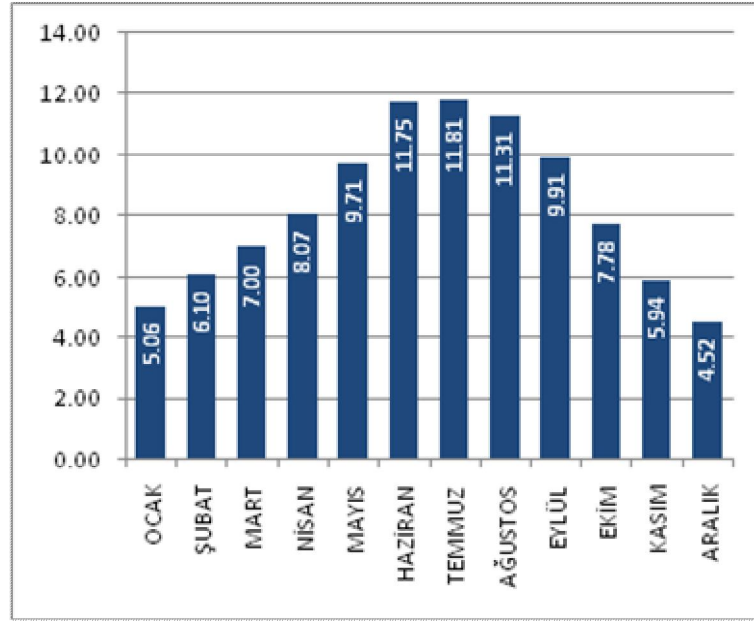
Akdeniz kıyısında bulunan Muğla ili yaz aylarında yoğun güneş almakla birlikte kış aylarında da aldığı güneş ışınımı ile sıcak su uygulamalarını da yaygın hale getirmiştir. Şekil 5'te Muğla merkez global radyasyon değerleri verilmiştir.



Şekil 5. Muğla Merkez Global Radyasyon Değerleri (KWh/m² – gün)(EİE)

Muğla İli merkezinde metrekareye gelen ışınım değerlerinin aylara göre dağılımı şekil 5'te verilmiştir. Bu grafikte en yüksek ışınım ortalaması 6,81 KWh/m² – gün değeri ile haziran ayına, en düşük ortalama ise 1,97 KWh/m² – gün ile aralık ayına aittir.

Absorbsiyolu soğutma sisteminde kullanılacak enerjinin büyük çoğunluğu güneş ışınımının en yoğun olduğu aylara gelmesi sistemin kullanılabilirliğini büyük oranda arttırmaktadır. Sistem tasarımı yapılırken sistemin ısınma içinde kullanılması hedeflenmiştir. Fakat tabloda da (Şekil 6) görüldüğü üzere, ısıtma işlemi için gerekli enerjinin (kış aylarında) güneşten sağlanabilmesi zorlaşmaktadır. Şekil 6'da Muğla merkez güneşlenme süreleri verilmiştir.



Şekil 6. Muğla Merkez Güneşlenme Süreleri (Saat) (EİE)

3.3. Soğutma İşlemi

Soğutma işlemi ortamdan ısı çekilerek, ortam sıcaklığının düşürülmesidir. Ortamdan ısı çekme işlemi birçok farklı şekilde yapılabilir. Bu işlem için çeşitli yöntemler olmakla birlikte kesin olan nokta ısı çekme işlemi için gerekli olan enerji ihtiyacıdır. Bu enerjinin elde edilişi ve sistem içerisinde kullanılışı soğutma sisteminin türünü belirlemektedir. Klasik soğutma sistemi ters çalışan bir termal makine gibi düşünülebilir. Mekanik enerjiyle soğuk ortamdan ısı çekerek sıcak ortama ısı atılmasını sağlayan bir sistemdir. Aynı amaç doğrultusunda mekanik enerji yerine ısı enerjisinin de kullanıldığı sistemler vardır. Entegre şekilde çalışan direkt ve ters termal makinelerden oluşan sistem, termal enerjiyi mekanik enerjiye çevirerek, mekanik enerjiyi tekrar ortamdan ısı çekmek için kullanabilir.

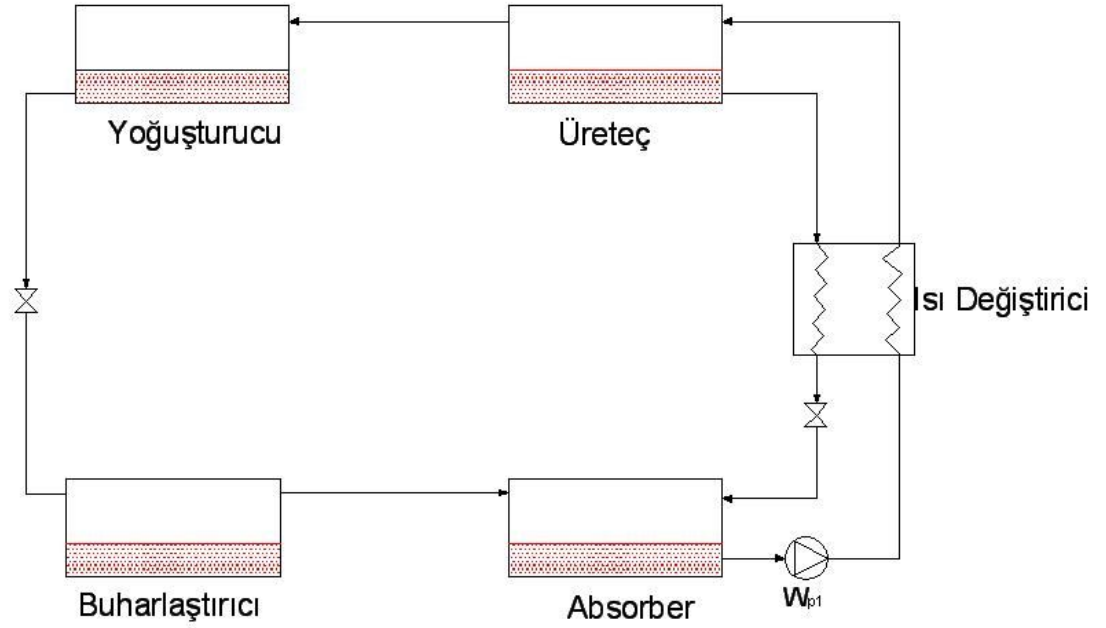
3.3.1 Isı Kaynaklı Soğutma Sistemi

Günümüzde birçok ısı kaynaklı direkt soğutma tekniği mevcuttur. Isı kaynaklı soğutma sistemleri buz üretiminde, gıdalar için yapılan soğuk hava depolarında, iklimlendirme uygulamalarında kullanılmaktadır. Bu sistemler çalışma şartlarına ve uygulama tiplerine göre farklılık göstermektedir. Aşağıda verilen sistemler yaygın olarak kullanılanlardır.

3.3.1.1 Absorbsiyon

Bu sistem en yaygın olarak kullanılan ısı kaynaklı soğutma tekniğidir. Absorbsiyonlu soğutma düşük sıcaklıklarda diğer sistemlere göre daha yüksek performans sağlar. Mekanik sıkıştırımlı klasik soğutma sistemlerinde kullanılan kompresör yerine bu sistemin elemanları olan absorber, üreteç ve çözelti ısı değiştiricisinde termokimyasal sıkıştırma kullanılır. Bu sistemde soğutucu (refrigerant), absorbent denilen ve genellikle sıvı fazda bulunan bir maddedir. Bu durumun en büyük avantajlarından birisi kullanılan akışkanın (absorbent-soğutucu çözeltisi) sıvı fazda olması nedeni ile sistem içi dolaşım için gereken mekanik enerjinin çok daha aza inmesidir. Performansla ilgili bilgiler ilerleyen bölümlerde

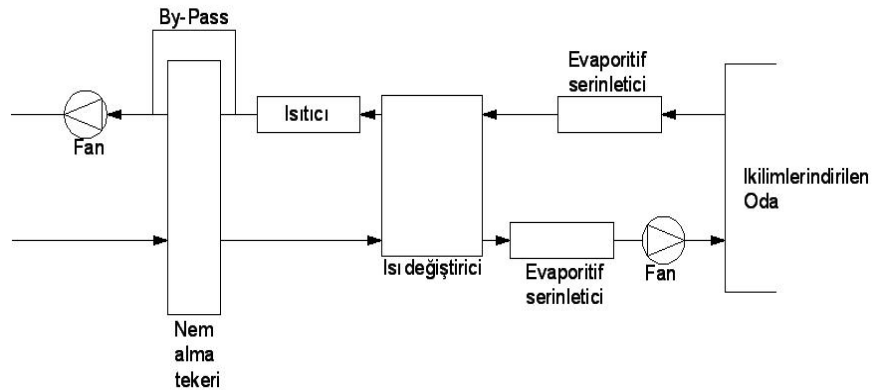
verilmiştir. Şekil 7’de Absorbsiyonlu Soğutma sisteminin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 7. Absorbsiyonlu Soğutma Şematik Gösterimi

3.3.1.2. Nem alma ile soğutma

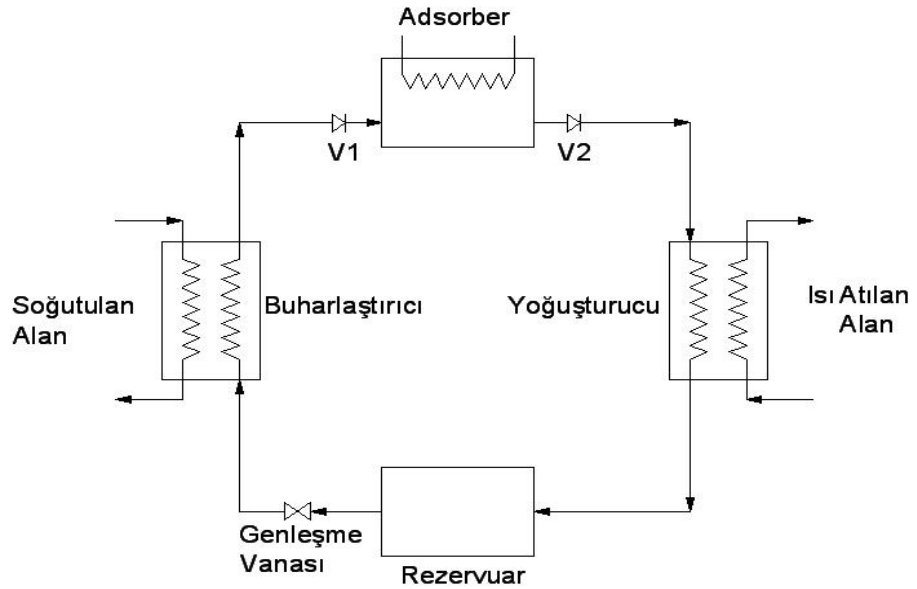
Ortama verilecek olan havanın içerisinde bulunan su buhar ve moleküllerinin havadan ayrılarak dış ortama atılması ve kurutulan havanın sıcaklık ayarlaması yapıldıktan sonra gerekli miktarda nemlendirilmesi prensibine dayanır. Bu yöntemle ideal şartlarda nem ve sıcaklık elde edilmiş olur. Şekil 8’de sistem şeması verilmiştir.



Şekil 8. Nem Alma ile Soğutma Şematik Gösterimi

3.3.1.3. Adsorbsiyon

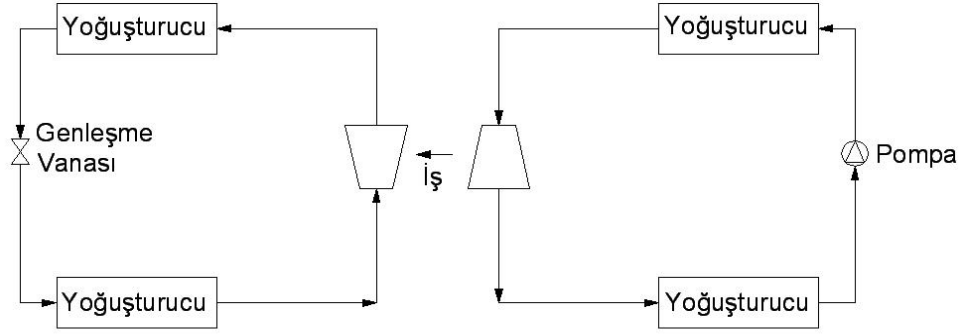
Temelde absorpsiyonlu soğutma sistemine benzeyen bir soğutma sistemidir. En büyük farklılıkta soğutma işlemini gerçekleştirecek olan madde sıvı fazda değildir. Sistem içerisinde dolaşımı sağlanması amacıyla madde sıvı faza çevrilir. Bu yüzden soğutma işlemi sürekli olarak değil periyodik olarak yapılabilmektedir. Bu işlem iki durumda incelenmektedir. Birincisi yenilenme durumudur. Bu durumda v1 ve genişleme vanası kapalıdır. Reaktör-adsorber (adsorber maddenin bulunduğu kısım) aktif haldedir. Bu esnada buharlaştırıcı (çevirici) ısıtılarak soğutucu madde buharlaştırılır. Bu madde kondenserde tekrar yoğunlaşır. Yoğunlaşan madde rezervuar (sarnıç depo) da toplanır. Sistem soğutma modunda iken, reaktör-adsorber adsorbsiyon durumunda olduğu için basınç düşüktür. Bu konumda sistem kapalıdır. V2 kapalı konumda iken v1 ve genişleme vanası açılır. Soğutucu madde basıncın düşmesi ile birlikte buharlaşmaya başlar. Bu esnada sıcaklığı da azalır. Buharlaşma soğutucu akışkanın doymun hale gelmesine kadar devam eder. Adsorbsiyonlu soğutma sistemi şematik gösterimi Şekil 9’da verilmiştir.



Şekil 9. Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi Şematik Gösterimi

3.3.1.4. Rankin Çevirimi

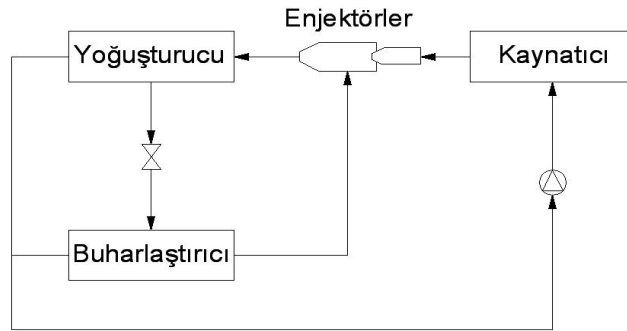
Temel olarak, buhar gücü ile çalışan mekanik enerji üretmekte kullanılan türbin buhar sıkıştırma işleminde kullanılması ile soğutma sisteminin çalıştırılması prensibine dayanır. Şekil 10’da rankin soğutma sistem şeması verilmiştir.



Şekil 10. Rankin Soğutma Sistemi Şematik Gösterimi

3.3.1.5. Enjektörlü Soğutma

Bu sistemde birbirine bağlı iki enjektör kullanılır (Enjektör; kinetik enerjiyi basınca dönüştüren eleman). Bu sistem bir dizi operasyonla çalışmaktadır. Küçük enjektör boylerden gelen soğutucu akışkan buharını genişletir. Buradan ikinci enjektöre gelen buharın kinetik enerjisi basınca dönüştürülür. Buradan yoğuşturucuya geçen akışkanın bir kısmı genleşme vanası, buharlaştırıcı, yoğuşturucuya geçer ve soğutma işleminde kullanılmış olur. Bir kısmı da enjektörden doğrudan boylere geçer. İkiye ayrılan akışkan buharı tekrar birleşir ve işlem devam eder. Şekil 11’de sistem şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 11. Enjektörlü Soğutma Sistemi Şematik Gösterimi

4. ARAŞTIRMA ve BULGULAR

4.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemine Genel Bakış

Isıl enerjinin soğutma işlemi içerisinde doğrudan kullanılması, mekanik harekete ihtiyacın az olması, çevresel etkisinin olmaması güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin önemli avantajlarından. Bu sistemin bir diğer avantajı soğutma yükünün en fazla olduğu dönemde, enerji kaynağı olan güneş ışınının geliş oranı yüksektir.

Soğutma sistemlerinde en yaygın kullanılan mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemidir. Bu sistem mekanik enerjiye dolayısıyla yüksek oranda elektrik enerjisine ihtiyaç duyar. Günümüzde elektrik enerjisi fiyatları oldukça yüksektir. Bu alternatif soğutma sistemlerinin önemini arttırmaktadır. Soğutma işleminin yapılacağı yerde termal enerji kaynağı bulunması absorpsiyonlu soğutma sistemini önemli bir alternatif haline getirir. Termal enerji elektrik enerjisinden daha ucuz hatta güneş enerjisini göz önünde tutarsak “ücretsiz” sayılabilir. Bununla birlikte kullanılan sistemin işletim maliyeti kadar önemli olan bir diğer unsur da, karbon salınımı ve çevresel etkilerdir. Güneş enerjili Absorpsiyonlu soğutma sistemi çalışma aşamasında çevreye herhangi bir atık vermemektedir. Bu da diğer birçok sisteme göre büyük bir avantaj sağlamaktadır. Gerek sistem çalışma esnasında sera gazı salınımı olmaması, gerek kullanılan akışkanların ozon tabakası ve çevreye olumsuz etkilerinin olmaması, bu sistemi çevreci bir sistem yapmaktadır. Sistemin geliştirilmesi ve gerekli araştırmaların yapılabilmesi bu yüzden büyük önem taşımaktadır.

Güneş enerjili Absorpsiyonlu soğutma sistemlerini iki ana kısımda incelemek mümkündür. Bunlardan birincisi gerekli olan enerjinin elde edildiği parabolik oluklu kolektörler, ikincisi ise absorpsiyon makinesidir.

4.2. Güneş Işınım Değeri Ve Açıları

Dünya kendi eksenini etrafında 24 saatte, Güneş etrafında da 365,25 günde döner. Bu dönüş eksenini tam bir daire şeklinde değildir. Dünya Güneşin tam merkezde bulunduğu eliptik bir yörünge üzerinde döner. Bu eliptik ekseninde Dünya-Güneş arası mesafenin en uzak olduğu mesafe $1,495 \times 10^{11}$ ve yıl içerisinde değişimi de $\pm 1,7$ oranındadır. (Garg 1982)

Güneş hareketini dünya üzerinden tanımlamanın en basit yolu, güneşin bir yay üzerinde hareket ettiğini ve bu yayın yıl içerisinde kuzeye ve güneye doğru hareket ettiğini kabul etmektir. Kuzey yarı kürede bu yay kuzeye doğru hareket ettikçe yay uzunluğu artar. Bu yayın uzaması ile güneş daha erken saatlerde doğar ve batma süresi de uzar.

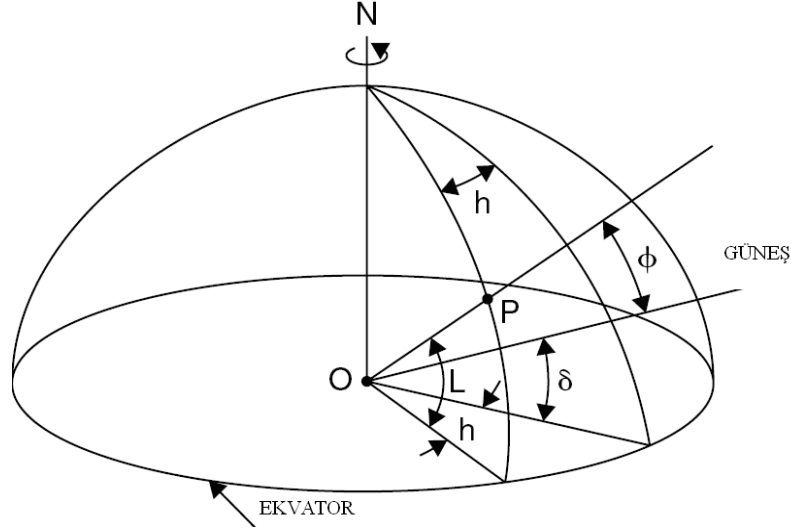
Güneşin Dünya yüzeyinden bakıldığı zamanki yeri yılın günlerine ve günün saatlerine göre değişir. Bilindiği üzere güneş yaz aylarında daha yüksek bir konumda bulunur. Dünyanın dönme eksenini ile güneş etrafındaki yörünge düzlemi normali ile arasında $23,45^\circ$ lik bir açı bulunur.

Güneş ışınım değeri, tasarlanan sistemin uygulanabilirliğinin belirlenmesi için gerekli olan önemli verilerdendir. Işınım miktarı kolektörden elde edilecek enerjiyi, dolayısıyla tüm sistemden sağlanacak faydayı belirler. Ayrıca ışınım değerinin yüksek olması ile gerekli kolektör alanı düşmekte dolayısıyla ilk yatırım maliyeti de düşmektedir. Güneş ışınım değerleri projenin uygulanacağı binanın soğutma yükü hesabından kolektör verimine kadar hemen hemen tüm hesaplamalarda kullanılacaktır.

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin kolektörleri güneş ışınlarının gün içerisinde değişen geliş açısını takip edecek şekilde tasarlanmıştır. Bu kolektörler kuzey güney doğrultusunda yerleştirilerek, Doğu-Batı doğrultusunda izleme yapacaklar. Bu izlemenin gerçekleştirilebilmesi için güneş ışınlarının geliş açısı doğru şekilde belirlenmelidir.

Güneş enerjisinden faydalanılarak yapılacak bir uygulama için önemli olan nokta güneş ışınlarının geliş açısı ve doğrultusudur. Bunun belirlenmesi için güneşin gün içerisinde ve yıl içerisindeki pozisyonunun belirlenebilmesi gerekir. Bunun belirlenmesi için ise iki önemli açının bulunması gerekir. Bunlardan birincisi Güneş

Yükseklik Açısı (α) diğeri de Azimuth Açısıdır (z). Bu açıların belirlenmesi için gerekli yardımcı açılar tanımlanmıştır. Bu açılar aşağıda açıklanmıştır.



Şekil 12. Güneş Geliş Açıları

Bu şeklide gösterilen L açısı enlemi, ω saat açısını, δ deklinasyon açısını, θ_z de zenit açısını ifade eder.

4.2.1 Deklinasyon Açısı

Deklinasyon açısı güneş öğlesinde Güneş-Dünya merkezlerini birleştiren doğru ile bu doğrunun ekvator düzlemi üzerindeki iz düşümü arasında kalan açıdır. Deklinasyon açısı kuzey yarım kürede yaz mevsimi yaşanırken, bu yarım kürede artı değerli olup, güney yarım kürede eksi işaretlidir.

Daha öncede bahsedildiği üzere dünyanın kendi etrafında dönüş eksenini, güneş etrafında dönüş eksenini ile 23.45° lik bir açı yapar. Bu açı nedeni ile yaz gün dönümünde kuzey yarım kürede deklinasyon açısı $+23.45^\circ$ olurken kış gündönümünde -23.45° olur. Ayrıca bu açı ekinokslarda 0° olur.

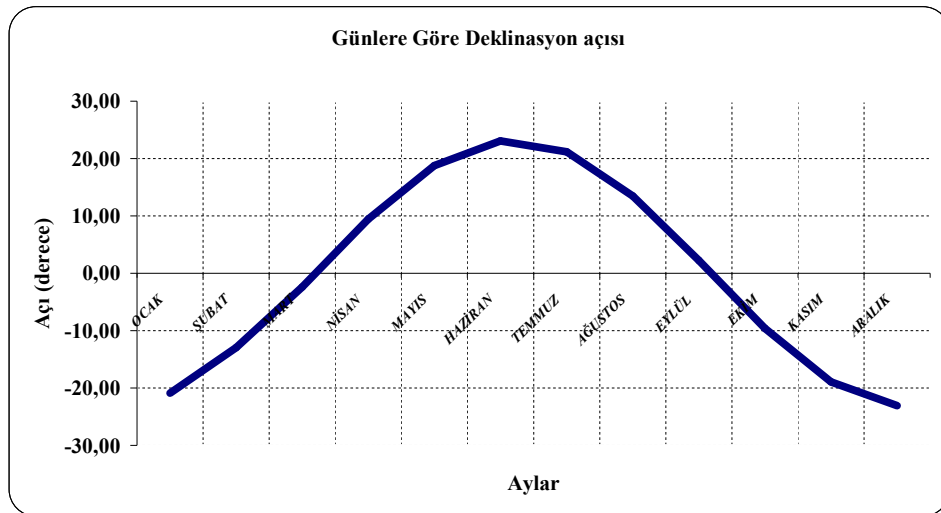
Deklinasyon açısı yıl içerisindeki güne bağlı olarak aşağıdaki denklem ile bulunur (ASHRAE 2007). Tablo 3’de günlere göre deklinasyon açılarının değişimi verilmiştir.

$$\delta = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + N) \right] \quad (4.1)$$

Bu denklemde kullanılan “N” değeri yıl içerisindeki günün sayısını belirtir.

Tablo 3. Ayın “i” Günü İçin Deklinasyon Açılarının Değişimi

		GÜN	N	Deklinasyon açısı
OCAK	<i>i</i>	17	17	-20,92
ŞUBAT	31+i	16	47	-12,95
MART	59+i	16	75	-2,42
NİSAN	90+i	15	105	9,41
MAYIS	120+i	15	135	18,79
HAZİRAN	151+i	11	162	23,09
TEMMUZ	181+i	17	198	21,18
AĞUSTOS	212+i	16	228	13,45
EYLÜL	243+i	15	258	2,22
EKİM	273+i	15	288	-9,60
KASIM	304+i	14	318	-18,91
ARALIK	334+i	10	344	-23,05



Şekil 13. Deklinasyon Açısının Günlere Göre Değişimi

Güneş ışınları dünya da belli bir bölgeye sürekli aynı şiddetle gelmez. Dünyanın güneş etrafında dönmesinin ve bu dönüş sırasında dünyanın güneşe olan mesafesinin değişmesi gelen ışınımında %3 civarı bir değişmeye sebep olur.

Yılın herhangi bir gününde gelen güneş ışınım şiddetini bulmak için:

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360}{365} N \right) \right) \quad (4.2)$$

Formülü kullanılır. Burada H_{gs} , güneş sabiti olup $1367 W/m^2$ dir. Atmosfer dışında yatay bir yüzeye gün boyunca gelen güneş ışınımı:

$$H_o = \frac{24 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360}{365} N \right) \right) x \left(\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin \phi \sin \delta \right) \quad (4.3)$$

Formülü ile hesaplanır. Burada kullanılan ϕ değeri derece cinsinden enlemi, ω_s güneş batış saatini ifade eder.

4.2.2 Güneş yükseklik açısı

Güneş yükseklik açısı (α) yatay düzlem ile güneş ışınının geliş doğrultusu arasında kalan açıdır. Zenit açısı ile tümler açıdır.

Güneş yükseklik açısı

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\sin(\phi) \sin(\delta) + \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(h) \right) \quad (4.4)$$

Formülü ile hesaplanır. Burada ϕ değeri enlemi gösterir.

4.2.3 Yüzet Azimut Açısı

Bu değer aşağıdaki formül ile hesaplanır. Bu açı güneş ışınlarının kuzey-güney çizgisine göre saat yönünde yaptığı sapma açısıdır γ ile gösterilir (ASHRAE 1975).

$$\tan(\gamma) = \left(\frac{\sin(\theta_z) \sin(\gamma_s)}{\cos(\theta^1) \sin(\phi)} \right) \quad (4.5)$$

4.2.4 Güneş Doğuş ve Batış Zamanları

Güneşin doğması, yükseklik açısının 0 olduğu zaman başlar. Buna dayanarak güneş doğuş zamanını yükseklik açısı 0 alınarak bulunur.

$$\alpha = \sin^{-1}(\sin(\phi) \sin(\delta) + \cos(\phi) \cos(\delta) \cos(h)) = 0$$

$$\text{İşlemi yapıldıktan sonra: } h_{ss} = \cos^{-1}(-\tan L \tan \delta)$$

Değeri elde edilir. Güneşin doğduğu andan (0^0) bir saat sonra toplam 15^0 'lik bir açı değişimi olur $\left(\frac{360^0}{24} = 15^0 \right)$. Yani h_{ss} değerini 15'e bölerek:

$$H_{ss} = \frac{1}{15} \cos^{-1}(\tan(L) \tan(\delta)) \quad (4.6)$$

Güneş öğlesinin süresi bulunmuş olur. Ayrıca bu değer iki ile çarpılarak gün uzunluğu da bulunabilir.

4.2.5 İsbet Açısı

Geliş açısı yüzey normali ile güneş ışını geliş doğrultusu arasında kalan açıdır. Yatay düzlemde bu açı güneş yükseklik açısı ile aynıdır.

$$\begin{aligned}\cos(\theta) &= [\sin(L)\sin(\delta)\cos(\beta)] - [\cos(L)\sin(\delta)\sin(\beta)\cos(Z_s)] \\ &+ [\cos(L)\cos(\delta)\cos(h)\cos(\beta)] + [\sin(L)\cos(\delta)\cos(h)\sin(\beta)\cos(Z_s)] \quad (4.7) \\ &+ [\cos(\delta)\sin(\beta)\sin(h)]\end{aligned}$$

Bu formülde kullanılan β değeri alıcı yüzeyin yatay yüzey ile arasında kalan açı, Z_s değeri de alıcı yüzeyin azimut açısını göstermektedir. Bu formül uygulamada karşılaşılan tüm durumlarda kullanılabilir. Mesela alıcı yüzeyin yatay konumda olması durumunda β açısı 0'a, θ açısı da daha önce bahsettiğimiz gibi Φ 'a eşit olur. Bu da bize güneş yüksekliğini verir. Bu formüle dayanarak güney yarım kürede ya da kuzey yarım kürede bulunan alıcıların geliş açısı hesaplanabilir (Duffie ve Beckman, 1991).

Muğla Üniversitesi'nde yapılacak olan uygulama için bu formülde Z_s değeri 0 olur. Bu değer yerine konulursa; $\sin(0) = 0$, $\cos(0) = 1$ elde edilir. Böylece yukarıda verilen formül:

$$\begin{aligned}\cos(\theta) &= [\sin(L)\sin(\delta)\cos(\beta)] - [\cos(L)\sin(\delta)\sin(\beta)] \\ &+ [\cos(L)\cos(\delta)\cos(h)\cos(\beta)] + [\sin(L)\cos(\delta)\cos(h)\sin(\beta)] \quad (4.8)\end{aligned}$$

Şeklinde sadeleştirilir. Ayrıca bu formül de aşağıdaki şekilde kısaltılabilir.

$$\cos(\theta) = \sin(L - \beta)\sin(\delta) + \cos(L - \beta)\cos(\delta)\cos(h)$$

Muğla üniversitesi yerleşkesi içerisine kurulacak olan sistem için yukarıda açıklanan açısal hesaplamalar yapılmıştır. Bu hesaplamalar soğutma ihtiyacının duyulacağı her bir gün için yapılarak aşağıdaki tablo oluşturulmuştur. (Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül). Bu tabloda Deklinasyon açısı, güneş yükseklik açısı, azimut açısı ve geliş açısı hesaplandı, Geliş açısı hesaplanırken alıcı yüzey yatay

düzlemle 30⁰lık açı yaptığı varsayılarak yapılmıştır. Bu var sayım ile birlikte güneş ışınlarının alıcı yüzeye dik gelmesi için gereken yüzey eğim açısı ayrıca hesaplanmıştır. Ayrıca tüm bu hesaplamalar güneş öğlesinden 2 saat sonrasına göre yapılmıştır.

Bu hesaplamalar sisteme enerji sağlayacak olan güneş kolektörlerinin nasıl yerleştirileceğini ve gün içerisinde hangi yöne ve ne kadar açı ile döneceğini belirler.

Tablo 4'te yaz günlerinin başlangıcından ilk 26 günün açıları verilmektedir.

Tablo 4. Yaz Günlerinin İlk 26 Günün Açıları

Gün (1-365)	Deklinasyon Açısı	Güneş Yükseklik Açısı	Azimet Açısı	Gün Uzunluğu	Geliş Açısı
135	18,79	58,000	63,296	14,00	55,88
136	19,03	58,157	63,637	14,02	56,00
137	19,26	58,309	63,972	14,05	56,12
138	19,49	58,457	64,303	14,08	56,24
139	19,71	58,600	64,627	14,10	56,36
140	19,93	58,739	64,946	14,13	56,47
141	20,14	58,873	65,258	14,15	56,58
142	20,34	59,003	65,564	14,18	56,68
143	20,54	59,128	65,863	14,20	56,78
144	20,73	59,248	66,155	14,23	56,88
145	20,92	59,365	66,439	14,25	56,97
146	21,10	59,476	66,716	14,27	57,06
147	21,27	59,583	66,985	14,29	57,15
148	21,44	59,686	67,246	14,31	57,23
149	21,60	59,784	67,498	14,33	57,31
150	21,75	59,878	67,742	14,35	57,39
151	21,90	59,968	67,977	14,37	57,46

Tablo 5'de tabloda yılın 135. günü içinde 5 dakikalık aralıklarla güneş yükseklik açısı, Azimuth açısı ve geliş açısı değişimi verilmiştir.

Tablo 5. Yılım 135. Gününün Güneş Açılıarı

Dakika	Saat Açısı	Güneş Yükseklik Açısı	Azimet Açısı	Geliş Açısı
0	0	71,639	0,000	64,49
5	1,25	71,607	3,753	64,46
10	2,5	71,509	7,483	64,37
15	3,75	71,348	11,165	64,24
20	5	71,124	14,779	64,05
25	6,25	70,841	18,306	63,81
30	7,5	70,500	21,731	63,53
35	8,75	70,105	25,041	63,20
40	10	69,658	28,229	62,84
45	11,25	69,164	31,288	62,45
50	12,5	68,626	34,215	62,03
55	13,75	68,046	37,010	61,59
60	15	67,428	39,676	61,13
65	16,25	66,775	42,214	60,65
70	17,5	66,091	44,629	60,17

595	148,75	-26,771	33,379	144,47
600	150	-27,310	32,196	145,18
605	151,25	-27,832	30,998	145,87
610	152,5	-28,336	29,784	146,52
615	153,75	-28,822	28,555	147,14
620	155	-29,288	27,310	147,73
625	156,25	-29,736	26,051	148,29
630	157,5	-30,163	24,777	148,81
635	158,75	-30,570	23,489	149,30
640	160	-30,957	22,188	149,76
645	161,25	-31,322	20,872	150,19
650	162,5	-31,666	19,544	150,59

Tasarlanan sistemin en yüksek performansı sağlaması için güneş ışınların parabolik oluklu kolektöre sürekli dik gelmesi gerekmektedir. Bu izleme sisteminin

kesinliğine bağılı olarak tam sağlanamasa da teorik hesaplamalarda güneş ışınlarının tam dik geldiği kabul edilmiştir. Güneş ışınlarının tam dik gelmesi geliş açısının 0 olması anlamına gelir.

$$\cos(\theta) = 1 \quad (4.9)$$

Parabolik oluklu kolektörler farklı şekillerde yerleştirilip, farklı eksenlerde izleme için tasarlanabilir. Örneğin bir parabolik oluklu kolektör Kuzey-Güney doğrultusuna paralel yerleştirilip, Doğu-Batı doğrultusunda izleme yapabilirken aynı kolektörü Doğu-Batı yönünde yerleştirip, Kuzey-Güney yönünde izleme yapacak şekilde yerleştirilebilir. Bu iki izlemenin farkları, faydaları ve maliyetleri daha önceki bölümlerde karşılaştırılmıştır. Tüm şartlar göz önüne alındıktan sonra kolektörü Doğu-Batı yönünde izleme yapacak şekilde yerleştirmeye karar verilmiştir. Fakat bu yönde izleme yapmanın iki farklı şekli mevcuttur. Bunlardan birincisi kolektörü yatay düzleme paralel yerleştirmek, diğeri ise δ değerini 0 yapacak şekilde yerleştirmektir.

4.2.6. Güneş Işınlarının Kolektör Tarafından Takip Edilmesi

4.2.6.1. Tam (İki Eksende) İzleme

Bu izleme yöntemi en yüksek verimi sağlayan metottur. Bu izleme sisteminde geliş açısı θ teorik olarak sıfır olur. Daha önceki bölümde de bahsedildiği üzere bu teorik hesaplama, uygulamada tam olarak sağlanamamaktadır. Sistemin çalışması için gereken enerji yüksek olmakla birlikte sağlayacağı katkılarda yüksektir. Fakat gerek sistem ilk yatırım maliyeti olsun, gerekse uygulama maliyeti olsun diğer izleme sistemlerine göre daha yüksektir. Bu da izleme sisteminin yaygın olarak kullanılmasına engeldir.

4.2.6.2. Güneye eğimli yerleşim ile ($\delta = 0$) Doğu-Batı yönünde İzleme

Bu izleme yönteminde kolektör güneş ışınının geliş açısına dik duracak şekilde yerleştirilir. Kuzey yarım kürede bu yerleşimin yapılması, kolektörlerin güneye doğru eğimli olmaları anlamına gelir. Bu eğim sayesinde parabolik oluklu kolektörlerde kenar etkisinden dolayı oluşan kayıplar engellenir ve yatay düzlemde duran kolektörlere göre daha yüksek verim elde edilir. Ayrıca kolektörden elde edilecek enerjiyi arttıracak bir diğer etkisi de güneş ışınlarının dik geldiği kolektörler yatay gelen kolektörlere göre daha yoğun ışınım alırlar. Tüm bu avantajlarla beraber bu işlemi uygulamak, kolektör yerleşiminin maliyetini arttıracaktır. Ayrıca bu tür bir yerleşimde gölge etkisini arttıracak dolayısıyla aynı sayıda kolektör yerleştirmek için daha fazla alana ihtiyaç duyulacaktır. Bir diğer önemli durumda bu çalışma içerisinde kullanılacak parabolik oluklu kolektörlerin birinci önceliği soğutma işlemidir. Bu işlem için elde edilecek enerjiye yaz aylarında ihtiyaç duyulacaktır. Yaz aylarında Muğla iline gelen güneş ışınlarının açısı, uygulamanın fazladan getireceği maliyet göz önünde tutulduğunda yeterli sayılmaktadır.

4.2.6.3. Yatay Düzleme Paralel yerleşim ile Doğu-Batı yönünde İzleme

Bu yerleşimde Kuzey-Güney doğrultusuna paralel yerleştirilen kolektör, Doğu-Batı doğrultusunda izleme yapar. İsbet açısı (Duffie-Beckman 1991).

$$\theta = \cos^{-1} \left(\sqrt{\sin^2(\alpha) + \cos^2(\delta) \sin^2(h)} \right) \quad (4.10)$$

Formülü ile hesaplanır.

Bu yerleşimin en büyük avantajları, düşük gölgelenme miktarı (sadece sabah ve akşam saatlerinde) ve kurulum maliyetinin az olmasıdır.

4.2.6.4. Doğu-Batı yerleşimi ile Günlük İzleme

Bu izlemede güneş kolektörleri güneye bakacak şekilde, Doğu-Batı doğrultusunda yerleştirilir. Sadece yıllık güneş hareketini izler. Bu yerleşimle güneş ışınları sadece öğle vakti kolektöre dik gelir (Duffie-Beckman 1991);

$$\theta = \cos^{-1}(\sin^2(\delta) + \cos^2(\delta)\cos(h)) \quad (4.11)$$

Bu durumda yerleştirilen kolektörler, kış ve yaz gün dönümlerinde genellikle sabit açıda tutulabilir. Bu iki değer arasında ise güneş açısındaki değişim daha hızlı olacaktır.

Bu yerleşimin avantajı izleme için gerekli olan enerjinin az olmasıdır. Fakat bu avantajla birlikte kolektör yerleşiminde, gölgelenmeden dolayı daha çok alan gerekli olur.

4.2.6.5. İzleme Yönteminin ve Kolektör Yerleşiminin Seçilmesi

Muğla Üniversitesi yerleşkesi içerisinde yapılacak olan kolektör yerleşimi sistem verimi ve maliyeti arasındaki ilişki göz önüne alınarak belirlenmiştir. İzleme sisteminin sadece yüksek verim sağlaması yeterli değildir. Aynı oranda maliyeti de arttırıyorsa projenin uygulanabilirliği azalmaktadır.

İzleme sistemleri yaz ve kış aylarında farklı performans sağlarlar. Bir izleme sistemi yazın diğerinden yüksek verim elde ederken, aynı izleme sistemi kışın daha düşük verim sağlar. Bu gibi etkilerden dolayı izleme sistemi seçilirken enerji ihtiyacının hangi mevsimde daha yüksek olacağına dikkat edilmelidir. Muğla Üniversitesi'nde yapılacak uygulamada asıl amaç soğutma işlemi olduğu için, izleme sistemi yaz aylarında yüksek performans sağlayan sistem olmalıdır. Fakat izleme sisteminin kazandırdığı enerjiden fazlasını da bu sistemi çalıştırmak için harcamak zorunda kalınmamalıdır. Muğla Üniversitesi'nde yapılan tasarım asıl yükü yaz aylarında karşılayacaktır. Bu yüzden yaz aylarında etkinliği en yüksek olan tek eksenli doğu batı yönünde izleme sistemi tercih edilmiştir.

4.3. Parabolik Oluklu Kolektör

Parabolik oluk kolektörler düzlemsel kolektörlerin ulaşamayacağı sıcaklık değerlerini elde etmek için tasarlanmıştır. Yüksek sıcaklık ve verim elde etmek için tasarlanmış olan bu kolektörler uygun ışınım ve kullanım koşullarında 400 C sıcaklığa kadar çıkabilirler. Parabolik oluklu kolektörler elektrik üretimi ve/veya termal uygulamalar için en uygun kolektörlerdir. Bu kolektörler yansıtıcı yüzeylerin bükülmesi ile yapılırlar. İç içe geçmiş iki tüp (Dış kısımda bulunan tüp saydam, iç kısımda bulunan tüp ise siyah yüzeylelidir.) yansıtıcı yüzeyin optiksel merkezine yerleştirilir. Böylece kolektör güneş ışınlarına maruz kaldığı zaman gelen ışınlar kolektörün optik merkezinde bulunan tüpün üzerinde yoğunlaşır. Odaklanan enerji tüpün içinden geçen akışkana aktarılarak, güneş ışını kullanılabilir ısı enerjisine çevrilir. Bu tüplerin boyutları yoğunlaşma oranına, yansıtıcı yüzeyin alanına ve üretim toleranslarına göre belirlenir. Bu kolektörlerden istenen verimi elde etmek için güneş ışınlarının sürekli olarak kolektörün optik merkezinde bulunan tüpe odaklanması gerekmektedir. Gün içerisinde Güneş ışınlarının geliş açısı sürekli değiştiği için kolektör açısının da değiştirilmesi gerekmektedir. Bunu sağlamak için özel mekanizmalar tasarlanmıştır. Bu hareket mekanizmaları parabolik oluklu kolektörlerin önemli bir bölümünü oluşturur.

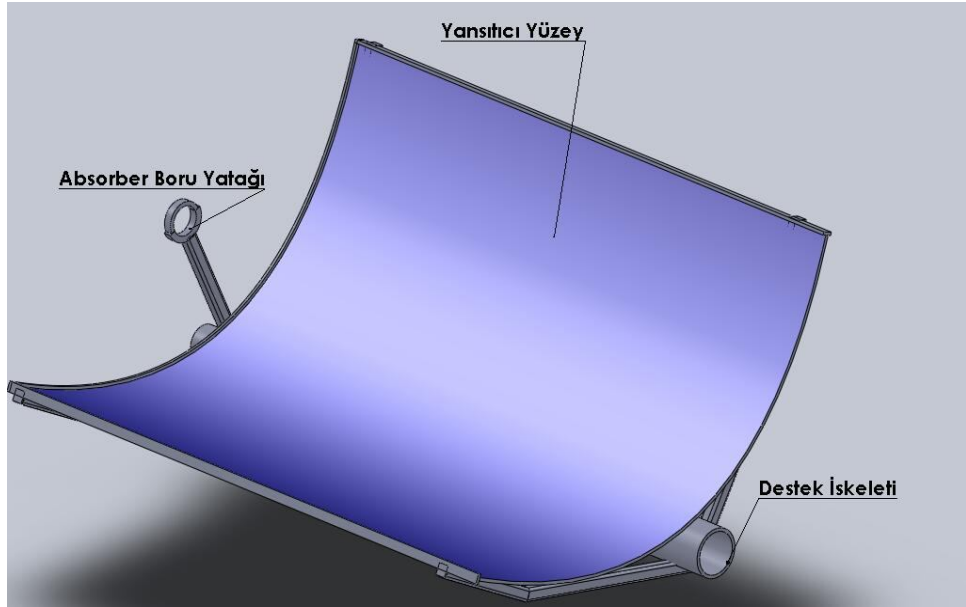
Kolektörün optik merkezine yerleştirilen alıcı tüp, başka bir cam tüp ile iç içe yerleştirilerek arada kalan hava vakumlanır. Böylece tüp içerisinden geçen sıcak akışkanın ısı kaybı en aza indirilir. Bu dış koruma yansıtıcılığını azaltacak malzemelerle kaplanır. Bu kaplama sonrasında tüpün temiz olduğu zamanlarda ışık geçirgenliği 0,9 civarında olur. Bilindiği üzere sıcaklık farkının artması ısı geçişini de artırır. Bu nedenle yüksek sıcaklıklara çıkan uygulamalarda bu yöntem yaygın olarak kullanılmaktadır.

4.3.1. Kolektör Elemanları

Parabolik oluklu kolektörler güneş ışınlarını yüksek akışkan sıcaklığı elde etmek için kullanan bir çeşit ısı değiştiricisi gibi düşünölebilir. Bu ısı değiştiricileri ısı kaybını en düşük seviyede tutarken, soğurulan enerjiyi de en yüksek değere çıkarmak için tasarlanmıştır. Bu tasarımda kolektörü meydana getiren elemanlar aşağıda ayrıntılı olarak açıklanmaktadır.

4.3.1.1 Yansıtıcı yüzey

Yansıtıcı yüzey parabolik oluklu kolektörün Güneşten gelen ışınları toplayarak alıcı tüpe gönderen elemanıdır. Yansıtıcı yüzeylere özel kaplamalar yapılarak yansıtma oranı yükseltilir. Ayrıca bu kaplamanın bir diğer özelliği de ışınların yansıtıcı yüzey tarafından soğurulma oranını da azaltmasıdır. Yansıtıcı yüzeyin soğurma oranı, yansıtma oranı ve güneşi izleme kalitesi kolektör performansının en önemli parametrelerini oluşturur.

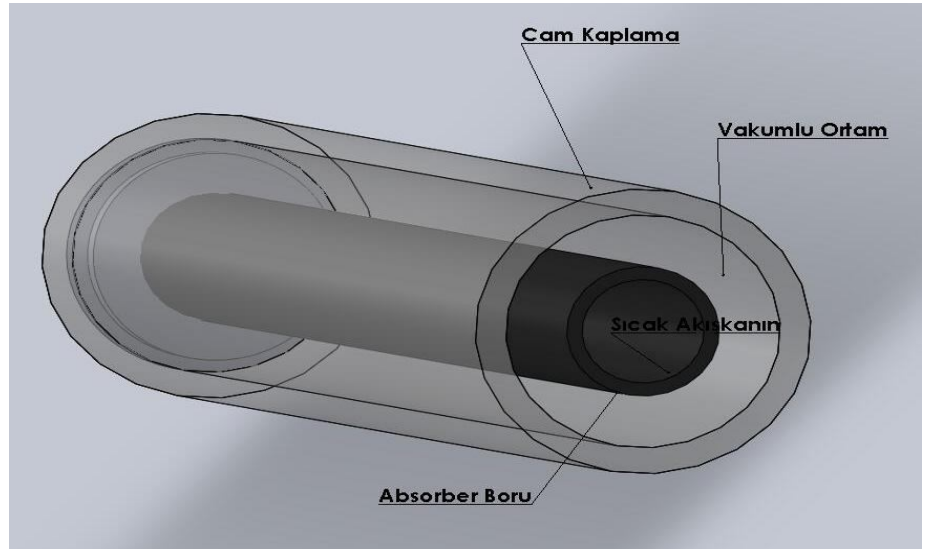


şekil 14. Yansıtıcı Yüzey Üç Boyutlu Kesit Çizimi

4.3.1.2. Alıcı boru çifti (Absorber boru)

Bu eleman iki parça olarak incelenebilir. Birincisi iç kısımda bulunan absorber tüptür. Bu tüp yansıtıcı yüzeyin üzerine odakladığı güneş ışınlarının enerjisini alarak, kendi içerisinden geçen akışkana aktarır. Yüzeyi genellikle siyah kaplı olur. Bunun amacı gelen enerjinin en yüksek oranda emilerek akışkana aktarılmasıdır. Dış yüzeyde bulunan kaplama rengi ile birlikte malzeme olarak da sınıflandırılır. Malzemenin yüzeyine gelen ışının emilme oranını da kaplamanın seçimi için önemli bir değerdir.

İkinci parça ise absorber tüpün dışında bulunan cam kaplamadır. Bu kaplamanın amacı yüksek sıcaklıklara ulaşan kolektör akışkanının ısı kaybını en aza indirmektir. Bu amaçla absorber tüp ile cam kaplama arası hava vakumlanır. Bu sayede absorber tüpten dış ortama ısı geçişi minimuma indirilmiş olur. Bu cam kaplamanın yansıtıcı özelliği düşük olan malzemelerden yapılması gereklidir.



Şekil 15. Absorber Boru Üç Boyutlu Kesit Çizimi

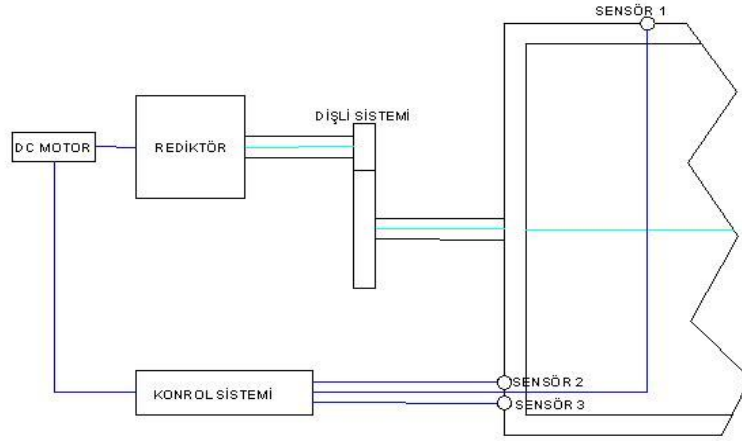
4.3.1.3. Güneş izleme sistemi

Bu sistemin görevi gün içerisinde dünyanın kendi eksenini etrafında dönmesi ile değişen güneş ışını geliş açısını takip etmektir. Bu takip sayesinde günün her saati güneş ışınları tam olarak absorber tüpe odaklanır.

İzleme sistemleri Güneş hareketini gün boyunca kesin açı değerleri ile izleyebilmeli ve her hangi bir sapma yapmamalıdır. İzleme sırasında oluşacak açısal bir hata sistem veriminin büyük ölçüde düşmesine sebep olacaktır. Ayrıca izleme sistemi gün sonunda kolektörleri sabah konumuna getirecek geri hareketi de yapar. Bu sistemler gün içerisinde bulutlu havalarda ve sonrasında da kolektörleri gerekli konumlarına getirir. İzleme mekanizmalarının bir diğer görevi ise sistem için tehlikeli olabilecek durumlarda sistemi güvenli konuma getirmektir. Aşırı odaklanmalarda, sıcaklığın kullanım değerlerinin çok üstüne çıkması durumunda ya da rüzgâr yükünün arttığı durumlarda sistem kendisini güvenli açığa çevirir.

Şimdiye kadar uygulanmış birçok basit ve karışık izleme yöntemleri vardır. Bu sistemler iki ana grupta incelenebilir. Bunlardan birincisi “mekanik” sistemler bir diğeri ise “elektronik” sistemlerdir. Elektronik izleme sistemleri daha güvenilir ve net izleme yapabilmektedir. Elektronik sistemler de kendi aralarında ikiye ayrılabilir. Bunlar elektrik motor destekli elektronik izleme sistemleri ve bilgisayar kontrollü, güneş sensörlü izleme sistemleridir (Boultinghouse 1982).

İzleme sistemlerinden biri olan ışık sensörlü sistem bulut-güneş, gece-gündüz durumunu algılayıp DC motor destekli sisteme komut vererek odaklanmayı sağlamaktadır (Kalogirou 1996). Sistem gerekli açıyı ayarlarken doğrudan bağlantılı bir rediktör kullanır. Sistem şeması ve sensörlerin tabloları şekil 16’da verilmiştir.



Şekil 16. Parabolik Kolektörde Güneş İzleme Sistemi Sensör Yerleşim Şeması

Sistemde üç adet güneş sensörü vardır. Bunlardan birincisi (Sensör1) kolektörün doğu tarafına yerleştirilmiştir. Diğer iki sensör ise (Sensör1,2) kolektör iskeletine yerleştirilmiştir. Bir numaralı sensör (Sensör1) odaklama sensörü olarak kullanılır. Bu sensör sadece kolektör tam olarak odaklandığı zaman güneş ışığına maruz kalır. Güneş hareket edip bir numaralı sensör gölgede kaldığı zaman motoru harekete geçirir. İki numaralı sensör bulut sensörüdür. Gelen ışık değeri eşik değer altına düştüğü zaman bu sensör sistemi bulutlu hava şartlarına göre düzenler. Bütün sensörler güneş ışığına maruz kaldığı zaman sistem gündüz durumunda çalışır. Güneş ile kolektör arasında bulut olmadığı zaman kolektör odaklanmış pozisyonda bulunur. Tablo 6 üç numaralı sensörün açık olduğu zamanki durumlar gösterilmektedir.

Tablo 6. Gölge Merkezli İzleme Sistemi Durum Tablosu

<i>SENSÖR 1</i>	<i>SENSÖR 2</i>	<i>DURUM</i>
<i>Açık</i>	<i>Açık</i>	<i>Motor Kapalı</i>
<i>Kapalı</i>	<i>Açık</i>	<i>Motor Açık</i>
<i>Kapalı</i>	<i>Kapalı</i>	<i>Zamanlayıcı Açık</i>

Sistemde ışık merkezli sensörler kullanılır. Bu sensörlerin en büyük dezavantajı gelen ışığın direk mi yoksa yansiyarak mı geldiğini algılayamamasıdır. Bu sorun ayarlanabilir sensörlerle giderilir (Light-dependent resistors, LDRs). Bu sensörler ışığın miktarına göre ayarlanarak yansiyarak gelen ışığa duyarlı olmaları engellenebilir.

Bu sistemde üç sensörden birisi gölgede kaldığı zaman motor harekete geçer. Bir numaralı sensörün daima yarısı gölgede kalır. Ayrıca sistem içerisinde kesme anahtarları da bulunur. Bunlar dönme sınırının geçilmesini engellemek amacı ile kullanılır. Kolektörler gün boyunca batıya doğru dönerler. Gün sonunda ışığın azalması ile üç numaralı sensör gece olduğunu anlayarak ters yön rölesini çalıştırır. Bu sayede motor kutupları değişerek kolektörü sabah konumuna getirinceye kadar doğu yönüne doğru çevirir. Eğer sabah saatlerinde güneş yoksa zamanlayıcı devreye girerek kolektörü güneş yönünde çevirir. Küçük kolektörler için sitsem elektrik motoru ve rediktörden oluşur. Büyük ve daha ağır kolektörler için ise hidrolik veya pnomatik sistemler gerekir.

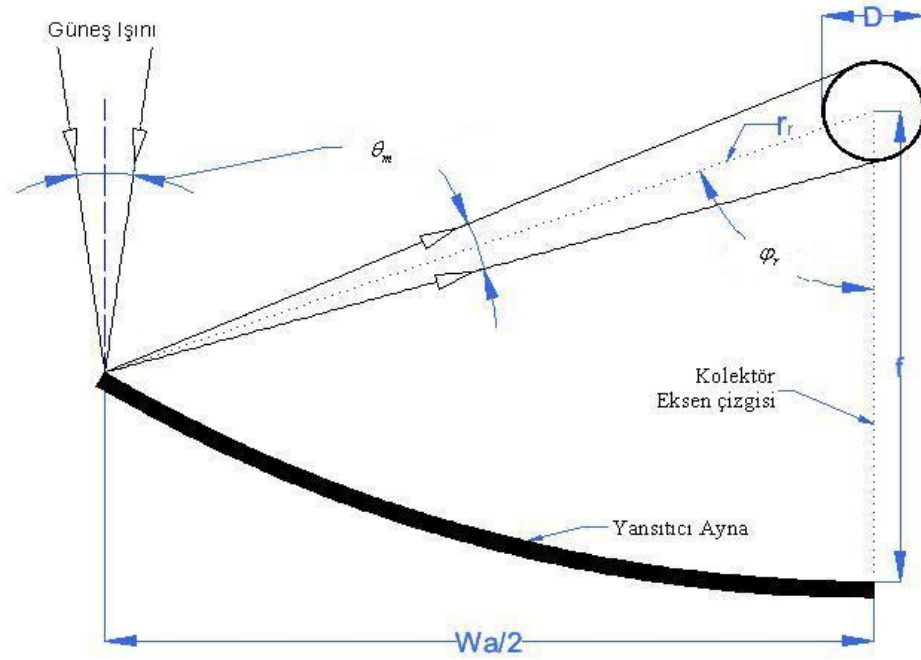
1880'lere kadar yapılan araştırmalar sonucunda bazı şirketler 50 C ila 300 C arasında sıcaklık elde edebilen, tek eksen izlemeli parabolik oluk kolektörler üretmeye başlamışlardır (Kruger, 2000) .

Kolektörler iki farklı şekilde yerleştirilebilir. Bunlar doğu-batı doğrultusunda yerleştirilerek, kuzey-güney yönünde izleme yapabilirler. Bu tarz bir yerleştirme gün içinde güneş ışınlarını takip ederken çok az bir harekete ihtiyaç duyar, bununla birlikte gün içinde odaklanan ışınların sabah ve akşam saatlerinde tüpün üzerine düşme oranı azalır. Bunun nedeni parabolik oluklu kolektörlerde kenar etkisi denilen bir durumdur. Bu da verimin düşmesine sebep olur. Diğer bir yöntem kuzey-güney doğrultusunda yerleştirilerek, doğu-batı yönünde yapılan izlemedir. Bu yöntemde daha fazla harekete ihtiyaç vardır, bununla birlikte alıcı tüpe odaklanma oranı artar. Kuzey-güney doğrultusuna yerleştirilen kolektörler, doğu-batı doğrultusuna yerleştirilen kolektörlere göre yıl içerisinde biraz daha fazla enerji harcarlar. Fakat bu kolektörler kış aylarında kuzey güney doğrultusunda yerleştirilmiş kolektörlerden daha fazla enerji sağlarlar. Yaz aylarında ise daha az. Bu sebeple kolektör yerleşim şekline karar verilirken enerjiye hangi aylarda daha fazla ihtiyaç olduğunu belirlemek gerekir.

Kolektörü Doğu batı doğrultusunda hareket ettirecek bir izleme sistemi gerekli odaklamayı ve verimi sağlar. Yıl içerisinde güneş ışınlarının geliş açısında oluşan değişimler ise ikinci bir izleme sistemini gerektirir. Bu sistem yüksek maliyet ve sağlayacağı düşük iyileşme nedeni ile genellikle kullanılmaz. Kolektörlerin uzun olarak imal edilmesi kenar faktöründen meydana gelen kayıpları azaltır. Ayrıca, bu imalat şekli, tek yönlü izleme sistemlerinin yeterli olmasını da sağlar.

4.4. Parabolik Kolektörlerin Optik Analizi

Bu kolektörler güneşten gelen ışının parabolik bir ayna tarafından yansıtılarak alıcı borunun bulunduğu optik merkeze odaklanması ile çalışır. Bu yansıma ve odaklanma durumunu bir dizi matematiksel ifadelerle tanımlanabilir. Güneş ışınının aynaya gelişi, parabolik ayna ve alıcı boru iki boyutlu koordinat sisteminde Şekil 17’de gösterilir.



Şekil 17. Parabolik Oluklu Kolektör Kesit Görünüşü ve Güneş Yansıma Açıları

Kolektör yansıtıcı yüzey ile absorber tüpün uzaklığı (r) maksimum olduğu yer r_r dir. Bu r_r değeri standart parabolik oluklu kolektörlerde toplayıcı yüzeyin kenar noktasından alıcı tüpe olan mesafeyi verir. Alıcı tüpün geometrik yapısından dolayı alıcı tüpe en uzak kolektör noktası kolektörün iki kenar çizgisidir. Güneş ışınının alıcı tüpe geliş doğrultusu ile kolektör merkez eksen çizgisi arasında kalan açı kenar açısı φ_r olarak tanımlanır.

Parabolün koordinat sisteminde tanımlanışı:

$$y^2 = 4fx \quad (4.12)$$

Burada kullanılan f parabol merkez uzaklığıdır. Birimi [m] metredir.

Parabolik oluklu kolektör tasarımında önemli bir nokta da alıcı tüpün ölçülerinin belirlenmesidir. Tüpün çapı;

$$D = 2r_r \sin(\theta_m) \quad (4.13)$$

İle verilir. Burada kullanılan θ_m yarım kabul açısıdır. Birimi derecedir.

Parabolik yansıtıcı yüzey yarıçapının herhangi bir noktası için yerel ayna yarıçapı:

$$r = \frac{2f}{1 + \cos(\varphi)} \quad (4.14)$$

Burada kullanılan φ merkez eksen çizgisi ile ölçülen yarıçap doğrusunun (r) arasında kalan açıdır. φ Değeri 0'dan φ_r 'a kadar değişirken, r değeri de r_r 'ye kadar artar.

Kenar açısına bağlı olan bir önemli parametre de, alıcı yüzeyin net genişliğidir. (W_a). Parabolik kolektör alıcı yüzeyinin net genişliği:

$$W_a = 2r_r \sin(\varphi_r) \quad (4.15)$$

Yukarıda elde edilen formüllerden:

$$W_a = \frac{4f \sin(\varphi_r)}{1 + \cos(\varphi_r)} \quad (4.16)$$

Elde edilir, buradan trigonometrik işlemlerle aşağıdaki formül elde edilir.

$$W_a = 4f \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \quad (4.17)$$

Yarım kabul açısı (θ_m) birçok değişkene bağlıdır. Bu açının bağlı olduğu parametrelerin başında güneş izleme sisteminin kalitesi, izleme kesinliği ve yansıtıcı yüzey özellikleri gelir. Şekil 17’de gösterilen kolektöre gelen güneş ışınları $2\theta_m$ açısı ile gelerek kolektör yansıtıcı yüzeyinden aynı açı ile ayrılmaktadır. Bu teorik açı hesabı ne yazık ki pratik uygulamalarda tam olarak sağlanamamaktadır. Bunun nedeni yansıtıcı yüzey, izleme sistemi ve optik yapıda meydana gelen hatalardır.

Alıcı tüp konsantrasyon oranı:

$$C = \frac{W_a}{\pi D} \quad (4.18)$$

Parabolik oluklu kolektör yansıtıcı yüzeyinin birçok değişik ölçülerde kullanılması mümkündür. Yansıtıcı yüzeyler farklı f / W_a değerlerine sahiptir. Örnek olarak 90° kenar açısına sahip olan kolektör incelenirse, odak noktası ile yansıtıcı yüzey arasında kalan mesafenin kısa olduğu görülür. Bu mesafenin kısa oluşu yansıyan ışınlarda dağılımın düşük olmasını sağlar. Bu avantajla birlikte mesafenin kısa olması kolektörün izleme hatalarında oluşacak kayıplarında daha yüksek olmasına sebep olur. Kolektör kenar açısının azalması aynı zamanda kolektör alıcı yüzey alanının da azalması anlamına gelir. Fakat genel uygulamalarda küçük kenar açısı tercih edilmektedir. Bunun nedeni, optik kayıplar yaşansa da düşük yansıtıcı yüzey kullanılarak yapılan kolektörlerin üretim ve malzeme masraflarında olan kazancın yüksek oluşudur. Parabol uzunluğu da:

$$S = \frac{H_p}{2} \left\{ \sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \ln \left[\sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \right] \right\} \quad (4.19)$$

İle hesaplanır.

4.4.1 Optik Verim

Optik verim absorbe edilen enerji ile yansıtıcı yüzeyden yansıyan ışının oranı olarak tanımlanır ve yansıtıcı malzemenin yapısına, kaplama şekline, kolektör geometrik yapısına ve üretim hatalarına bağlıdır (Sodha 1984).

$$\eta_o = \rho\tau\alpha\gamma \left[(1 - A_f \tan(\theta)) \cos(\theta) \right] \quad (4.20)$$

Yukarıdaki formülde yer alan “ ρ ” yansıtıcı yüzeyin (aynanın) yansıtma oranı, “ τ ” cam kaplamanın geçirgenliği, “ α ” alıcının absorbe etme oranı, “ γ ” intercept faktörü, “ A_f ” geometrik faktör ve “ θ ” geliş açısı olarak tanımlanmaktadır.

Kolektör geometrisinin sonucu olarak “ A_f ” geometrik faktör ortaya çıkar. Bu değer gölgelenme ve ışınım dağılımı gibi parametrelerle belirlenir. Kolektör yansıtıcı yüzeyinden yansıyan ışınların tamamı alıcı tüpe ulaşmaz. Bu kayıpların bir kısmına kolektör yansıtıcı yüzeyinin kenarlarından yansıyan ışınların alıcı tüpe odaklanamaması sebep olur. Bu duruma kenar etkisi denilir. Bu etki kolektör verimini olumsuz etkileyen parametrelerdendir. Kolektöre gelen fakat alıcı tüpe odaklanamayan ışınlar, başka herhangi bir noktada odaklanması durumunda tehlikeli sonuçlar doğurabilir. Çevre ve insan sağlığı bakımından tehlikeli olan bu durumu engellemek için kolektör kenar noktalarında gölgelendirme yapılması gerekebilir. Bu gölgelendirmeler de dolayısıyla kolektörün absorbe edeceği enerjide bir düşüşe neden olacaktır. Fakat bu düşüş zorunlu bir ihtiyaçtan dolayı olmaktadır. Kenar etkisinden meydana gelen alan kayıpları aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$A_e = fW_a \tan(\theta) \left(1 + \frac{W_a^2}{48f^2} \right) \quad (4.21)$$

İle verilir ve gölgelendirilen alan da:

$$A_b = \frac{2}{3} h_p W_a \tan(\theta) \quad (4.22)$$

İle hesaplanır.

Toplam kaybedilen alan:

$$A_l = \frac{2}{3} h_p W_a + f W_a \left(1 + \frac{W_a^2}{48 f^2} \right) \quad (4.23)$$

İle verilir.

Bu elde edilen değerlerin oranı kolektör geometrik faktörü verir. $A_f = \frac{A_l}{A_a}$ olarak

hesaplanır (Jeter, 1983).

4.5. Parabolik Oluklu Kolektörün Termal Analizi

Parabolik oluklu kolektörlerin ısı analizi düzlemsel güneş kolektörlerine benzer. İki sistemin analizini ayıran nokta kolektör etki faktörünün “ F' ”, kayıp katsayısı “ U_L ” ve kolektör kayıp değerinin “ F_R ” belirlenmesidir. Alıcı tüpten oluşan ısı kaybı değerini belirlemek için kullanılan alıcı tüp kayıp katsayısı “ U_L ” tüpün alanı ile orantılıdır. Tabii ki Parabolik oluklu kolektörlerde oluşan ısı kayıplarının hesaplanması düzlemsel güneş kolektörlerinin hesaplanması kadar kolay olmaz. Bunun nedeni parabolik oluklu kolektördeki fiziksel ve geometrik değişkenlerin çok olmasıdır.

Tüp alıcılar kontrol hacmi boyunca ısı değişimi olmadığı kabul edilirse kayıp katsayısı; yüzeyden konveksiyon (taşınım) ve ışınlama, iskelet yapıdan da kondüksiyon (iletim) yolu ile geçen ısının toplamına bağlıdır:

$$U_L = h_w + h_r + U_{cond} \quad (4.24)$$

Tüm kolektör boyunca “ h_r ” değerinin sabit olarak alınması hesaplamanın yanlış sonuç vermesine neden olacaktır. Bunun yerine alıcı tüp boyunca seçilen kontrol hacimleri için farklı “ h_r ” değerleri hesaplanır.

Kolektör üzerinde esen rüzgârın artışı konveksiyonla oluşan ısı kaybını da arttıracaktır. Bu kayıp katsayısını hesaplamak için Nusselt sayısı belirlenir. Nusselt sayısı, taşınım ısı transfer katsayısının iletim ısı transfer katsayısına oranları arasındaki ilişkiyi ifade eden bir boyutsuz sayıdır.

$0,1 < Re < 1000$ Olduğu durumlar için Nusselt sayısı

$$Nu = 0,4 + 0,54(Re)^{0,52} \quad \text{değeri verilmektedir.}$$

$1.000 < Re < 50.000$ Arasında olan Reynolds sayısı değeri içinde

$$Nu = 0,3(Re)^{0,6} \quad \text{değeri verilir.}$$

Kondüksiyon (iletim) kayıplarının hesaplanması için kolektör alıcı tüpü ile iskelet yapısının mekanik bağlantı noktalarının belirlenmesi gerekmektedir.

Parabolik oluklu kolektörlerde kullanılan akışkan sıcaklığı yüksek değerlere ulaşmaktadır. Bu durumlarda ısı kayıpları da kolektör akışkan sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Bu durumda kolektörde oluşan konveksiyonla oluşan ısı kayıplarını engellemek için alıcı tüp dışı eş merkezli başka bir cam tüp ile kaplanmış ve iki tüp arasında kalan boşluk vakumlanmıştır. Bu durumda kolektörde oluşan ısı kayıpları içerisinde konveksiyonla (taşınım) oluşan ısı geçişi ihmal edilebilir. Bu durumda tüp alıcı yüzey alanı “ A_r ” ye bağlı “ U_L ” kayıp katsayısı,

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r(c-a)})A_c} + \frac{1}{h_{r(r-c)}} \right]^{-1} \quad (4.25)$$

İle verilir (Duffie-Beckmanm, 1991).

Burada kullanılan;

$h_{r(c-a)}$ Değeri cam kaplamadan ortama olan ışıınım katsayı değeridir.

$h_{r(r-c)}$ Değeri alıcı tüpten cam örtü iç yüzeyine olan ışıınım katsayı değeridir.

“ A_c ” değeri de cam kaplamanın dış yüzey alanıdır.

$$h_{r(r-c)} = \frac{\sigma(T_r^2 + T_c^2)(T_r + T_c)}{\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\epsilon_c} - 1 \right)} \quad (4.26)$$

Bu formül üzerinden hesaplama yapabilmek için cam kaplamanın ısı özellikleri ve cam kaplamanın “ T_c ” sıcaklık değeri bilinmelidir. Cam kaplama sıcaklığının, alıcı tüp sıcaklığından daha çok çevre sıcaklığına yakın olması beklenir. Cam kaplamanın absorbe edeceği ışıınım değeri ihmal edilerek “ T_c ” değeri ısı dengesinden hesaplanabilir (Duffie-Beckmanm, 1991).

$$A_c (h_{r(c-a)} + h_w) (T_c - T_a) = A_r h_{r(r-c)} (T_r - T_c) \quad (4.27)$$

Bu denklemde “ T_c ” değeri çekilirse;

$$T_c = \frac{A_r h_{r(r-c)} T_r + A_c (h_{r(c-a)} + h_w) T_a}{A_r h_{r(r-c)} + A_c (h_{r(c-a)} + h_w)} \quad (4.28)$$

Bulunur (Duffie-Beckman, 1991).

Burada “ T_c ” değeri iterasyonla hesaplanır. Yukarıdaki denklemden “ U_L ” değeri ile de kontrolü yapılır. İterasyon yaparken “ T_c ” değerinin “ T_a ” değerine daha yakın olacağı da hatırlanırsa iterasyon daha kısa sürecektir.

Tüm bu değerler hesaplandıktan sonra, sistem ısı geçiş değerinin bulunması için tüm sistem ısı geçiş katsayısı “ U_o ” bulunmalıdır:

$$U_o = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_f D_i} + \frac{D_o \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2k} \right]^{-1} \quad (4.29)$$

Burada, “ D_o ” alıcı dış çapını, “ D_i ” alıcı iç çapını ve “ h_f ” alıcı tüp içinde konveksiyonla (taşınım) olan ısı geçiş katsayısını verir. Alıcı tüp içi konveksiyon (taşınım) katsayısı standart boru içi akış hesabı ile bulunabilir.

Reynolds sayısı:

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} \quad \text{formülü ile}$$

Prandtl sayısı:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k_f} \quad \text{Formülü ile hesaplanır. Bu formüllerde kullanılan “\mu” viskozite}$$

$$\left[\frac{kg}{mK} \right] \text{ ve “} k_f \text{” de akışkanın termal iletim katsayısıdır } \left[\frac{W}{mK} \right].$$

$$Nu = 0.023(Re)^{0.8}(Pr)^{0.4} \quad (4.30)$$

Sistem anlık verimi ısı dengesine bağlı olarak hesaplanabilir. Yansıtıcı yüzeyden verilen kullanılabilir enerji (Duffie-Beckmann, 1991).

$$Q_u = G_B \eta_o A_a - A_r U_L (T_r - T_a) \quad (4.31)$$

İle bulunur.

Parabolik odaklı kolektörler sadece direk ışınımı kullanabildiği için “ G_t ” değeri yerine “ G_B ” kullanılmalıdır. Isı kayıp alanı “ A_r ” ve güneş ışını absorbe eden alan “ A_a ” olarak gösterilmiştir.

Kolektör boyunca her birim kolektör uzunluğu için kullanılabilir enerji kazancı alıcı tüpün sıcaklığı “ T_r ” cinsinden,

$$q'_u = \frac{Q_u}{L} = \frac{A_a \eta_o G_B}{L} - \frac{A_r U_L}{L} (T_r - T_a) \quad (4.32)$$

Akışkana geçen enerji, akışkan anlık sıcaklığı “ T_f ” cinsinden

$$q_u = \frac{\left(\frac{A_r}{L}\right)(T_r - T_f)}{\frac{D_o}{h_{fi} D_i} + \left(\frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (4.33)$$

Eğer “ T_r ” formüllerden elenirse

$$q_u = F \frac{A_a}{L} \left[\eta_o G_B - \frac{U_L}{C} (T_f - T_a) \right] \quad (4.34)$$

elde edilir. Burada geçen “ F' ” değeri, kolektör verim değeridir (Duffie-Beckmann, 1991).

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{h_{fi}D_i} + \left(\frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i}\right)} = \frac{U_o}{U_L} \quad (4.35)$$

Formülde “ T_r ” yerine “ T_i ” kullanılarak

$$Q_u = F_R [G_B \eta_o A_a - A_r U_L (T_i - T_a)] \quad (4.36)$$

Kolektör verimi “ Q_u ” değerinin “ $G_B A_a$ ” değerine bölünmesi ile elde edilir:

$$\eta = F_R \left[\eta_o - U_L \left(\frac{T_i - T_a}{G_B C} \right) \right] \quad (4.37)$$

Bu formülde kullanılan $C = \frac{A_a}{A_r}$ ifadesi konsantrasyon oranıdır (Duffie-Beckmanm, 1991).

Kolektör verim formülünde kullanılan “ F_R ” değeri de,

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_r U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{U_L F' A_r}{\dot{m} c_p} \right) \right] \quad (4.38)$$

İle verilir (Duffie-Beckmanm, 1991).

Parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen enerji, absorpsiyon makinesine gönderilerek ısı enerjisi soğutma için kullanılır. Absorpsiyon için gerekli olan enerjinin tam olarak elde edilmesi için, kolektör tasarımı dikkatli yapılmalıdır.

4.6. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri yaklaşık 10 yıldır piyasada satılmaktadır. Ticari uygulamalar, genellikle, gaz beslemeli olarak kullanılır. Yaygın olmamakla birlikte piyasada sıcak su ve buhar beslemeli sistemler de bulunur. Sistem, genel olarak içerisinde bulunan soğutucu akışkan çiftine göre ayrılır. Akışkan çifti olarak H₂O -LiBr kullanılan sistemlerin en yaygın uygulama şekilleri ve üreticileri aşağıda belirtilmiştir:

1- Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi: Gaz beslemeli ya da sıcak su beslemeli olarak bulunabilmektedir. Sistemin COP değeri yaklaşık olarak 0,7 – 0,8 dir. Bu sistemi Trane, Carrier, York, Sanyo, LG, Entropie, Mitshubishi, Hitachi, Toshiba firmaları üretmektedir.

2- Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi: Gaz beslemeli ya da buhar beslemeli olarak tasarlanmıştır. COP değeri 1,0-1,2 civarındadır. Sistem üreticileri Trane, Carrier, York, Sanyo, LG, Broad, Mitshubishi, Hitachi, Toshiba dır.

Akışkan çifti olarak NH₃-H₂O kullanılan sistemler ve üreticileri aşağıda verilmiştir:

Tek etkili Amonyak çevirimli sistem. Klasik tek çevirimli sistemdir. Düşük performansta çalışır. Ticari amaçlı üreticileri Robur, Colibri-Stork, Hans Güntner gibi şirketlerdir.

4.6.1. Absorbsiyon Soğutma Sistemin Avantajları

Günümüzde soğutma sistemleri için harcanan elektrik miktarı, hızlı bir biçimde artmaktadır. Bunun en büyük sebebi sistemlerin kullanım oranının artışıdır. Artan insan nüfusu ve bu nüfusun konfor ihtiyacı, soğutma sistemlerini büyük bir pazar haline getirmiştir. Sistemlerin kullanımında harcanan elektrik en az sistemin kurulumu kadar büyük bir maliyettir. Bu maliyet sistem kullanıcılarına yansımakla birlikte, ülke ekonomisinde de büyük giderlere sebep olmaktadır. Bu giderleri

azaltmak için çalışmalar elektrikle çalışan sistemlerin yanı sıra alternatif enerji kaynaklı sistemlere yönelmektedir. Bu alternatiflerin başında güneş enerjisi gelmektedir. Güneş enerjisi ile soğutma işlemi enerjinin elektriğe dönüştürülmeden kullanılabilmesini, dolayısıyla bu dönüşüm sırasında oluşacak kayıpların da engellenmesini sağlar. Soğutma işleminin güneş ile yapılabilmesi sistemin çalışma maliyetini düşürmekle birlikte çevreye de büyük katkılar sağlamaktadır. Özellikle ülkemizde elektrik enerjisinin büyük bir kısmı doğalgaz ve kömür gibi yakıtlarla sağlanmaktadır. Bu yakıtlar doğanın dengesini bozmakta, çevre kirliliğine sebep olmakta ve atmosfere saldığı gazlar ile de küresel ısınmayı hızlandırmaktadır. Güneş enerjisi ile yapılacak soğutmanın yaygınlaşması bu gibi olumsuz etkileri azaltacaktır.

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi ısı kaynaklı sistemler arasında incelenebilir. Isı kaynaklı soğutma sistemleri içerisinde en yaygın kullanılan sistem absorpsiyonlu soğutma sistemidir. Fakat bu sistemin en büyük sorunlarından birisi ilk yatırım maliyetini yükselten absorpsiyon makinesi ve güneş enerjisi kolektörü ihtiyacıdır. Küçük ölçekli absorpsiyonlu soğutma uygulamalarda maliyetin elde edilen enerjiye oranı daha da artmaktadır. Bu yüzden 15 kW' dan küçük ölçekli uygulamaların yatırım maliyetinin elde edilen tasarrufa oranı yüksek olduğu için tercih edilmemektedir. Bu ölçekte bir uygulamanın yapılabilmesi için kurulacak sistemin veriminin daha yüksek olması ya da yatırım maliyetinin daha düşük olması zorunludur. Kolektör ve absorpsiyon makinesi maliyet ve verimleri ile ilgili çalışmalar da bu yüzden önem kazanmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde daha sade ve uygulanabilir tasarımlar maliyeti düşürecektir. Maliyetin düşmesi, sistemin yaygınlaşmasını sağlar. Sistem yaygınlaştıkça, gerekli elemanların üretiminde seri üretime geçilecek ve seri üretim sonucu sistem daha ucuza kurulabilecektir.

4.6.2. Absorpsiyon Soğutma Sistemin dezavantajları

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, henüz yaygınlaşmamış bir sistemdir. Bunun nedeni ilk yatırım maliyetinin yüksek olması kadar, sistemin doğru tanıtımının yapılamamış olması ve birçok kullanıcı tarafından bilinmiyor olmasıdır. Isı kaynaklı soğutma sistemlerinin başında gelen bu sistem, hala en pahalı soğutma

sistemlerinden biridir. Pahalı olmakla beraber, bu sistem, küçük ölçekli uygulamalarda kullanılamamaktadır. Ayrıca, bu sistem teknolojileri halen yolun başında olup aşılması gereken birçok engeli vardır. $H_2O-LiBr$ akışkan çiftinin kullanıldığı sistemlerde büyük bir sınırlamaya sebep olan bir sorun vardır. Bu sorun, kristallenmedir. Su-Lityum Bromür çiftinin kullanıldığı sistemlerde, su soğutucu akışkan olarak kullanıldığı için sistem $0^{\circ}C$ nin altında çalışamaz. Su-Lityum Bromür grafiklerinde de görüldüğü üzere belirli bir çizgiden itibaren çözelti kristallenmeye başlar. Bu çizgi sistemin çalışma aralığını belirler. Bu çizginin ayırdığı bölgede Lityum Bromür tuzu katılaşmaya başlar. Katılaşması ile birlikte çözelti çamurumsu bir kıvama gelir. Bu durum sistem elemanları içerisinde özellikle vana ve ince borularda tıkanıklığa sebep olabilir. Kristallenme, en yoğun şekilde sıcak ve zengin eriyiğin soğuduğu yerlerde olur. Bu durumu engellemek için, yoğunlaştırucu sıcaklığını çok düşük seviyelere çekmemek gerekir. Bu sınırlama sistem verimini düşürmekle birlikte, sistemin çalışmasını devam ettirebilmesi için gereklidir.

Tüm bu sorunlara rağmen, absorpsiyonlu soğutma sistemleri, geleceğimizin soğutma sistemleri içerisinde yer almaktadır.

4.6.3. Absorpsiyonlu Sistemlerde Kullanılan Akışkan Çiftleri

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin en önemli tasarım noktalarından birisi, seçilecek olan akışkan çiftinin belirlenmesidir. Bu seçim yapılırken tasarlanan sistemin çalışma sıcaklığı, kapasitesi, üreteç çalışma sıcaklığı ve sistemin en düşük çalışma sıcaklığı gibi parametreler göz önünde bulundurulur. Ayrıca bu akışkan çiftinin ucuz olması, kolay tedarik edilebilir olması, çalışma sıcaklığı içinde viskozitesinin düşük olması, çevre ve insan sağlığına zarar vermemesi ve korozyona sebep olmaması gibi özelliklerde aranmaktadır. Akışkan çiftinde ayrıca soğutkanın buharlaşma ısısı yüksek ve soğutkanın absorbent içinde kolay eriyebilmesi istenmektedir. Bu genel gereksinimlerin yanı sıra akışkan çiftleri aşağıdaki özellikleri de tam olarak sağlaması gerekmektedir

1- Çalışma şartları içerisinde absorblayıcının kristalleşme göstermemesi gerekir.

2- Verimli bir absorpsiyon olayı için soğutkan ve absorbentin ilgisi yüksek olmalıdır.

3- Soğutucu akışkanın zengin eriyikten kolayca ayrılması için absorbentten daha uçucu olması gerekmektedir. Ayrıca çözünebilirliğinin ve buharlaşma ısısının yüksek olması gerekmektedir.

4- Akışkan çiftinin zamanla özelliklerini kaybetmemesi gerekmektedir.

Yukarıda verilen özellikleri sağlayan birçok akışkan çifti bulunmaktadır. Güneş enerjili soğutma sisteminde ise genellikle lityum bromür – su, amonyak – su, amonyak – lityum nitrat, amonyak – kalsiyum klorid, R21 – glycoleter akışkan çiftleri kullanılmaktadır. Bu akışkanlar içerisinde en yaygın olarak kullanılanları H_2O -LiBr ve NH_3 - H_2O akışkan çiftleridir (Kurem ve Horuz, 2004).

Bu projede tasarlanacak olan sistem de kullanılacak olan akışkan çifti Lityum Bromür (LiBr) – Su (H_2O) olarak belirlenmiştir (Lityum Bromür absorbent, Su soğutkan). Bunun başlıca sebepleri suyun maliyetinin düşük olması, kolay bulunabilir olması, zehirsiz olması ve buharlaşma ısısının düşük olmasıdır. Ayrıca LiBr'nin uçucu olmaması da önemli bir etkidir. Bu akışkan çifti üreteçten geçerken su kolaylıkla LiBr'den ayrılabilir. Diğer akışkan çiftlerinin aksine ek bir sistem gerektirmez. LiBr- H_2O akışkan çiftinin COP değeri diğer sistemlere göre de daha yüksek olmaktadır. Bunlarla beraber buharlaştırıcı iç sıcaklığı 4 C nin altına düştüğü zaman bu akışkan çifti kullanılmamaktadır. Bu da tüm sistemin çalışma sıcaklığını sınırlandırmaktadır (Kawakami R. 2000).

4.6.4. H_2O -LiBr Ve NH_3 - H_2O Akışkan Çiftleri

Akışkan çiftleri secimi sistem tasarımının en önemli noktalarındandır. Bu çiftler belirlenirken göz önünde tutulan başlıca etkenler aşağıda verilmiştir.

1- Absorberin basınca ve sıcaklık koşullarında akışkan çiftinin karışabilirlik özelliği.

2- Üreteçteki çözünme oranı.

3- Sistem soğutma şekli (Hava soğutmalı ya da su soğutmalı).

Sistemde bulunan absorberin ve üretcin basınç durumu, yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda olan kütle geçişine bağlıdır. Seçilen akışkan çiftlerinde refrigerant absorberden daha uçucu olmalıdır ki kaynama noktasına ulaşıldığı zaman refrigerant çözültiden ayrılabilsin. Temelde bu şartları sağlayan birçok soğutucu akışkan olmasına rağmen sadece iki akışkan çifti yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunlar H_2O -LiBr ve NH_3 - H_2O soğutucu akışkan çiftleridir. Bu akışkan çiftinin de kendilerine ait avantaj ve dezavantajları vardır. Bu çiftler dışında kalan akışkanlar birçok nedenden ötürü kullanımda tercih edilmemektedir. Bunların başında korozyon, yüksek sıcaklıkta bozulma ve viskozite gelmektedir.

NH_3 - H_2O birçok uygulamada kullanılmaktadır. Yaygın olarak havalandırma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılır. Fakat H_2O -LiBr soğutucu akışkan çifti kullanıldığı sistem içinde daha yüksek verim sağlamaktadır. Ayrıca bu akışkan çiftinin kullanılması için gerekli ısı NH_3 - H_2O soğutucu akışkan çifti için gerekenden ısıdan daha düşüktür. Bu yüzden H_2O -LiBr'li sistemler güneş enerjisi için daha uygundur. Piyasada bu şekilde çalışan birçok sistem mevcuttur. Sistemler genellikle su soğutmalı olarak tasarlanmaktadır. Bu sistemin en büyük dezavantajlarından birisi ise soğutucu akışkanın su olması nedeni ile buharlaştırıcı sıcaklığının $0^{\circ}C$ altına çekilememesidir. Eğer ki sistem kullanım esnasında buharlaştırıcı sıcaklığının $0^{\circ}C$ altına indirilmesi gerekecekse kullanılan soğutucu akışkanın NH_3 - H_2O olarak alınması gerekmektedir (Gonzalez C.J. 2005).

H_2O -LiBr soğutucu akışkan çiftli sistemler NH_3 - H_2O lu sistemlere göre daha yüksek verime sahip olsalar da bu sistemlerde kullanım esnasında oluşabilecek kristellenme sistemin en büyük dezavantajlarındanıdır.

Piyasada bulunan hava soğutmalı absorpsiyonlu soğutma sistemleri genellikle NH_3 - H_2O akışkan çiftini kullanmaktadır. Sistem COP ları 0,7 civarı olup, kapasiteleri yaklaşık olarak 10 kW civarındır. Bu sistemler genellikle gaz beslemeli olarak tasarlanmaktadır.

En düşük kapasitesi 35 kW olmakla birlikte sıcak su beslemeli, H₂O-LiBr akışkan çiftli ve tek kademeli sistemlerde piyasada bulunmaktadır. Bu sistemlerin sıcak su giriş sıcaklığı yaklaşık 90⁰C olmalıdır. Sistemin COP değeri 0,7 dir. Bu sistemler mekanik pompaya ihtiyaç duymazlar (Gonzalez C.J. 2005).

4.6.5. Soğutma Türüne Göre Absorbsiyon Sisteminin Karşılaştırılması

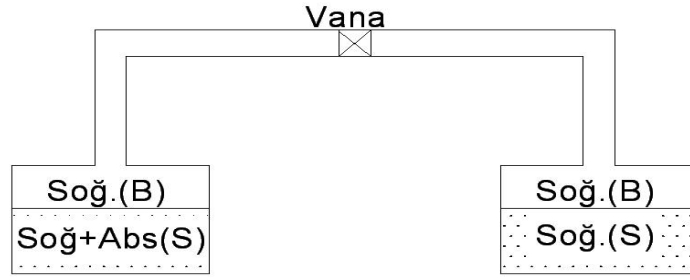
Soğutma işleminde sistem bir ortamdan çektiği ısıyı başka bir ortama aktarır. Bu ısı geçişini sağlamak için birçok yöntem olmakla birlikte ısının atılması genellikle benzer şekillerde gerçekleşir. Güneş enerjili absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ortamdan çekilen ısı dışarıya atılırken iki farklı yardımcı akışkan kullanılır. Bunlardan birincisi hava, ikincisi ise su dur. Sistemler hava soğutmalı ve su soğutmalı olarak adlandırılır. Su soğutmalı absorbsiyonlu sistemlerin, hava soğutmalı sistemlere göre avantajları şunlardır;

- 1- Yoğuşturucu ve absorberin verimli çalışması için gereken ısı daha düşüktür.
- 2- Sistemin COP değeri daha yüksektir.

Bunlarla beraber su soğutmalı sistemin su ve soğutma kulesi maliyeti, kireçlenme ve korozyon gibi dezavantajları da vardır. Ayrıca hava soğutmalı sistemlerde yüksek çalışma sıcaklığından dolayı LiBr konsantrasyonu artmaktadır. Bu artış sistem içerisinde kristalleşmeye sebep olabilmektedir. Bu olayda çalışma sıcaklık ve basınçlarında sınırlamaları beraberinde getirir. Bu yüzden soğutma şeklini belirlerken uygulamanın çalışma şartları iyi belirlenmeli, sistemden beklenen değerlere göre seçim yapılmalıdır.

4.6.6. Açık Çevrim Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Sistemin çalışma prensibini daha iyi kavrayabilmek için absorbsiyonlu sistemin en basit hali olan açık çevrim absorbsiyon sistemi şekil 18’de verilmiştir (Gonzalez C.J. 2005).



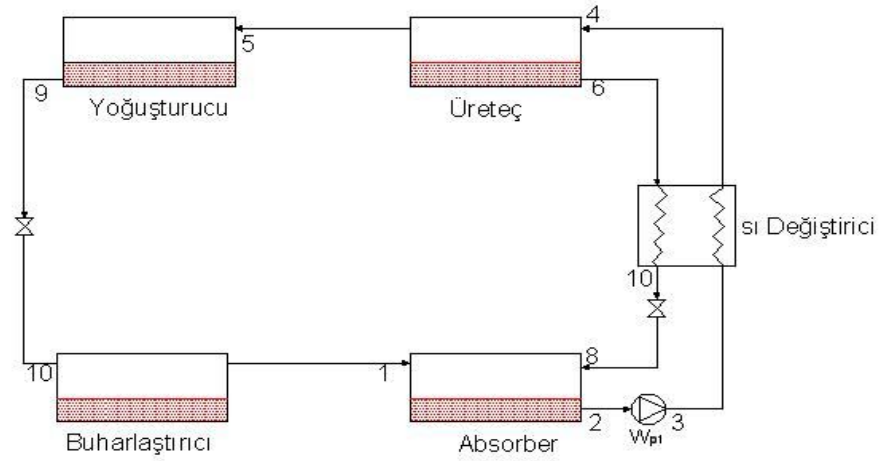
Şekil 18. Açık Çevirim Absorbsiyon Sistem Şeması

Birinci bölümde absorbent-soğutucu (refrigerant) çözeltisi (R-A) ikinci bölümde ise saf soğutucu bulunmaktadır. Birinci bölümde, dolu olan çözeltinin konsantrasyonu neredeyse sabittir. Bu koşullar altında vana kapalıyken iki tarafın sıcaklığı aynıdır. Bu yüzden 2. kısımdaki buhar basıncı, 1. kısımdaki basınçtan daha yüksektir. ($T_1''=T_2$ ve $P_1''<P_2$). Vana açıldığı zaman aralarındaki basınç farkından dolayı refrigerant buharının bir kısmı 2. bölümden 1. bölüme geçer. 1. haznede oluşan basınç yükselmesi sebebi ile çözelti bir miktar daha buhar absorbe eder. Absorbsiyondan sonra 1. bölümde sıcaklık artar. Bu esnada hazne ikideki sıcaklıkta düşer. Belirli bir süre sonra her iki haznede meydana gelen kütle geçişi nedeni ile basınçlar eşitlenir. ($P_1''=P_2$ ve $T_1''>T_2$). Eğer 2. bölümde sıcaklık artarsa yeni basınç eşitliği elde edilir. 2. bölümdeki basınç eşik basınç değerini geçerse, 2. bölümden 1. bölüme tekrar kütle geçişi olur. Bu şekilde soğuk ortamdan ısı çekilerek sıcak ortama aktarılmış olur. Bu sistem hem soğutma hem de ısıtma amaçlı kullanılabilir. Kütle geçişi 2. bölümden 1. bölüme olur ve soğutma işlemi gerçekleşmiş olur. Rejenerasyon modunda ise sistem tam ters şekilde çalışır. 1. kısım ısınır ve buhar 2. kısma geçer. Sonrasında 2. bölüm soğutulmuş soğutucu yoğunlaştırılır. Böylece sistem başlangıç koşullarına dönmüş olur.

4.6.7. Tek Etkili (Kademeli) Çevrim

Açık çevrimlerin en büyük dezavantajı sistemin soğutma işlemini sürekli olarak yapamıyor olmasıdır. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri bu sorunu ortadan kaldıran basit tasarımlardır. Bu sistemler toplamda 5 adet ısı değiştiriciden meydana gelir. Bu ısı değiştiriciler üreteç, absorber, çözelti ısı değiştiricisi, yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdır. Ayrıca bu sistemde bir adet çözelti pompası ve iki adet genişleme valfi de bulunur.

Eriyik pompası vasıtası ile akışkan ısı değiştiriciye yollanır. Burada sıcaklığı artan zengin eriyik üretece ulaşır. Üretece parabolik oluklu kolektörlerce sağlanan ısı akışkana verilir. Bu ısı ile soğutucu akışkanın bir kısmı buharlaşarak zengin eriyikten ayrılır ve kızgın buhar haline gelir. Kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan yoğuşturucuya gelir. Yoğuşturucuda dışarıya ısı atan soğutucu akışkan yoğuşur. Üreteçte soğutucu akışkan oranı azalarak fakir eriyik haline gelen akışkan ısı değiştiricisinden geçerek zengin eriyiğe ısı verir. Buradan da absorbere geri döner. Buharlaşma basıncı yoğuşma basıncından daha yüksektir. yoğuşturucudan yüksek basınçta ve doymuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan genişleme vanasından geçerek buharlaştırıcıya ulaşır. Basıncı düşmüş olan akışkan buharlaştırıcıda buharlaşırken çevreden de ısı çeker. Buradan doymuş kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkan absorbere gelir. Isı değiştiricisinden gelen fakir eriyik buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan buharını tutar(absorbe eder). Bu işlemin verimli gerçekleşmesi için absorberden dış ortama ısı atılması gerekmektedir. Soğutucu akışkanın fakir eriyik tarafından absorbe edilmesi ile oluşan zengin eriyik, eriyik pompası ile ısı değiştiricisinde, üreteçten gelen fakir eriyiğe ısı verdikten sonra tekrar üretece ulaşır. Şekil 19'de tek kademeli absorpsiyon şeması verilmiştir.



Şekil 19. Tek Kademeli Absorbsiyon Şeması

1-2 Soğutucu akışkan buharı absorbere giderek burada zayıf eriyikle birleşip zengin eriği oluşturur.

2-3 Zengin eriyik pompa tarafından ısı değiştiricisine yollanır.

4-5 Zengin eriyik üretece gelir. Güneş enerjisi ile sağlanan üreteç ısısı ile zengin eriyik içindeki soğutucu akışkan absorbentten ayrılır.

4-6 Üreteçten ayrılan zayıf eriyik ısı değiştiriciye gider. Zayıf eriğin çoğunluğunu absorbent madde teşkil eder.

6-7 Zayıf eriyik ısı değiştiricide, üreteçten aldığı enerjinin bir kısmını absorberden üretece gitmekte olan zengin eriyiğe vererek onu ısıtır.

9-10 Yüksek basınçta bulunan sıvı haldeki soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek buharlaştırıcıya gönderilir.

10-1 Basıncı düşen soğutucu akışkan ortamdan ısı alarak buharlaştırıcıda buhar haline geçer.

Bununla birlikte birçok kapalı sistem çeşidi de bulunmaktadır. Bu sistemlerin çoğu daha yüksek sıcaklıkları kullanabilmek için tasarlanmıştır. Bu sistemler çift etkili sistemlerdir. Bu sistemlerin bir amacı da daha düşük buharlaştırıcı sıcaklıkları elde edebilmektir. Piyasada bulunan birçok sistem bu şartları sağlayabilecek şekilde tasarlanmıştır.

4.7. Absorbsiyonlu Soğutma Sistem Prensihi

Soğutma ve ısıtma sistemlerinin değerlendirilmesinde genellikle COP (Coefficient Of Performance) değeri göz önüne alınır. Bu değer ısıtma ya da soğutma gücünün işleminin yapılması için kullanılan güce oranıdır. Bu oran mekanik sıkıştırılmalı sistemlere nazaran absorpsiyonlu sistemlerde daha düşüktür.

Absorpsiyonlu soğutmalı sistemleri farklı ısı değiştiricilerin birbirleri ile bağlantılı şekilde yerleştirilmesi ile kurulur. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri soğutucu akışkan çiftinin sıvı-buhar durum değişimine bağlı olarak çalışır. Akışkan çiftlerinden birisi saf (soğutucu) olduğu ve diğeri (absorbent) içinde çözündüğü iki durum söz konusudur. Aynı sıcaklıkta, soğutucunun saf olduğu durumda sistem basıncı, soğutucunun absorbent içinde çözündüğü duruma göre daha yüksektir. Sabit basınç altında ise saf soğutucunun sıcaklığı absorbent içinde çözünen soğutucuya göre daha düşüktür. Bu durumu sağlamak için seçilen akışkan çiftlerinde soğutucu akışkanın absorbentten daha uçucu olması gerekmektedir.

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi prensip olarak şöyle çalışmaktadır; güneş kolektöründen elde edilen ısı üreteçten sisteme verilir, sistem içi akış üreteçten yoğunlaştırıcıya doğru olur. Buradan sıvı fazda çıkan akışkan çifti genişleme valf inden geçerek buharlaştırıcıya gelir, buradan buhar halinde çıkan akışkan absorbere gelir. Eriyik pompasından ve ısı değiştiricisinden geçerek tekrar üretece gelir ve bu şekilde akış devam eder.

Bu tez için yapılan tasarım ile Muğla Üniversitesi Sağlık Merkezi binasının soğutulması ve kış aylarında da parabolik oluklu kolektörlerden elde edilen sıcak suyun ısıtmada destek olarak kullanılması planlanmıştır. Mevcut şartlar ve uygulama esasları göz önünde tutulduğu zaman kullanılacak absorpsiyon sistemi H_2O -LiBr akışkanlı olarak seçilmiştir. H_2O -LiBr akışkan çifti kullanılan soğutma sistemleri genellikle büyük kapasiteler için tasarlanan sistemlerdir. Daha önce de bahsedildiği gibi su refrigerant(soğutucu) lityum bromür çözeltisi ise absorbent(emici) olarak kullanılır. Tabii ki suyun soğutucu olarak kullanılması bazı kısıtlamalara sebep olmaktadır. Bunların başında suyun donma noktası nedeni ile sistemin $0^{\circ}C$ 'nin altında çalışmaması gelir. Bu sınırlama beraberinde Su-Lityum bromür çiftinin

kullanıldığı sistemlerin sadece iklimlendirme işlemlerinde kullanılmasını getirmektedir (Kharagpur I.2004).

H₂O -LiBr akışkan çiftinin kullanıldığı sistemin analizi benzer sistemlere göre biraz daha basittir. Su-lityum bromür bileşimini analiz etmek için mol oranı ve kütle oranı kullanılabilir. Kütle oranı suda çözünmeyen Lityum bromür kütlelerinin toplam çözelti kütlelerine oranıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\xi = \frac{m_L}{m_L + m_W} \quad (4.39)$$

Bu formülde kullanılan m_L Lityum bromür kütlelerini, m_W ise suyun kütlelerini verir.

Mol oranı da:

$$x = \frac{n_L}{n_L + n_W} \quad (4.40)$$

Formülü ile hesaplanır. Burada $n_L = \frac{m_L}{M_L}$ dir. Lityum bromürün molekül ağırlığı

86,8 kg/kmol olup, $n_L = \frac{m_L}{86.8}$ dir. Ayrıca aynı şekilde saf suyun da molekül ağırlığı

18 kg/kmol olduğu için $n_W = \frac{m_W}{M_W} = \frac{m_W}{18}$ olarak bulunur.

4.7.1. H₂O -LiBr Çözeltisinin Buhar Basıncı

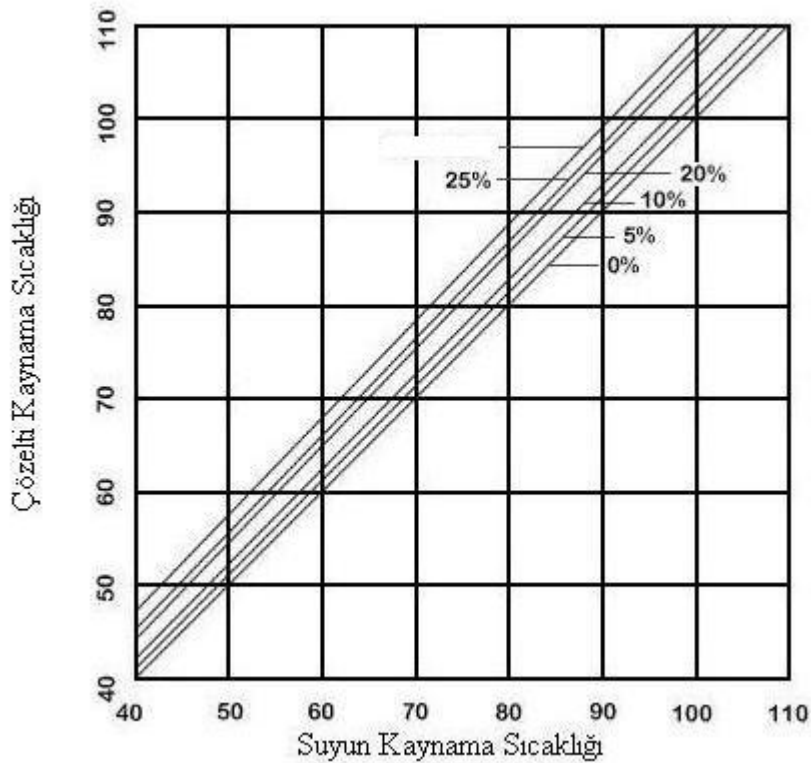
Sistemin analiz edilmesinde önemli bir nokta da sistem elemanları içerisindeki basınçtır. Bu hesaplamalar Raoult Yasası ile yapılmaktadır. Bu yasaya göre mevcut herhangi bir çözeltide buhar basıncı çözeltiyi oluşturan bileşenlerin buhar basınçları toplamına eşittir. Bu teori ideal karışımlar için geçerlidir. Bu hesaplamalarda ayrıca Dalton'un kısmi basınçlar yasasından da yararlanır. Raoult Yasasına göre:

$$P = (1 - x)P_w$$

Bu formülde kullanılan P_w saf suyun doyma basıncı, x de aynı sıcaklıkta mol oranıdır. Bu denklemin kötü yanı derişik çözeltilerde ölçülen sonuçtan uzaklaşmasıdır. Yani bu denklem düşük yoğunluklarda daha kesin sonuç vermektedir (Kharagpur I.2004).

Lityum bromür çözeltisinin basıncı konusunda veri sağlayan bir diğer çalışmada Dühring grafiğidir. Bu grafik çözelti basınç-sıcaklık değişimini ve çözelti oranını verir.

Yatay eksen de suyun kaynama sıcaklığı, dişey eksen de çözeltinin kaynama sıcaklığı verilmiştir. Bu grafikte Lityum bromür-Su çözeltisinin yüzdesi gösterilmektedir. Sol üst köşeden sağ alt köşeye doğru gidildikçe doymuş çözeltilen sıfır çözünen oranına kadar değişir. Şekil 20’de su-lityum bromür akışkan çiftine ait dühring grafiğı verilmiştir.



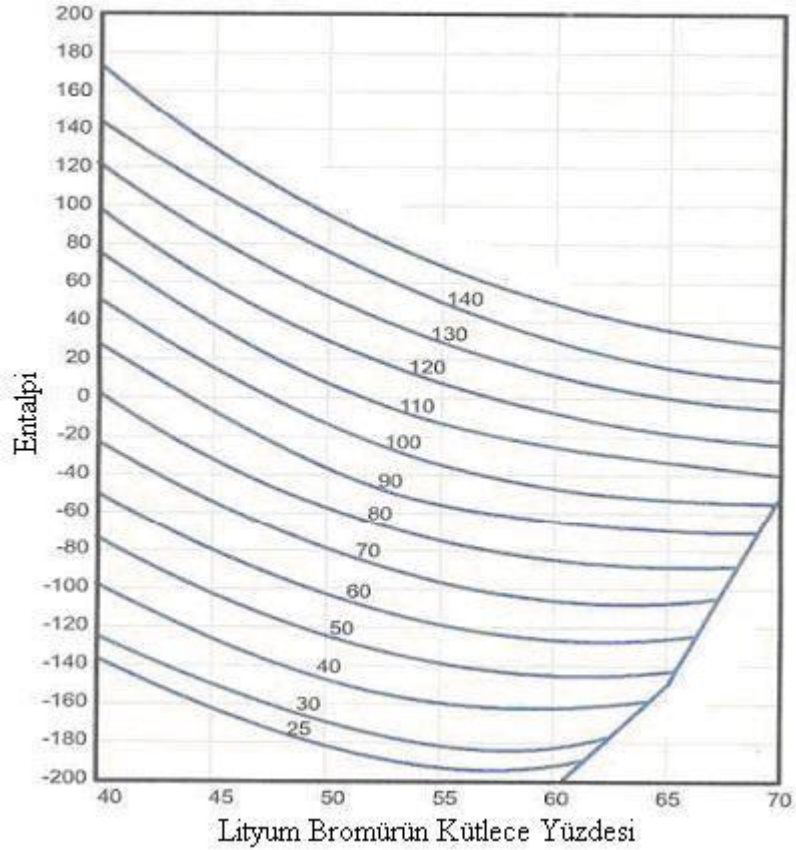
Şekil 20. Su-Lityum Bromür Akışkan Çiftine Ait Dühring Grafiğı

4.7.2. Su-Lityum Bromür Çözeltisinin ve Saf Suyun Entalpisi

Su-Lityum Bromür akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma makinesi içinde iki farklı çözelti durumu söz konusudur. Bunlardan birincisi akışkanın çözelti olduğu durumdur. Su-Lityum Bromür çözeltisini lityum bromürün ile suyun adyabatik ortamda karışması ile oluşur. Böyle bir durumdan sonra çözeltinin sıcaklığı yükselir. Bu sıcaklık yükselişi de çözeltinin ortamdaki ısı çektiğinin işaretidir. Böyle bir durumda entalpi (kJ/kg) de değişecektir. Entalpi değişimi

$$h = \xi h_L + (1 - \xi) h_W + \Delta h_{mix} \text{ formülü ile bulunur. (Kharagpur I.2004).}$$

h_L ve h_W değerleri sırası ile Lityum Bromür ve suyun aynı sıcaklıktaki entalpilerini gösterir. Şekil 21 Lityum Bromür çözeltisinin kütle-sıcaklık-entalpi değerlerini verir.



Şekil 21. Lityum Bromür Çözeltisinin Entalpi-Konsantrasyon Grafiği

Sistem içerisindeki suyun entalpisini hesaplamak için suyu iki farklı şekilde değerlendirmek gerekir. Bunlardan birincisi suyun sıvı fazda bulunduğu durum ikincisi de kızgın buhar fazında olduğu durumdur. Sıvı fazda olduğu durum için aşağıdaki formülden yararlanılabilir.

$$h_{wl} = 4.19(T - T_{ref}) \quad (4.41)$$

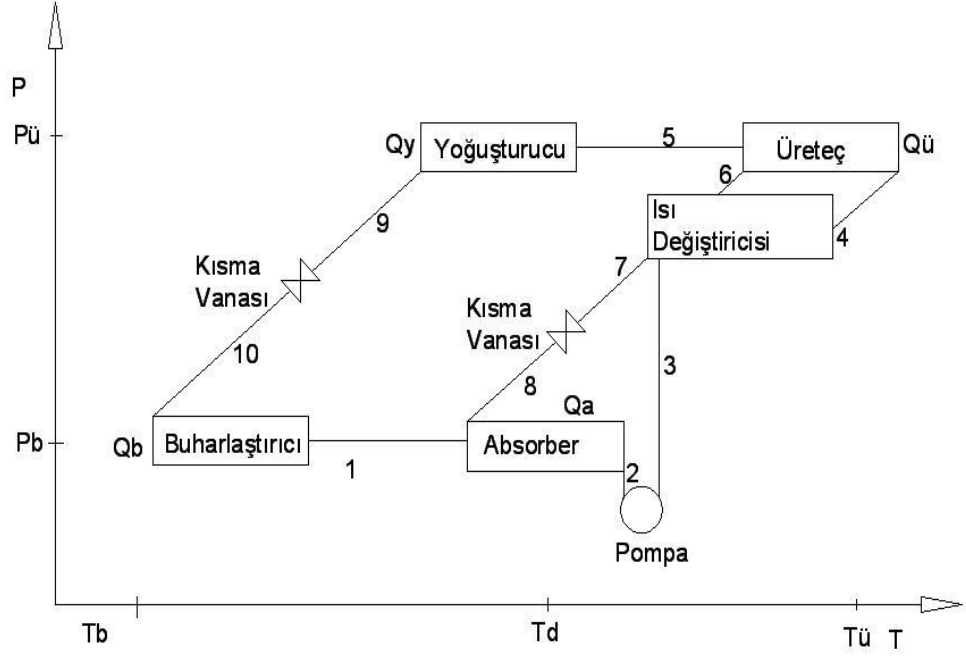
Burada T_{ref} referans sıcaklığıdır. İşlemin sonucunda çıkan değerin birimi kJ/kg dir.

Üreteç olarak adlandırılan eleman, sistem içerisinde sıcaklığı en yüksek olan yerdir. Burada Su-Lityum Bromür çözeltisi yerine sadece su bulunur. Bulunan su doyma sıcaklığının üstünde olduğu için kızgın buhar fazındadır.

Kızgın buhar fazındaki suyun entalpsi

$$h_{wsh} = 2501 + 1.88(T - T_{ref}) \quad (4.42)$$

Formülü ile bulunur. Ayrıca bu formüllerin yanı sıra su ile ilgili tüm değerler ek-xx de bulunan tablolardan da elde edilebilir.



Şekil 22. H₂O -LiBr Akışkan Çiftli Absorbsiyon Sistem Diyagramı

Şekil 22’de Su-Lityum Bromür soğutucu akışkanının kullanıldığı absorpsiyon sisteminin değişik hal noktaları verilmiştir. Sistemin analiz yapılırken bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller

- 1- Sistem kararlı durumdadır ve akış kararlıdır.
- 2- Kinetik ve potansiyel enerji kayıpları ihmal edilebilir düzeydedir.
- 3- Basınç kayıpları yoktur.

Bu kabuller doğrultusunda dolaşım oranı (λ) güçlü çözeltinin zayıf çözeltiliye oranı olarak tanımlanır. $\lambda = \frac{\dot{m}_{ss}}{\dot{m}}$ Bu değer sistem elemanları arasında yapılacak hesaplamalarda kullanılacaktır. Bu hesaplamalarda soğutucunun (Su) debisi \dot{m} (kg/s), zayıf ve zengin çözeltiler de sırası ile \dot{m}_{ss} (kg/s), \dot{m}_{ws} (kg/s) ile ifade edilir.

4.8. Absorbsiyonlu Soğutma Sistem Elemanları

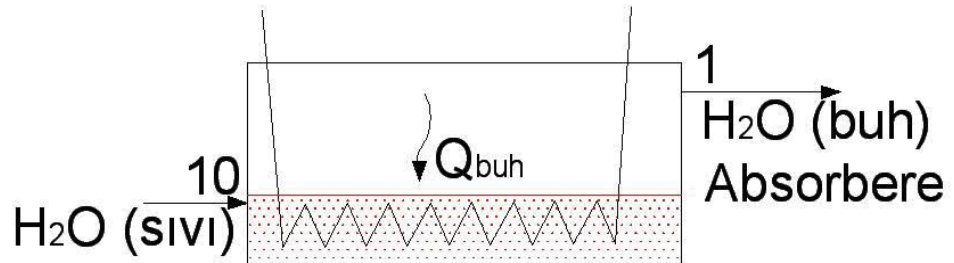
Absorbsiyonlu soğutma sistemde soğutucu olarak kullanılan akışkan, sudur. Tüm soğutma sistemlerinde ısıyı uzaklaştırmak amacı ile buharlaştırma ve yoğuşurma işlemlerinden yararlanır. Etkili bir buharlaşma ve yoğuşma oluşması için, absorpsiyonlu soğutma işleminde, farklı basınçlarda çalışan iki farklı kısım bulunmaktadır.

Alt kısım (buharlaştırıcı ve absorber) dış atmosferin yüzde biri kadar ya da altı milimetre civa basıncı düzeyinde bir iç basınca yani nispeten yüksek bir vakuma sahiptir. Bu vakum suyun, (soğutucu akışkan) soğutulan sıvıdan daha düşük bir sıcaklıkta kaynamasını sağlar. Bu şekilde buharlaştırıcıya girerken ani soğutmaya maruz bırakılan sıvı iklimlendirme sürecinde kullanılmak amacı ile soğutulabilir.

4.8.1. Buharlaştırıcı (Evaporatör)

Soğutucu akışkan genişir ve alt kovanın üst kısmına girerek, pompalanan ve buharlaştırıcı boru demeti üzerine püskürtülen soğutucu sıvısına katılır. Soğuyan sıvının açığa çıkardığı ısı soğutucu malzemesinin bir kısmını buharlaştırır.

Absorbsiyonlu sistem akışkanı $H_2O - LiBr$ olarak alınması sistem çalışma sıcaklıklarında bazı kısıtlamalar getirmektedir. Akışkan çifti içerisinde su soğutucu buhar olarak kullanıldığından dolayı en düşük çalışma sıcaklığı $4^{\circ}C$ olmalıdır. Buharlaştırıcıda sistemin çalışması esnasında sadece su giriş ve çıkışı olmaktadır. Yani Absorbent (LiBr) konsantrasyonu 0'dır. Bu sayede buharlaştırıcı içindeki akışkanın termodinamiksel özellikleri su buharı tablosundan alınmaktadır.



Şekil 23. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Buharlaştırıcı Şeması

Buharlaştırıcıya giren kütle çıkanla eşit olup toplam debi ile aynıdır.

$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 = \dot{m}$ ve geçen ısı da $\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_{10})$ ile hesaplanır.

4.8.2. Yoğuşturucu (Kondenser)

Yoğuşturucu sistemdeki ısı fazlalığının çevreye atılmasını sağlayan elemandır. Bu amaçla yoğuşturucu sıcaklığının ortam sıcaklığından yüksek olması gerekmektedir. Ortam sıcaklığı ile farkı ne kadar yüksek olursa ısı atma oranı o kadar yüksek olacaktır. Yoğuşturucuda da buharlaştırıcıda olduğu gibi su dolaşmaktadır. Bu sebeple LiBr konsantrasyon oranı 0 dır (saf su).

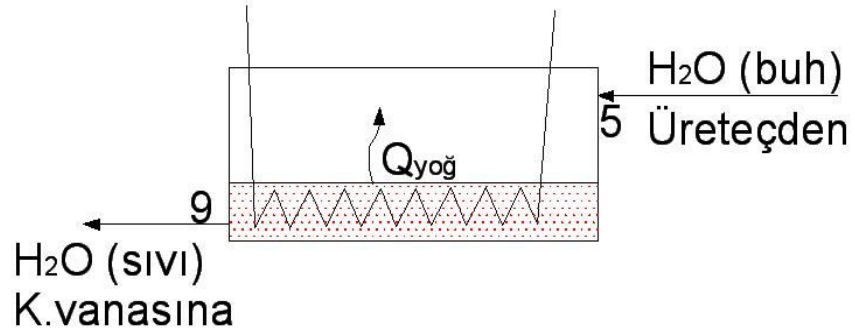
Yoğuşturucuya tek giriş ve çıkış olduğu için debi sabittir.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_9 = \dot{m}$$

Geçen toplam ısı debi ile entalpi değişiminin çarpımına eşittir.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_5 - h_9) \quad (4.43)$$

Şekil 24'de absorpsiyonlu soğutma sistemi yoğuşturucu şeması verilmiştir.



Şekil 24. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Yoğuşturucu Şeması

4.8.3. Absorber

Absorberde yoğuşturucu gibi dış ortama ısı atması gerekmektedir. Bu sebeple dış ortamdan daha yüksek sıcaklığa sahip olmalıdır.

Soğutucu malzeme buharı burada alt kovanın alt yarısına ulaşır. Burada buhar bir Lityum Bromür çözeltisi tarafından emilir. Lityum Bromür aslında, suda çözülmüş bir tuzdan başka bir şey değildir. Ancak lityum bromür, 38°C sıcaklığının üzerinde bile güçlü bir su çekici maddedir.

Lityum Bromür püskürtülmesi, soğutucu madde buharını tutan yüzlerce küçük sünger gibi bir etki yaratmaktadır. Lityum Bromür ve yoğuşmuş soğutucu madde buharı karışımı (seyreltik çözelti) bundan sonra haznenin alt kısmında toplanır. Çözelti ısıyı, absorber borularından geçen soğutma suyu tarafından uzaklaştırılır.

Burada kütle korunumu yasasıyla

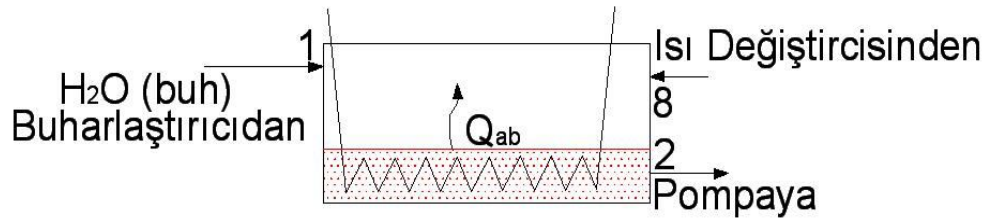
$$\dot{m} + \dot{m}_{ss} = \dot{m}_{ws} \text{ ve } \dot{m}_{ss} = \lambda \dot{m}$$

Eşitlikleri elde edilir. Ayrıca su için kütle dengesinden

$$\lambda = \frac{\xi_{ws}}{\xi_{ss} - \xi_{ws}} \quad (4.44)$$

Bulunur. Absorberden atılan ısı bu denklemler yardımı ile elde edilen aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_a = \dot{m} [(h_1 - h_2) + \lambda (h_8 - h_2)] \quad (4.45)$$



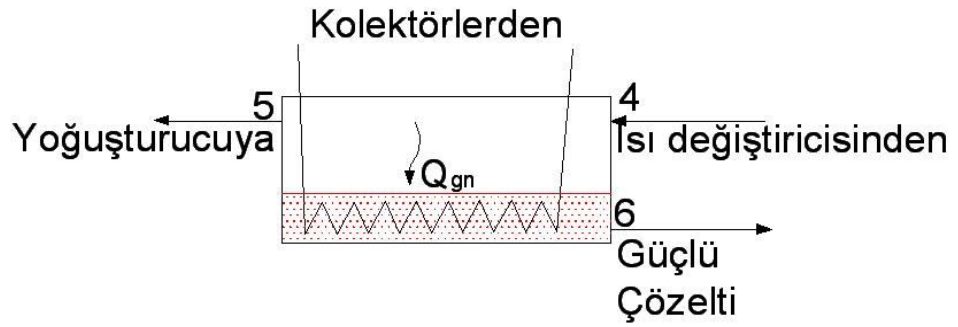
Şekil 25. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Absorber Şeması

4.8.4. Üreteç(Generatör)

Kaynatıcı veya boyler olarak da bilinmektedir. Soğutkan buharı zengin eriyikten ayırır.

Seyreltik çözelti, üreteçten gelen sıcak yoğunlaştırılmış çözelti tarafından ön ısıtmaya tabi tutulduğu ısıtıcının içine pompalanır. Isıtıcı üreteçteki seyreltik çözeltinin ısıtılması için gereken buhar ya da sıcak suyun miktarını azaltmak suretiyle çevrimin etkinliğini yükseltir. Sonra seyreltik çözelti, basıncın dış atmosfer basıncının yaklaşık olarak onda biri ya da yetmiş milimetre civa basıncı kadar olduğu yoğuşturucu ve üretici içeren üst kovana doğru yoluna devam eder. Seyreltik çözelti üreteç borularından geçer ve buhar ya da sıcak su tarafından ısıtılır.

Buhar ya da sıcak sudan kaynaklanan ısı girişinin miktarı bir valf tarafından kontrol edilir ve gereken soğutma yüküne karşılık olacak şekilde belirlenir. Sıcak üreteç boruları seyreltik çözeltiyi kaynatarak soğutucu malzeme buharının serbest kamasını sağlarlar ki bu da çözeltinin yeniden yoğuşmasına yol açar. Şekil 26'da absorpsiyonlu soğutma sistemi üreteç şeması verilmiştir.



Şekil 26. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Üreteç Şeması

Üretece giren akışkan iki çıkışın toplamına eşittir.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_6 + \dot{m}_5 \quad (4.46)$$

Üreteç de geçen ısı miktarı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}h_5 + \lambda\dot{m}h_6 - (1 + \lambda)\dot{m}h_4 = \dot{m}[(h_5 - h_4) + \lambda(h_6 - h_4)] \quad (4.47)$$

4.8.5. Soğutucu

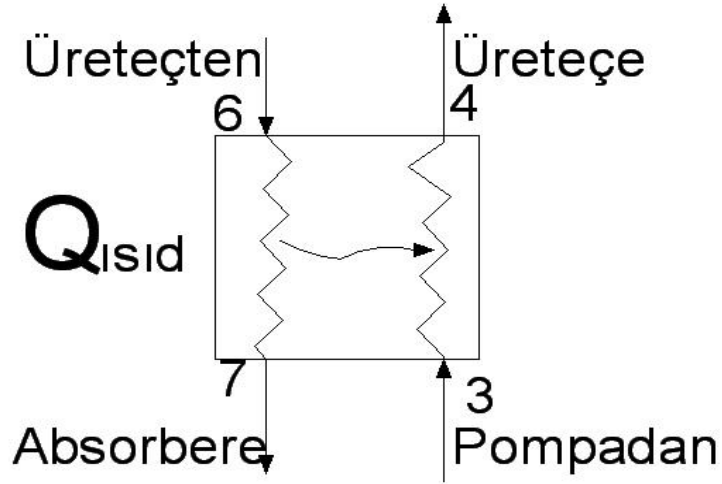
Soğutucular sistem tasarımına göre su soğutmalı ya da hava soğutmalı olabilirler. Soğutma kuleleri olarak bilinen sistem soğutucuların su soğutmalı olarak adlandırılan gurubuna girer. Soğutma kuleleri sistem performansını etkileyen önemli bir elemandır. Bununla birlikte bu kulelerin maliyeti oldukça yüksektir. Sistem kullanım şartları göz önünde tutularak soğutma kulesine ihtiyaç duyulup duyulmayacağı iyi belirlenmelidir.

4.8.6. Genleşme Vanası

Genleşme vanasına gelen akışkanın sadece basıncı değişir. Vanaya giren akışkan debisi çıkan akışkan debisine eşittir.

($\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}$) Sıcaklık değişimi olmadığı için de entalpiler de değişmez. ($h_9 = h_{10}$)

4.8.7. Isı değiştirici



Şekil 27. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Isı Değiştirici Şeması

Isı değiştiricisi birbirine karışmayan iki farklı akışın birbirlerine ısı vermesini sağlayan sistemdir. Burada birinci akış ile ikinci akış debileri sabittir.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{ws} \text{ ve } \dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ss}$$

Çözelti ısı değiştiricisinden geçen ısı aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ısıd} = (1 + \lambda) \dot{m} (h_7 - h_6) = \lambda \dot{m} (h_4 - h_3) \quad (4.48)$$

Muğla Üniversitesi yerleşkesinde yapılacak olan Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi uygulamasında H₂O -LiBr akışkan çifti kullanılacaktır. H₂O -LiBr akışkan çiftli sistem birçok ısı kaynağı ile çalıştırılabilir. Muğla ili şartları göz önüne alındığında güneş enerjisi en ekonomik ve uygun ısı kaynağı olarak belirlenmiştir. Bu sistemler küçük kapasitede uygulamalar için tasarlandığında genellikle gaz beslemeli olarak üretilirler. Kapasite arttıķça sistem buhar veya sıcak su beslemeli kullanılır. Standart bir tek kademeli absorpsiyon makinesi yaklaşık 120⁰C lik bir ısı girişine ihtiyaç duyar. Bu sistemler 7⁰C soğutma suyu sağlayabilirler. Bu sıcaklık sağlanırken yoğuşturucu 45⁰C, absorber ise 40⁰C civarında sıcaklıklara sahiptirler. Bu Sistemler 0,6-0,8 arasında değişen COP değerlerine sahiptirler. Çok etkili uygulamalarda ise absorpsiyonlu soğutma sistemi 1,2-1,4 arasında COP değerine sahiptir (Kharagpur I.2004).

Bu sistemler birçok firma tarafından ticari amaçla üretilmektedir. Yukarıda verilen teorik bilgilerden daha ileriye geçmiş sistemlerde günümüzde mevcuttur. Bu sistemler yüksek performansta ısı değiştiricileri, üreteçler ve absorberler kullanılarak yapılmaktadır. Sistem elemanlarının etkinliği düşük olursa sistemin aynı soğutma yükünü karşılayabilmesi için daha yüksek üreteç sıcaklıklarına ihtiyacı olacaktır.

Sistem kurulduktan sonra çalışma esnasında karşılanabilecek soğutma yükü çözelti pompasından üretece gönderilen zayıf çözelti miktarına bağlıdır. Ayrıca sıcak su girişine yani üreteç sıcaklığına ve yoğuşturucuya ulaşan soğutma su miktarına bağlıdır. Bu miktar bir by-pass hattı ile ayarlanabilir.

4.9. Soğutma Yükünün Belirlenmesi

Absorbisyonlu soğutma sisteminin kullanılacağı Muğla Üniversitesi Mediko binasının mimari ölçüleri, Ek 1'de Makine Mühendisleri Odasının hazırladığı bilgisayar programı çıktılarında verilmiştir.

4.9.1. Cidardan Olan Isı Kaybı Hesabı

Soğutulacak ortamı çevreleyen duvar, zemin ve tavandan alınan ısı kazancı binanın yapısına, yalıtım malzemesinin cinsine ve kalınlığına ve iç-dış sıcaklık farklarına bağlıdır. Düzlemsel bir cidarda q_c (W) ısı geçişi

$$q_c = KA(T_d - T_i) \quad (4.49)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada, K Toplam ısı geçiş katsayısı (W / m^2K), A Cidarda ısı geçişi olacak alan (m^2), T_d Ve T_i Sırası ile iç ve dış sıcaklıklardır ($^{\circ}C$).

Gerekli soğutma yükü hesabında en önemli parametre Toplam ısı geçiş katsayısı K (W / m^2K) olan ve aşağıdaki formül ile hesaplanan değerdir (MMO2006).

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{k_i} + \frac{1}{h_d} \quad (4.50)$$

Bu eşitlikte geçen,

h_1 , İç yüzeydeki ısı taşınım katsayısı (W / m^2K)

h_d , Dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısı (W / m^2K)

δ_i , katman kalınlığı (m)

k_i , katman ısı iletim katsayısı (W / mK)

anlamlarına gelmektedir.

İç ve dış yüzeye ait ısı taşınım katsayısı genel olarak toplanarak Tablo 7'de verilmiştir.

Tablo 7. İç ve Dış Yüze Ait Isı Taşınım Katsayıları

YÜZEY	h $(W / m^2 K)$
<i>Dış Yüzey Duvar</i>	23
<i>İç düşey duvar</i>	9
<i>İyi havalandırılmış iç yüzey</i>	18
<i>Çatı dış yüzeyi</i>	23
<i>Yatay yüzey (Isı geçişi aşağıya)</i>	6
<i>Yatay yüzey (Isı geçişi yukarıya)</i>	8

Cidar katmanlarına ait k_i ısı iletim katsayıları ise yapı malzemelerinin cinsinden, ilgili tablolarda bulunabilir. K Toplam ısı geçiş katsayısına etki eden esas değer yalıtım malzemesinin k ısı iletim katsayısı ve δ kalınlığıdır. Genellikle diğer etkiler ihmal edilebilir.

Yalıtım kalınlığının tespitinde yalıtım ve işletim masrafları göz önüne alınarak uygun bir yalıtım kalınlığı belirlenmelidir. Soğutma tekniğinde pratik açıdan K toplam ısı geçiş katsayısı yaklaşık 0,25-0,6 $(W / m^2 K)$ arasında uygun bir çözüm elde edilebilir.

4.9.2. T_d Dış Ortam Sıcaklığı

Soğutma hesaplarında dış sıcaklık yaz aylarının en sıcak gününe göre hesaplanır. Ancak ekonomik açıdan en yüksek sıcaklık yerine biraz daha düşük bir sıcaklık seçilebilir. Uzun yıllar yapılan meteorolojik çalışmalar sonucu elde edilen dış ortam kuru ve yaş sıcaklık değerlerinin tablosu (Tablo 8) verilmiştir (MMO 2006).

Tablo 8. Edilen Dış Ortam Kuru ve Yaş Sıcaklık Değerlerini

Şehir	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Şehir	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)
Adana	38	26	İstanbul	33	24
Adıyaman	38	22	İzmir	37	25
Afyon	34	21	Kars	30	20
Ağrı	34	25	Kastamonu	34	22
Amasya	31	21	Kayseri	36	23
Ankara	35	21	Kırklareli	35	25
Antalya	39	28	Kırşehir	35	21
Artvin	30	26	Kocaeli (İzmit)	36	25
Aydın	39	26	Konya	34	22
Balıkesir	38	27	Kütahya	33	21
Bilecik	34	23	Malatya	38	21
Bingöl	33	21	Manisa	40	26
Bitlis	34	22	Kahramanmaraş	36	22
Bolu	34	24	Mardin	38	23
Burdur	36	21	Muğla	37	22
Bursa	37	25	Muş	32	20
Çanakkale	34	25	Nevşehir	28	17
Çankırı	34	25	Niğde	34	20

Tablo 8d. Edilen Dış Ortam Kuru ve Yaş Sıcaklık Değerlerinin Tablo (devamı)

Şehir	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Şehir	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)
Çorum	29	19	Ordu	30	22
Denizli	38	24	Rize	30	26
Diyarbakır	42	23	Sakarya	35	25
Edirne	36	25	Samsun	32	25
Elazığ	38	21	Siirt	40	23
Erzincan	36	22	Sinop	30	25
Erzurum	31	23	Sivas	33	20
Eskişehir	34	24	Tekirdağ	33	25
Gaziantep	39	23	Tokat	29	20
Giresun	29	25	Trabzon	31	25
Gümüşhane	33	23	Tunceli	37	22
Hakkâri	34	20	Şanlıurfa	43	24
Hatay(Ant.)	37	28	Uşak	35	22
Hatay (İsk)	37	29	Van	33	21
Isparta	34	21	Yozgat	32	20
İçel (Mers.)	35	29	Zonguldak	32	25
İçel (Tars.)	36	28			

Soğutulacak ortama ait soğutma hesabı yapılırken güneşi gören dış duvarda ışıyım yolu ile meydana gelen ilave ısı kazancı da göz önüne alınmalıdır. Bu değerin hesaplanması için hazırlanmış pratik bir yöntemle göre duvar sıcaklığı renklere göre değişebilir. Bunun belirlenmesi için ise tablo 9 verilmiştir (MMO 2006).

Tablo 9. Güneş Etkisi İle Dış Duvar Sıcaklığının Renklere Göre Değişimi

	Doğu	Güney	Batı	Düz cam
Koyu	4	3	4	10
Normal	3	2	3	8
Açık	2	1	2	5

4.9.3. T_i İç Ortam Sıcaklığı

İç sıcaklığın belirlenmesinde, soğutulacak ortamın ne olarak kullanılacağı en önemli faktördür. Soğutulan ortam okul, hastane, iş yeri gibi sınıflara ayrılarak gerekli ortam sıcaklığı buna göre belirlenmelidir.

Soğutma işleminin uygulanacağı yer olan Muğla Üniversitesi Sağlık Merkezi binası yapı elemanları Makine Mühendisleri Odası'nın hazırladığı Isı Yalıtım Programı'na girildi. Bu program yıllık ısıtma ihtiyacı, maksimum ısıtma ihtiyacı, ısı ihtiyacı kimlik belgesi gibi verileri hazırlar. Programa ait çıktılar Ek 1 de verilmiştir.

Soğutma yükü belirlenmesi için bulunması gereken K ($W / m^2 K$) verilen formül ile hesaplanır.

Dış Duvar için K değeri ve Isı Geçişi (q),

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{k_i} + \frac{1}{h_d} \Rightarrow \frac{1}{K} = \frac{1}{23} + \frac{1}{2,9} + \frac{0,025}{2,8} + \frac{0,2}{0,043} + \frac{0,025}{0,87} + \frac{1}{9}$$

$$K_{dışd} = 0,206 \text{ W / m}^2 \text{ K} \text{ Olarak bulunur.}$$

$$q = KA(T_d - T_i) \Rightarrow q_{dışd} = 0,206 \times 660(40 - 22) = 2446W$$

Yapı Tabanı için K değeri ve Isı Geçişi (q),

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{k_i} + \frac{1}{h_d} \Rightarrow \frac{1}{K} = \frac{1}{9} + \frac{0,04}{1,5} + \frac{0,07}{1,5} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{0,1}{1,52} + \frac{0,15}{1,75} + \frac{1}{\infty}$$

$K_{tab} = 0,352 \text{ W} / \text{m}^2\text{K}$ olarak bulunur. Bu değerin duvarlara oranla biraz yüksek olması temas ettiği yüzey nedeni ile normaldir.

$$q = KA(T_d - T_i) \Rightarrow q_{tab} = 0,352 \times 757(30 - 22) = 3197W$$

bulunur.

Tavan için K değeri ve Isı Geçişi (q),

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{k_i} + \frac{1}{h_d} \Rightarrow \frac{1}{K} = \frac{1}{9} + \frac{0,1}{1,5} + \frac{0,025}{0,85} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{0,25}{0,87} + \frac{1}{9}$$

$K_{tav} = 0,32 \text{ W} / \text{m}^2\text{K}$ Olarak hesaplandı.

$$q = KA(T_d - T_i) \Rightarrow q_{tav} = 0,32 \times 757(40 - 22) = 4360W$$

olarak bulunur.

Cidarlardan Olan Toplam Isı Geçişi (q_T),

$$q_T = q_{dışd} + q_{tab} + q_{tav} \Rightarrow 2446 + 3196 + 4360 = 10002W$$

Olarak bulunur. $W = J / s$ Birim değişimi yapılarak $10002W = 10002J / s$ olur. Bu da $36000 \text{ kJ} / s$ eder.

4.9.4. Hava Değişiminde Olan Isı Kazancı

Soğutulan ortama giriş ve çıkış sırasında açılan kapılar veya havalandırmalar nedeni ile ortama bir miktar sıcak hava, dolayısıyla da ısı girişi olur. Bu da ilave bir soğutma yükü anlamına gelir. Tabi ki bu yöntemle ortama giren havanın miktarının belirlenmesi oldukça zor bir işlemdir. Bunun için geliştirilmiş pratik bir yöntem ile hesaplama yaklaşık olarak yapılabilir.

$$q_d = (\text{Değişimkatsayısı})(\text{toplamlıacim})(h_d - h_i) \rho \quad (4.51)$$

Burada ρ değeri havanın yoğunluğunu (kg/m^3), h_d ve h_i psikrometrik diyagramdan bulunan dış ve iç hava entalpileridir. Bu hesaplama entalpiler yüzünden biraz karışık olunca bir başka pratik çözüm bulunmuştur. Yaklaşık sonuç veren bu yöntemde entalpi yerine sıcaklık farkları kullanılır (MMO 2006).

$$(h_d - h_i) \rho \square c_p (T_d - T_o) \quad (4.52)$$

Burada c_p değeri yaklaşık $1300J/m^3K$ olup havanın özgül ısısıdır. Hava değişim katsayısı tablosundan seçilen katsayı 1,17 ve yapı toplam hacmi $4650 m^3$ dir. Bu değerler yenine konularak (MMO 2006).

$$q_d = (\text{Değişimkatsayısı})(\text{toplamlıacim})(h_d - h_i) \rho$$

$$q_d = (1,17)(4650)(40 - 22)1300 = 5201kJ/h$$

4.9.5. Pencereleden Gelen Isı Kazancı

Muğla Üniversitesi Sağlık Merkezi binasında toplam pencere alanı 77 m^2 olarak hesaplandı. Bununla birlikte Makine Mühendisleri Odası Isı Yalıtım Programı tarafından yapılan hesaplamada pencereden olan ısı kazanımı 258 kW olarak hesaplandı. Bu değer $928kJ/h$ olarak bulundu.

4.9.6. İnsandan Gelen Isı Kazancı

Yukarıda verilen ısı kazançlarına ilave olarak insandan kazanılan ısı, elektrikli aletlerden kazanılan ısı, aydınlatmadan kazanılan ısı gibi soğutma yükünü etkileyen değeriler olsa da bu değerlerden insandan kazanılan ısı dışındakiler ihmal edilebilecek seviyededirler. İnsandan kazanılan ısının hesaplanabilmesi için geliştirilmiş yöntemde $+10^0C$ üzeri soğutulan ortamlarda q_{insan} yaklaşık olarak 210

W alınır. Bu değer yaklaşık insan sayısı ile çarpılarak insandan gelecek ısı miktarı bulunur.

$$210W \times 300 = 63kW = 226kJ / h$$

Bu hesaplamalar Makine Mühendisleri Odası tarafından hazırlanan kitaptan alınan formüllerle hesaplanmıştır. Bu kitapta hesaplama birimi olarak kJ / h kullanılmıştır. Hesaplamalar yapıldıktan sonra toplam ısı geçişi kWh birimine çevrilmiştir.

Muğla Üniversitesi Sağlık Merkezi binasının soğutma yükü yukarıda bulunan yüklerin toplamına eşittir. Bu değer de $200.000 kcal/h$ yani $234kWh$ olarak bulunur.

4.10. Muğla Üniversitesi İçin Tasarlanan Sistemin Boyutlandırılması

Muğla üniversitesi için yapılan tasarım için absorpsiyonlu soğutma sistemi ve mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi AHP yöntemi ile karşılaştırıldı. Bu yöntem ile yapılacak uygulama için hangi sistemin daha verimli olacağı karşılaştırıldı.

4.10.1 Analitik Hiyerarşi Süreci (AHP)

Analitik hiyerarşi süreci karar verme yönteminin matematiksel değerlerle yapılabilmesini sağlayan bir metottur. Bu metodun en büyük avantajı karar verilecek sistemler arasında üstünlükler ve zayıflıklar ne kadar fazla olursa olsun her bir ayrıntının değerlendirilmesine olanak sağlamasıdır.

Bu işlemde öncelikle faydaların ve maliyetlerin tablosu hiyerarşi ağacı oluşturuldu. Bu ağaçta her bir etken yazıldı. Aralarında seçim yapılacak sistemlerden hangisinde bu etkenlerin daha yüksek olduğu belirlendi. Bu belirleme için gerekli tablolar oluşturuldu. Absorpsiyonlu soğutma sistemi ve mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemi için fayda ve maliyet değerleri hesaplandı. Her bir sistemin fayda maliyet oranları bulundu ve karşılaştırıldı. Analitik hiyerarşi sürecine göre karşılaştırılan sistemlerden yüksek orana sahip olanı matematiksel olarak daha uygun bir sistemdir.

4.10.2. Karar verme probleminin tanımlanması

Karar verme probleminin tanımlanması, iki aşamadan oluşturuldu. İlkinde karar noktaları saptandı, İkinci aşama karar noktalarını etkileyen faktörler saptandı. Bu çalışmada karar noktalarının sayısı m , karar noktalarını etkileyen faktör sayısı ise n ile sembolize edildi.

Değerlendirmede birinci faktör üçüncü faktöre göre karşılaştırmayı yapan tarafından daha önemli görünüyorsa, bu durumda karşılaştırma matrisinin birinci satır üçüncü sütun bileşeni ($i = 1, j = 3$) 3 değerini alır. Aksi durumda yani birinci faktörün üçüncü faktörle karşılaştırılmasında, daha önemli tercihi üçüncü faktörden yana kullanılacaksa bu durumda karşılaştırma matrisinin birinci satır üçüncü sütun bileşeni $1/3$ değerini alır.

Aynı karşılaştırmada birinci faktörle üçüncü faktörün karşılaştırılmasında faktörler eşit öneme sahip oldukları yönünde tercih kullanılıyorsa bu durumda bileşen 1 değerini alır.

Tablo 11. Önemi Sayısal Değere Çevire Tablosu

Önem Değerleri	Değer Tanımları
1	Her iki faktörün eşit öneme sahip olması durumu
3	1. Faktörün 2. faktörden daha önemli olması durumu
5	1. Faktörün 2. faktörden çok önemli olması durumu
7	1. Faktörün 2. faktöre göre çok güçlü bir öneme sahip olması durumu
9	1. Faktörün 2. faktöre göre mutlak üstün öneme sahip olması durumu
2,4,6,8	Yukarıda verilen değerlerin arasında kalma durumunda

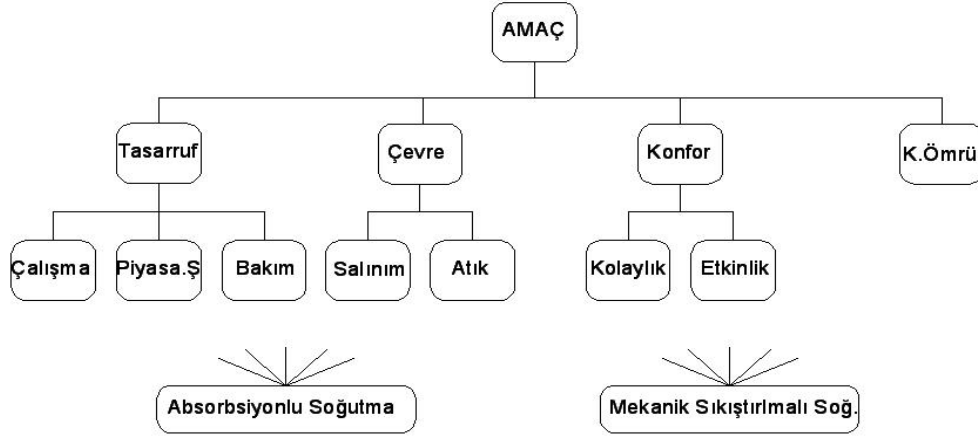
Yukarıda gösterildiği gibi sayısal değerler belirlenir. Bu değerler Expert Choice adlı programa girilerek faydaların ve maliyetlerin tabloları oluşturuldu. Program gerekli hesaplamaları yaparken şu adımları izler;

- Faktörlerin Yüzde Önem Dağılımları Belirler
- Faktör Kıyaslamalarındaki Tutarlılık Ölçer
- Her Bir Faktör İçin, m Karar Noktasındaki Yüzde Önem Dağılımları Bulur
- Karar Noktalarındaki Sonuç Dağılımının Bulur.

Bu sayede seçim yapılacak iki soğutma sistemi arasında yapılan tüm ikili kıyaslamalar değerlendirilmiş olur.

4.10.3. Faydaların Hiyerarşisi

İncelemeyi iki guruba ayırarak yapıldı. Birinci gurupta karşılaştırılacak olan sistemlerin faydaları göz önüne alındı. Burada her iki sisteminde avantajları göz önüne alınarak hangi sistemin daha faydalı olduğunu belirlendi.



Şekil 29. Faydaların Hiyerarşisi

Faydalar hiyerarşisi değerlendirilirken tasarruflar, çevresel etkiler, konfor ve kullanım ömrü göz önüne alındı. Her bir kriterin diğerine göre oranı aşağıdaki tabloda verildi.

Tablo 12. Faydalar Hiyerarşi Birinci Seviye Karşılaştırılması

	<i>Tasarruflar</i>	<i>Çevresel etkiler</i>	<i>Konfor</i>	<i>K. ömrü</i>	
<i>Tasarruflar</i>	1	1/4	1/5	1/3	0,070
<i>Çevresel etkiler</i>		1	1/2	3	0,294
<i>Konfor</i>			1	5	0,506
<i>Kullanım ömrü</i>				1	0,130

4.10.3.1. Tasarruflar

Absorbsiyonlu soğutma sitem ilk yatırım maliyetinin çok yüksek olmasına karşın kullanım maliyeti oldukça düşük ve bakım onarım maliyeti de sifıra yakındır. Fakat sistemin kullanım dışı olduğu durumlarda maliyeti yükselir. Bu yüzden

sistemler değerlendirirken hiyerarşi ağacında parasal faydaların altında iki başlık açıldı. Bunlar “Kullanım Tasarrufları” ve “Bakım Onarım Tasarrufları”dır.

Tablo 13. Faydalar Hiyerarşi Parasal Faydaların Karşılaştırılması

	Kullanım Tasarufu	B-O Tasarrufları	Piyasa Değişimleri	
Kullanım Tas.	1	3	2	0,550
B-O Tas.		1	1	0,210
Piyasa Değ.			1	0,240

4.10.3.1.1. *Kullanım tasarrufları*

Alternatif sistemler arasında hangisinin kullanım sırasında daha fazla tasarruf sağladığı incelendi. İncelediğimiz sistemlerden birincisi (Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi) kullanım sırasında ihtiyaç duyduğu enerjinin neredeyse tamamını güneşten sağlar. Mekanik çevirimli soğutma sistemi ise elektrik kaynaklı çalışır. Bu yüzden absorbsiyonlu soğutma sisteminin kullanım tasarrufları daha fazladır.

Tablo 14. Faydalar Hiyerarşi Kullanım Tasarrufları

Kullanım Tasarruflar	Absorb. Sistem	Mekanik Ç.Sistem	
Absorb. Sistem	1	9	0,900
Mekanik Ç.Sistem		1	0,100

4.10.3.1.2. Piyasa şartlarına bağımlılık

Değişen piyasa şartları özellikle ülkemizde artan elektrik fiyatları birçok sistemin çalışma maliyetini artırdı. Tasarlanan sistemlerin bu şartlara bağlı olmadan çalışması maliyetin hesaplanabilirliğini artırır.

Tablo 15. Faydalar Hiyerarşi Piyasa Değişiminden Etkilenmeme

<i>P.D Etkilenmeme</i>	<i>Absorb. Sistem</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	8	0,889
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>		1	0,111

4.10.3.1.3. Bakım onarım tasarrufları

Her iki sistemde incelenirken kurulumunun sonrasında ihtiyaç duyulacak bakım ve meydana gelebilecek arızalar nedeni ile oluşacak onarım masrafları değerlendirildi. Bu değerlendirme onarıma ihtiyaç duyma sıklığı, onarımın yapılma süresi ve maliyeti göz önüne alındı. Absorbsiyonlu soğutma sistemi daha uzun aralıklarla bakıma ihtiyaç duysa da, yapılan bakımın maliyeti yüksek olur.

Tablo 16. Faydalar Hiyerarşi Bakım Onarım Tasarrufları

<i>B-O Tasarrufları</i>	<i>Absorb Sistem</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	5	0,833
<i>Mekanik Ç.Sist.</i>		1	0,167

4.10.3.2. Çevresel etkiler

Absorbsiyonlu soğutma sistemi çalışma esnasında sıfır karbon salınımı yapar ve elektrik tüketimi yapmaz. Bu nedenle çevresel etkiler bakımından mekanik çevrimli soğutma sistemlerine göre öndedir.

Çevresel etkiler incelenirken faydalar hiyerarşisi iki ayrı guruba ayrıldı. Bunları “Sıfır Karbon Salınımı” ve “Düşük Atık Miktarı”dır.

Tablo 17. Faydalar Hiyerarşi Çevresel Etkilerin Karşılaştırılması

	Karbon Salınımı	Düşük Atık Oluş.	
Karbon Salınımı	1	2	0,667
Düşük Atık Oluş.		1	0,333

4.10.3.2.1. Karbon salınımı

Kullanım maliyetlerinde de bahsedildiği gibi absorpsiyonlu sistem elektrik tüketimi ve karbon salınımı bakımından avantajlıdır. Mekanik çevirimli sistem ise elektriğimizin % 45 inden fazlasının fosil yakıtlarla elde edildiğini de düşünürse önemli ölçüde karbon salınımı yapmaktadır. Ve bu da iki sistemin çevresel etkilerinin karşılaştırılmasında önemli bir noktadır.

Tablo 18. Faydalar Hiyerarşi Karbon Salınımı

Karbon Salınımı	Absorb. Sistem	Mekanik Ç.Sistem	
Absorb. Sistem.	1	9	0,900
Mekanik Ç.Sistem		1	0,100

4.10.3.2.2. Düşük atık oluşumu

Absorpsiyonlu soğutma sistemi elektrik kullanmadığı için enerji üretiminde atık oluşturmasa da kullanılan kimyasalların üretilmesi ve kullanılacak olan parçaların üretilmesinde atık madde üretilmesine sebep olur.

Mekanik çevirimli soğutma sistemleri ise elektrik üretimi esnasında ve sistem için gerekli teçhizat üretimi sırasında atık madde oluşmasına sebep olur.

Tablo 19. Faydalar Hiyerarşi Düşük Atık Oluşumu

<i>Düşük Atık Olş.</i>	<i>Absorb. Sistem</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	7	0,875
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>		1	0,125

4.10.3.3. Konfor

Tasarlanan absorpsiyonlu sistemin gün içinde sürekliliği hava durumuna bağlı olduğu için bazı aksaklıklar olur. Fakat kullanım esnasında hava şartlarının uygun olması durumunda daha yüksek verimli ve daha hızlı hizmet verir. Konfor değerlendirmesi yapılırken “Kullanım Kolaylığı” ve “Kullanım Etkinliği” olarak ayrıldı.

Tablo 20. Faydalar Hiyerarşi Konfor Karşılaştırılması

	<i>Kullanım Kolaylığı</i>	<i>Kullanım Etkinliği</i>	
<i>Kullanım Kolaylığı</i>	1	3	0,750
<i>Kullanım Etkinliği</i>		1	0,250

4.10.3.3.1. Kullanım kolaylığı

Her iki sistem de kurulduktan sonra kullanımlarının kolaylığı yakın olmaktadır fakat çevresel koşullara bağlılık ve çalıştırma aşaması absorpsiyonlu sistemin dezavantajı olarak değerlendirildi.

Tablo 21. Faydalar Hiyerarşi Kullanım Kolaylığı

<i>Kullanım Kolaylığı</i>	<i>Absorb. Sistem</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem.</i>	1	1	0,500
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>		1	0,500

4.10.3.3.2. Kullanım etkinliği

Her iki sistem de kullanılacağı yerin yapısına göre belirlenen soğutma yüküne göre tasarladı. Fakat sistemler arasında çalışmaya başlaması ve çalışma etkinliği yönlerinden ayrıldı. Absorbsiyonlu soğutma sistemi çalışmaya başladıktan sonra daha etkin soğutma yapar. Fakat sistem ilk çalışmaya başlama süresi bakımından mekanik evirimli sisteme göre daha geç tepki verir.

Tablo 22. Faydalar Hiyerarşi Kullanım Etkinliği

<i>Kullanım Etkinliği</i>	<i>Absorb. Sistem</i>	<i>Mekanik .Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	1/2	0,333
<i>Mekanik .Sistem</i>		1	0,667

4.10.3.4. Kullanım mr

Kullanım mr sistemlerin özellikle yatırım aşamasında değerlendirilen özelliklerden biridir. Bu süre ne kadar uzun olursa sistem o kadar avantajlıdır. Absorbsiyonlu soğutma sistemi gerekli bakım onarımları yapıldığı sürece çalışır. Fakat bazı parçalarının periyodik olarak değiştirilmesi gerekir. Mesela sistemde kullanılan basınçlı kapların TSE ve EN de belirtildiği üzere 10 yıl kullanım ömürleri var. Sistem bu süre sonrasında da verimli ve sorunsuz şekilde çalışabiliyorsa tank değiştirilerek sistem kullanılmaya devam edilir.

Tablo 23. Faydalar Hiyerarşi Maksimum Kullanım mr

<i>Kullanım mr</i>	<i>Absorb. Sistem</i>	<i>Mekanik .Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	3	0,750
<i>Mekanik .Sistem</i>		1	0,250

Yukarıda verilen bilgilerin ışığında oluşturulan AHP tabloları Expert Choice programı yardımı ile analitik hiyerarşi süreci yöntemine göre hesaplandı.

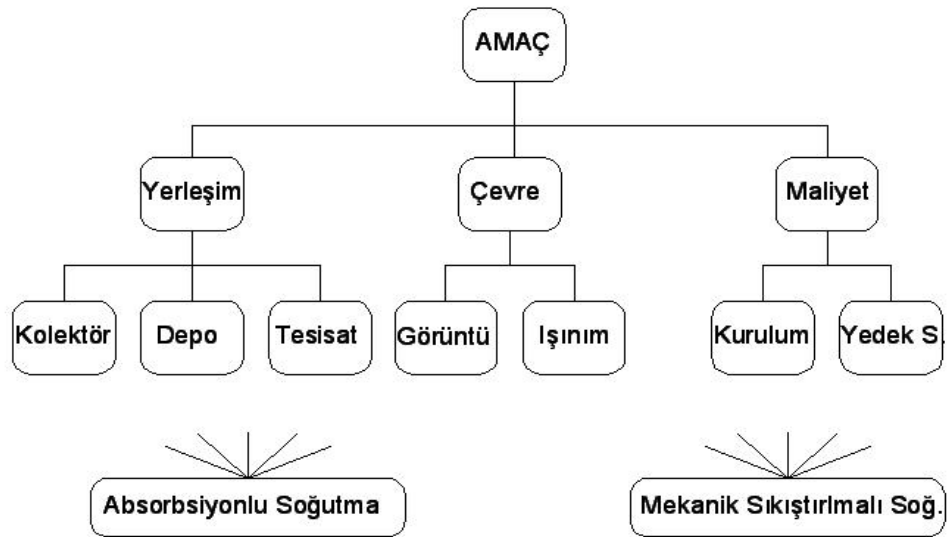
Bu hesaplama sonucunda absorpsiyonlu soğutma sistemi ve mekanik sıkıştırımlı soğutma sisteminin faydaları belirlendi. Bu değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 24. Faydalar Hiyerarşi Sonuç Oranı

AMAÇ	FAYDALAR
<i>Absorpsiyonlu Sistem</i>	0,606
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	0,394

4.10.4. Maliyetlerin Hiyerarşisi

Burada her iki sistemin kullanımı ve kurulumu esnasında meydana gelecek maliyetler incelenecektir. Bu maliyetlerin yüksek olması sistemin seçilmemesine sebep olabileceği gibi eğer faydalarla oranlarına bakıldığında daha avantajlı bulursa seçilebilmektedir. Maliyetlerin hiyerarşisinde “Maliyet” , “Zararlı Çevresel Etkiler” ve “Arazi Kayıpları” ana başlıklarında değerlendirilecektir.



Şekil 30. Maliyetlerin Hiyerarşisi

Maliyetlerin hiyerarşisi yerleşim alanı, çevresel etkiler ve parasal maliyet olarak ayrılarak incelendi. İnceleme sonucu belirlenen oransal değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 25. Maliyetlerin Hiyerarşi birinci seviyenin karşılaştırması

	Maliyet	Çevresel Etkiler	Arazi kayıpları	
Maliyet	1	1/4	3	0,211
Çevresel Etkiler		1	7	0,705
Arazi kayıpları			1	0,084

4.10.4.1. Maliyet

Sistemlerin tercihlerinde en önemli kıstas biri maliyettir. Maliyet sistem ömrü ve kullanım maliyetine bağlı olmakla beraber bu tezde “Ekstra Kurulum Maliyeti” , “Çevrim Dışı Süre Maliyeti” olarak ayrıldı.

Tablo 26. Maliyetlerin Hiyerarşi Parasal Maliyetlerin karşılaştırması

	Kurulum Maliyeti	Çevrim Dışı Süre	
Kurulum Maliyeti	1	4	0,800
Çevrim Dışı Süre		1	0,200

4.10.4.1.1. Ekstra kurulum maliyeti

Mekanik çevirimli sistem kurulum maliyeti absorbsiyonlu soğutma sistemine göre daha düşüktür. Bunun nedeni absorbsiyonlu soğutma sistemi için gereken odaklı toplayıcılar ve akışkanların toplandığı tankın maliyetinin yüksek olmasıdır. Ayrıca bu sistemin yaygın olarak kullanılmaması ve seri üretime geçilmemiş olması da maliyetin yüksek olmasının bir diğer sebebidir. Küçük ölçekte Absorbsiyonlu sistemin toplam kurulum maliyeti 11000 TL civarında olmaktadır. Ve bu sistem normal koşullarda 6-7 yıl arasında masrafını karşılar. Muğla Üniversitesi Sağlık

hizmetleri binasının soğutması için tasarlanan sistemin yatırım maliyeti çok daha yüksek olmakla beraber aynı oranda tasarruf sağladığı için sistem yaklaşık olarak 6-7 yıl arasında kendini amorti eder.

Tablo 27. Maliyetler Hiyerarşi Ekstra Kurulum Ömrü

<i>Extra Kurulum M.</i>	<i>Absorb. Sistem</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem.</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	1/5	0,167
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>		1	0,833

4.10.4.1.2. Çevrim dışı süre maliyeti

Çevrim dışı süre maliyeti sistemin kullanılmadığı sürenin getirdiği maliyettir. Bu maliyet absorpsiyonlu soğutma sisteminde çok yüksektir. Bunun nedeni de sistemin çalışması için gereken hava koşullarını sağlanamadığı zamanların olması ve tekrar çalışmaya başlama süresinin uzun olmasıdır. Bu sistem çevrim dışı olduğu süre ya konfor açısından düşüşe neden olacak ya da kurulacak yardımcı sistem ile konforun bozulması engellenecektir. Bu da ekstra maliyet demektir.

Tablo 28. Maliyetler Hiyerarşi Çevrim Dışı Süre Maliyeti Değerlendirmesi

<i>Çevrim Dışı S. M.</i>	<i>Absorb. Sistem</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	1/5	0,167
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>		1	0,833

4.10.4.2. Zararlı Çevresel Etkiler

Günümüzde yoğun şekilde hissedilen çevresel kirlilik ve etkilerini azaltmak için birtakım çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmaların yanı sıra mevcut sistemlerin de çevreye etkileri incelenmekte ve karar sürecinde incelenmektedir. Kıyaslanan

sistemler için bu etkiler incelenirken iki ana guruba ayrıldı. Bunlar “ Görüntü Kirliliği” ve “Odaklı Toplayıcıdan Yayılan Yoğun Işınım” .

Tablo 29. Maliyetlerin Hiyerarşi Zararlı Çevresel Etkilerin İncelenmesi

	Görüntü Kirliliği	Yoğun Işınım	
Görüntü Kirliliği	1	2	0,667
Yoğun Işınım		1	0,333

4.10.4.2.1. Görüntü kirliliği

Sistemlerin monte edildiği yaşam alanlarında meydana getireceği görüntü kirliliği yapılacak tercihleri olumsuz yönde etkileyecektir. Absorbsiyonlu sistem kurulumunda en büyük görüntü kirliliğini kullanılan odaklı toplayıcılar ve depolama tankı oluşturur. Ayrıca bu sistem için kullanılan toplayıcıların ve tankın mümkün olan en yakın yerde bulundurulma zorunluluğu da bu kirliliğin etkilerini daha belirgin hale getirir. Mekanik çevirimli soğutma sisteminde ise binaların dışında gördüğümüz parçalarda önemli ölçüde görüntü kirliliği oluşturur.

Tablo 30. Maliyetler Hiyerarşi Görüntü Kirliliği Değerlendirmesi

Görüntü Kirliliği	Absorb. Sistem	Mekanik Ç.Sist.	
Absorb. Sistem	1	6	0,857
Mekanik Ç.Sistem		1	0,143

4.10.4.2.2. Odaklı toplayıcıdan yayılan yoğun ışınım

Absorbsiyonlu sistemde kullanılan odaklı toplayıcı sistemin çalışması sırasında yoğunlaştırdığı ışınımı akışkan üzerine vermektedir. Bu sistemin insanların bulunduğu yerlerden uzaklara kurulması ve çalışırken insanların yaklaşmasının engellenmesi gerekir.

Tablo 31. Maliyetler Hiyerarşi Oluşan Yoğun Işınım Değerlendirmesi

<i>Yoğun Işınım</i>	<i>Absorb. Sistem</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	3	0,250
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>		1	0,750

4.10.3.3. Arazi Kayıpları

Her iki sistem de farklı oranlarda kurulum alanlarına ihtiyaç duyar. Bu alanların bir kısmı konut içerisinde olmakla beraber büyük bir kısmı konut dışında olmaktadır. Bu arazi kayıplarının fazla olması sistem için dezavantajdır. Arazi kayıpları “Odaklı Toplayıcı Alanı” , “ Depolama tankı Alanı” ve “Tesisat Alanı” olarak incelendi.

Tablo 32. Maliyetlerin Hiyerarşi Arazi Kayıplarının Değerlendirilmesi

	<i>Odaklı Topl. Alanı</i>	<i>Depolama Tank A.</i>	<i>Tesisat Alanı</i>	
<i>Odaklı Topl. Alanı</i>	1	2	3	0,550
<i>Depolama Tank A.</i>		1	1	0,240
<i>Tesisat Alanı</i>			1	0,210

4.10.4.3.1. Odaklı toplayıcı alanı

Sadece absorpsiyonlu soğutma sistemi için gereken bu alan sistemin en büyük dezavantajlarından biridir. Bu alan sistem kapasitesine göre değişmekte olup büyük sistemler için hatırı sayılır bir alandır.

Tablo 33. Maliyetler Hiyerarşi Toplayıcının Arazi Kaybı Değerlendirmesi

<i>Toplayıcı Arazi K.</i>	<i>Absorb. Sistem</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	1/2	0,333
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>		1	0,667

4.10.4.3.2. Depolama tankı alanı

Bu alanda sadece absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli olup bina içerisinde ya da dışında olabilir. Odaklı toplayıcılar kadar olmasa da geniş bir alana ihtiyaç duyulabilir.

Tablo 34. Maliyetler Hiyerarşi Depolama Tankı Alan Kaybı Değerlendirmesi

<i>Dep. Tankı Alanı</i>	<i>Absorb. Sistem.</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	1/2	0,333
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>		1	0,667

4.10.4.3.3. Tesisat alanı

Her iki sistem için de yakın alanlara ihtiyaç duyulmakla beraber absorpsiyonlu sistemin dışarıda bulunan odaklı toplayıcılarla yapılacak mekanik bağlantı nedeni ile biraz daha fazla ihtiyacı vardır.

Tablo 35. Maliyetler Hiyerarşi Tesisat Alan Kaybı Değerlendirmesi

<i>Tesisat Alanı</i>	<i>Absorb. Sistem.</i>	<i>Mekanik Ç.Sistem</i>	
<i>Absorb. Sistem</i>	1	3	0,750
<i>Mekanik Ç.Sistem</i>		1	0,250

Belirlenen bu oranlar da Expert Choice programı yardımı ile analitik hiyerarşi süreci yöntemi hesapları için kullanıldı. Bu hesaplama sonucunda absorpsiyonlu soğutma sistemi ve mekanik sıkıştırılmalı soğutma sisteminin maliyetleri belirlendi. Bu değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 36. Maliyetler Hiyerarşi Sonuç Tablosu

AMAÇ	MALİYETLER
<i>Absorpsiyonlu Sist.</i>	0,523
<i>Mekanik Ç.Sist.</i>	0,477

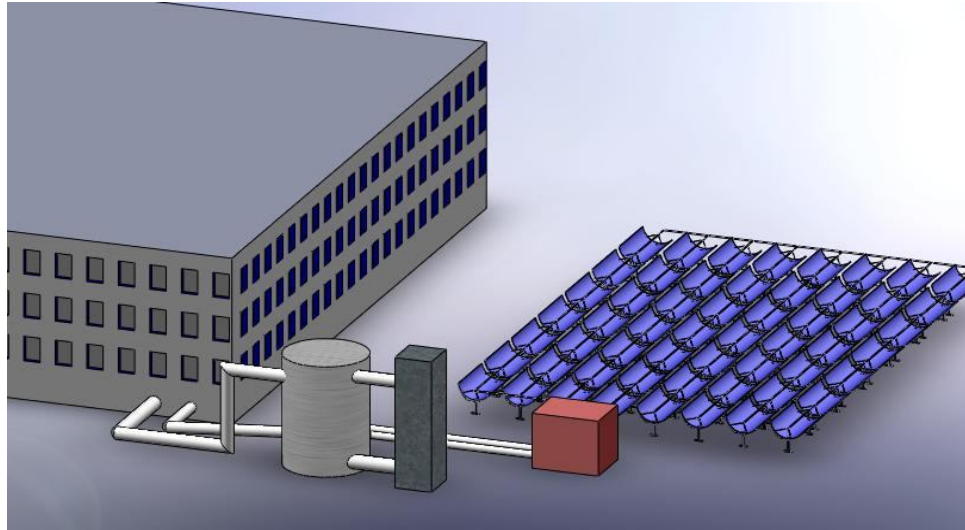
Faydaların ve Maliyetlerin hiyerarşileri hazırlandıktan sonra AHP metodu yapılan hesaplamalarda elde edilen sonuçlar aşağıdaki tabloda verildi. Bu tabloda elde edilen sonuç, Faydaların maliyetlere oranı alınarak hesaplandı. Tabloda da görüldüğü üzere absorpsiyonlu soğutma sisteminin Fayda/Maliyet oranı Mekanik çevrimli soğutma sisteminden daha yüksektir (Tablo 37). Oranın yüksek olması AHP metodu ile yapılacak seçimde daha uygun olduğunu gösterdi. Sonuç olarak AHP metodu ile yapılan tercih Absorpsiyonlu soğutma sisteminden yanadır.

Tablo 37. Fayda-Maliyet Oranları

	FAYDALAR	MALİYETLER	SONUÇ (F/M)
<i>Absorpsiyonlu Soğutma</i>	0,606	0,523	1,159
<i>Mekanik Ç. Soğutma.</i>	0,394	0,477	0,826

Bu tezde Muğla İli merkezinde bulunan Muğla Üniversitesi'nde kullanılması planlanan güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi, güneş enerjisi kaynaklı olarak tasarlandı. Muğla coğrafi konum itibari ile ülke ortalamasının üstünde güneşlenme süresine ve şiddetine sahip bir ildir. Ayrıca bu ilimizde yaz aylarında bulutlu gün sayısının az olması, hava kirliliğinin düşük olması gibi etkenler sayesinde güneş enerjisinden yararlanma oranı daha da yükselir. Kullanılacak kolektörler, absorpsiyonlu soğutma sisteminin yüksek sıcaklık ihtiyacı sebebi ile parabolik oluklu kolektörlerden seçildi. Bu kolektörler daha önceki bölümlerde de belirtildiği üzere 300⁰C sıcaklıklara ulaşabilir. Kış aylarında ışınımın azalması nedeni ile bu sıcaklıkta düşüş olsa da yine standart düz kolektörlere göre daha yüksek sıcaklıklar elde edilir.

Muğla Üniversitesi için yapılan tasarım şematik gösterimi Şekil 30'da gösterilmiştir.



Şekil 30. Muğla Üniversitesi Yerleşkesi'nde Kurulması Düşünülen Güneş Enerjili Parabolik Oluk kolektörlü Isıtma-Soğutma Sistemi Üç Boyutlu Çizimi

Tasarlanan sistemi iki farkı çevrimi vardır. Birincisi yaz aylarında Sağlık Merkezi binasının soğutma ihtiyacını karşılayacak çevrimdir. Bu çevrimde parabolik oluklu kolektörden elde edilen sıcak akışkan absorpsiyonlu soğutma sistemine aktararak elde edilen soğutma gücü Sağlık Merkezi binasına aktarılır.

Bölüm 4.9’da Mediko binasının soğutma yükü hesaplandı. Bu değeri karşılayacak kolektör ve absorpsiyon makinesi firmalardan alınan sistem değerlerine göre belirlendi.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi yaz aylarında kullanılacaktır. Böylece toplam soğutma saati

$$24 \frac{h}{gün} \times 30 \frac{gün}{ay} \times 4 \frac{ay}{yıl} = 2880 \frac{h}{yıl} \text{ Olarak belirlendi.}$$

Mediko binasının toplam soğutma yükü (birinci ve ikinci katların soğutma yüklerinin toplamı)

$$80.000 \text{ kcal/h} (kat1) + 120.000 \text{ kcal/h} (kat2) = 200.000 \text{ kcal/h}$$

Bu değeri yıllık

$$2880 \frac{h}{yıl} \times 200.000 \frac{kcal}{h} = 576.000.000 \frac{kcal}{yıl}$$

Bulunur bu da $\frac{kWh}{yıl}$ cinsinden $670.000 \frac{kWh}{yıl}$ Olarak bulundu.

Muğla İli merkezinde metrekaresine gelen ışınım değerlerinin aylara göre dağılımı tablo 10 da verildi. Bu grafikte en yüksek ışınım ortalaması $204,3 \text{ kWh} / m^2 - ay$ değeri ile haziran ayına, en düşük ortalama ise $56,1 \text{ kWh} / m^2 - ay$ ile aralık ayına aittir.

Tablo 38. Muğla İli Güneş Işınımı Şiddetinin Aylık Ortalama Şiddeti ve Güneşlenme Süreleri

Aylar	Güneş Işınım Şiddeti (kWh/m ² -ay)	Güneşlenme Süresi (saat)
Ocak	64,8	5,06
Şubat	73,2	6,1
Mart	126,3	7
Nisan	161,1	8,07
Mayıs	187,5	9,71
Haziran	204,3	11,75
Temmuz	197,1	11,81
Ağustos	192	11,31
Eylül	151,8	9,91
Ekim	117	7,78
Kasım	76,2	5,94
Aralık	56,1	4,52
TOPLAM	309	98,96

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin aktif olarak çalışacağı yaz aylarında gelen toplam ışınım soğutma yükünün yıllık ihtiyacını karşılayacak enerjidir. Bu miktar

$$204,3(\text{haziran})+197,1(\text{temmuz})+192(\text{ağustos})+151,8(\text{eylül})=745,2\text{kWh} / \text{m}^2 - \text{yıl}$$

Olarak bulundu.

Parabolik oluklu kolektörün kullanıldığı absorbsiyonlu soğutma sisteminde sistem verimi %75 olarak alındı. Bu durumda bir metrekare parabolik oluklu kolektör alanı yıllık ortalama $0.075 \times 745,2 \text{kWh} / \text{m}^2 - \text{yıl} = 558,9 \text{kWh} / \text{m}^2 - \text{yıl}$ Soğutma yükü karşılayacak. Şekil 28'de Muğla merkez global ışınım şiddeti grafiği verilmiştir.



Şekil 31. Muğla Merkez Global Işınım Şiddeti (KWh/m² – gün)

Günümüzde parabolik oluklu kolektör üretiminde hızlı bir artış vardır. Bu artışın sebebi kolektörlerin kullanım alanının yaygınlaşması, yeni tasarımlar sonucu üretimin kolaylaşması ve maliyetinin düşmesidir. Ayrıca yeni tasarımlar kolektör veriminin de yükselmesini sağlamıştır.

Muğla Üniversitesi Mediko binasını soğutmak için gerekli kolektör alanı toplam soğutma yükünün bir metrekare kolektörden elde edilecek enerjiye bölünmesi ile bulundu.

Bu alan

$$\frac{670.000kWh / yıl}{558.9kWh / m^2 - yıl} = 1198m^2 \text{ Bulundu.}$$

Tasarlanan sistemde kullanılmak üzere birçok parabolik oluklu kolektör incelendi. Alman şirketlerinden birisi ile kurulan bağlantı sonrası F. Constante'den alınan ölçüler ve fiyatlar üzerinden hesaplamalar yapıldı. Buradan alınan bir kolektörün alanı $12m \times 5m = 60m^2$ olarak belirlendi.

$$\frac{1198m^2}{60m^2 / adet} = 20 \text{ adet Parabolik oluklu kolektör olarak belirlendi.}$$

Aynı firmadan alınan birim kolektör alan fiyatı 200 Eurodur. (1 Euro, 23 Mayıs 2010 itibarıyla TCMB açıklamasına göre 2,100 TL'dir). Birim kolektör fiyatı TL cinsinden

$2,100TL / Euro \times 200Euro / m^2 = 420TL / m^2$ Olarak bulundu. Toplam kolektör alanı $1198m^2$ olduğu için, toplam kolektör maliyeti

$420TL / m^2 \times 1198m^2 = 503160TL$ Olarak bulundu.

Bu fiyat parabolik oluklu kolektörün satış fiyatıdır. Ayrıca bu fiyat üzerine %10 işçilik ve %5 taşıma maliyetleri de eklenerek parabolik oluklu kolektörün toplam maliyeti 577484TL olarak değiştirildi.

Bu fiyat günümüz şartlarında oldukça yüksek bir yatırım maliyetidir. Fakat sistem çalışma gideri göz önünde tutulduğunda ve alternatifi olan klima sistemlerinin kuruluş maliyetleri de göz önüne alındığında çok da yüksek olmadığı görüldü. Sistemin toplamının geri kazanım süresi daha sonraki bölümde hesaplandı. Bu maliyetlere soğutma makinesinin de maliyetini eklemek gerekmektedir.

Üniversite'nin yıllık ısıtma yükü 10.000.000 kWh/yıl'dır. Kurulu olan ısıtma sistemi LNG ile çalışan kalorifer sistemidir. Bu sistem için LNG şehir dışından özel araçlarla getirilerek Üniversite içerisinde bulunan özel depolarda tutulur. Bu ısıtma sistemi 12-13 Bar'da 80-100°C arasında çalışmaktadır. 300 ton kapasitelidir, kapalı devre olup 150-160 m³/h'lik sirkülasyon pompası ile çalışmaktadır. Parabolik oluklu sistem ısıtma için % 90 verimle çalışmaktadır (Eltez 2003).

Isıtma ayları için toplam güneşten gelen enerji Muğla Işınım Değerleri için hazırlanan tablodan

$$64,8(\text{ocak}) + 73,2(\text{şubat}) + 126,3(\text{mart}) + 161,1(\text{nisan}) + 117(\text{ekim}) \\ + 76,2(\text{kasım}) + 56,1(\text{aralık}) = 674,7kWh / m^2 - \text{yıl}$$

Olarak bulundu. Isıtma işlemi için parabolik oluklu kolektörlerin verimi %90 olduğu için

$$\frac{90}{100} \times 674,7 \text{ kWh} / \text{m}^2 - \text{yıl} = 607,23 \text{ kWh} / \text{m}^2 - \text{yıl}$$

Olarak ısıtma sistemine aktarıldı.

Bu enerjiyi absorpsiyonlu soğutma sistemi için kurulmuş olan parabolik oluklu kolektörler sağlayacaktır. Metrekareye gelen bu ışınım tüm kolektörlerde

$$1198 \text{m}^2 \times 607,23 \text{ kWh} / \text{m}^2 - \text{yıl} = 727461,5 \text{ kWh} / \text{yıl}$$

Kadar ısıtma sistemine aktarılabilecek enerji sağlar. Muğla Üniversitesinin toplam ısıtma yükü $10.000.000 \text{ kWh} / \text{yıl}$ olduğuna göre (Yapı İşleri Daire Başkanlığı) parabolik oluklu kolektör sistemi Üniversitenin tüm ısı yükünün %7,27'sini karşılayacaktır.

4.10.5. Sistemden Sağlanacak Tasarruflar

Güneş enerjili Absorpsiyonlu soğutma sistemi klima diye bilinen mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemin yaptığı soğutmayı yapabilir. Bu sistem Muğla Üniversitesi Sağlık Merkezi binasının tüm soğutma yükünü karşılamak üzere tasarlandı. Bunun anlamı bu binanın soğutulması için hemen hemen hiç elektriğe ihtiyaç duyulmayacak olmasıdır. Mevcut sistem saatte

$$234 \text{ kWh} \times 18,279 \text{ Kr} / \text{ kWh} = 42,8 \text{ TL}$$

Çalışma maliyetine sahip. Bu maliyet yılda (Soğutma İşleminin yapıldığı 4 ay için)

$$4,28 \text{ TL} \times 24 \text{ Saat} \times 120 \text{ gün} = 123178 \text{ TL} \text{ Olarak hesaplandı.}$$

Aynı parabolik oluklu kolektörlerin kullanılacağı ısıtma sistemi kilovat başına 10 kr maliyeti olan LNG kullanmakta. Bu kolektörler $727461,5 \text{ kWh} / \text{yıl}$ enerjinin güneş tarafından karşılanmasını sağlayacak. Bu da yıllık

$$10 \text{ kr} / \text{ kWh} \times 727461,5 \text{ kWh} / \text{yıl} = 727461 \text{ TL}$$

Kadar ısıtma tasarrufu sağlayacak demektir.

Tasarlanana sistemin yıllık toplam tasarrufu ısıtmadan ve soğutmadan elde edilecek tasarrufların toplamına eşittir. Yani güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi yıllık

$$72746TL(\text{ısıtma})+123178TL(\text{soğutma})=195924TL$$

tasarruf sağlayacaktır. Bu tasarruf sistemin ilk yatırım maliyetinin aslında yüksek olmadığını gösterir.

Muğla Üniversitesi Yerleşkesinde parabolik oluk tipli güneş enerjili ısıtma soğutma sisteminin mevcut sisteme entegre olarak kullanılması sonucunda Mayıs 2010 yakıt birim fiyatları dikkate alındığında yılda soğutma sisteminden 123178TL , ısıtma sisteminden 72746TL , toplam olarak 195924TL tasarruf sağlanacaktır.

Sistemin tam olarak kullanıma geçme maliyeti 503160TL kolektör maliyetine ilave olarak; Watt başına 0,29 Euro Absorpsiyon makinesi ve 0,025 Euro pompa maliyeti (Yakaza firmasından alınan bilgiye göre) vardır. Bu da toplam soğutma yükü olan 234kWh ile çarpılarak 73.710 Euro bulunur. TL cinsinden bu miktar 154.791TL olur. Buna ilaveten %10 taşıma ve kurulum maliyeti de eklenince 170.270TL olur. Yani toplam sistem maliyeti

$$503160TL(\text{kolektör})+170270(\text{absorb.mak.})=673430TL$$

Sistem ilk yatırım maliyeti ve yıllık geri kazanımlar göz önünde tutulur ve yıllık faiz oranı da %10 kabul edilirse $F = P(1+i)^n$ ve $A = F(i / ((1+i)^n - 1))$ formüllerinden (F: Gelecekteki fiyatı, A:Yıllık geri kazanım, P: Günümüzdeki fiyatı) yararlanarak

$$200000 = 673430(1+0.1)^n \left(\frac{0.1}{1.1^n - 1} \right)$$

elde edilir, buradan da geri ödeme süresi “n” 4 yıl olarak bulunur. Yani sistem 4 yıl sonunda kendi yatırımını geri kazanacaktır. Bu zamandan sonra her yıl sağlanacak yaklaşık 200000TL lik tasarruf Üniversiteye kalacaktır. Ayrıca sistemin kullanılmasıyla önemli ölçüde CO₂ salınımı azaltılmış olacaktır.

5. SONUÇ ve TARTIŞMALAR

Muğla üniversitesi için tasarlanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin parabolik oluklu kolektörleri metrekarede $558,9kWh/m^2 - yıl$ enerji sağlayacak. Bu enerji $1198m^2$ lik parabolik oluklu kolektör alanı ile Muğla Üniversitesi Mediko binasının soğutma yükü olan $200.000 kcal/h$ 'i karşılayacaktır. Aynı sistem kış aylarında $727461,5kWh/yıl$ 'lik enerji kazancı ile Üniversite toplam ısıtma yükünün %7,27'sini karşılayacak. Bu sayede yapılacak toplam tasarruf yıllık $195924TL$ olacaktır. Sistemin kendisini yatırım maliyetini 4 yılda geri kazanacak olması çok önemli bir noktadır. Bu sadece üniversitelere değil bütün büyük ölçekli binalara uygulanması gereken bir sistemdir. Uygulanacak sistem ne kadar büyük olursa geri kazanımı da o kadar kısa sürede olacaktır.

Bu tasarrufun yanı sıra gerekli ısıtma ve soğutma yüklerinin güneş enerjisi ile karşılanması sayesinde karbon salınımı önemli bir oranda azaltılacaktır.

Muğla ili merkezinde yapılan bu çalışma tam bir güneş ülkesi olan Türkiye'nin hemen hemen her yerinde uygulanabilir. Ülkemizin güneşlenme süresi ve şiddeti açısından bu kadar şanslı olmasına karşılık bu alanda yapılan yatırımların neden bu kadar kısıtlı olduğu ve neden destek bulamadığı önemli bir sorudur. Yaklaşık bir hesaplama ile ülkemizin 1/5 i oranında güneş alan bir ülkenin bizden 5 kat fazla güneşten enerji elde ediyor olmasını sorgulamamız gerekmektedir.

Güneş enerjisi üzerine yapılacak araştırmaların uygulanabilir olmalıdır. Çalışmalar enerjinin hangi amaçla kullanılacağına göre sınıflandırılmalıdır. Değişen enerji piyasası şartlarında güneş enerjisinin kullanıldığı bu sistem, ekonomik ve çevresel açıdan büyük faydalar sağlar. Güneş enerjisinin kullanıldığı sistemlerin yaygınlaştırılması bu açıdan büyük önem taşır. Enerji alanında yapılacak çalışmaların ve araştırmaların yenilenebilir enerji odaklı olması, dünya geleceği açısından büyük önem taşımaktadır.

KAYNAKLAR

Ashrae, 1975 Procedure for Determining Heating and Cooling Loads for Computerizing Energy Calculations. Ashrae, Atalanta.

Ashrae, 2007. Handbook of HVAC Applications. ASHRAE, Atalanta

Duffie, J.A., Beckmann, W.A., 1991. Solar Engineering of Thermal Processes. John Wiley & Sons, New York

Eltez, M., Güneş Enerjisi Kullanımında Isıl Odaklama Teknolojileri ve Uygulama Örnekleri, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 20-21 Haziran 2003.

Garg H.P., 1982. Treatise on Solar Energy, Vol.1, Fundamentals of Solar Energy Resarch. John Wiley&Sons, New York

Gonzalez C.J. Doktora Tezi Simulation Of Heat And Mass Transfer Phenomena İn The Critical Elements Of H2O-Libr Absorption Cooling Machines. Experimental Validation And Application To Design. Catalunya.2005

Kreith, F., Kreider, J.F., 1978. Principles of Solar Engineering. McGraw-Hill, New York.

Kalogirou, S., 2003. Generation of Typical Meteorological Year (TMY-2) for Cyprus. Renewable Energy 28(15).

Meinel, A.B., Meinel, M.P., 1976 Applied Solar Energy –An Introduction. Addison Wesley, Reading MA.

Kılıç, A., Aksel, Ö., Güneş Enerjisi, Kitap İTÜ MAK. Fak., 1980, İstanbul.

R. Thevenot, "History of refrigeration throughout the World", Int. Inst. Refrigeration, Paris 1979.

P. Lamp, F. Ziegler, European research on solar-assisted air conditioning, Int. J. Refrigeration, Vol. 21, No. 4, 1998.

R. Yang, P.L. Wang, A simulation study of performance evaluation of single-glazed and doubleglazed collectors/regenerators for an open-cycle absorption solar cooling system, Solar Energy, Vol. 71, No. 4, 2001, pp. 263-268

http://www.sunwindenergy.com/swe/content/readerservice/reader_service.php?ru

Büyükalaca, O., Yılmaz, T., Güneş enerjisi ile soğutma teknolojilerine genel bir bakış, TMMOB Makine Müh. Odası, Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 20-21 Haziran 2003.

N. K. Bansal, P. K. Bansal, M. S. Sodha, G. N. Tiwari, S. N. Shukla, S. C. Kaushik, and M. A. S. Malik. Reviews of Renewable Energy Resources. Sejawal, M. S., 1983.

Kurem E ve Horuz İ. 2004. Soğurmalı Isı Yükselticilerinde Amonyak-Su İle Lityum Bromür-Su Eriyiklerinin Karşılaştırılması. Uludağ Üniversitesi Mühendislik-mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 9, Sayı 2, 2004

C. Schweigler, A. Costa, M. Harm, M. Hogenauer-Lego, and F. Ziegler. Small Capacity LiBr-Absorption Chiller for Solar Cooling and Waste Heat Utilization. In Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, pages 1–9, 2002.

M. Safarik, L. Richter, C. Heinrich, and M. Otto. Small capacity water/lithium bromide absorption chiller for solar cooling applications. In Proceedings of the 5th ISES Europe Solar Conference (EUROSUN 2004), 2004.

M. Pfaff, R. Saravanan, M. Prakash Maiya, and S. Srinivasa Murthy. Studies of bubble pump for a water-lithium bromide vapour absorption refrigerator. International Journal of Refrigeration, 21(6):452–462, 1998.

R. Kawakami, N. Nishiyama, M. Aimi, and S. Tongu. Development of small sized air-cooled absorption air-conditioner. In Proceedings of the International Gas Research Conference, pages 699–707, 1998.

<http://repa.eie.gov.tr/MyCalculator/Default.aspx> EİE Güneş Enerjisi Potansiyel Atlası (GEPA)

Vapor Absorption Refrigeration Systems Based On Water-Lithium Bromide Pair Lesson 15, Version 1 ME, IIT Kharagpur I.

TMMOB Makine Mühendisleri Odası Soğutma Tesisatı, MMO/295/4

<http://marine.rutgers.edu/mrs/education/class/yuri/erb.html>

<http://www.nrel.gov/gis/solar.html>

http://tr.wikipedia.org/wiki/G%C3%BCne%C5%9F_enerjisi

http://www.dogalgazprojesi.com/forum/forum_posts.asp?TID=2877&PN=3

P. Lamp, F. Ziegler, European research on solar-assisted air conditioning, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 21, No. 4, 1998.

ÖZGEÇMİŞ

01.03.1985 tarihinde Fethiye’de doğdu. 2002 yılında Fethiye Lise’sinden mezun oldu. Lisans eğitimini Gazi Üniversitesi Çorum Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde 2007 tarihinde tamamladı. Şubat 2008 tarihinde Muğla Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Anabilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2009 yılında LPG ve CNG alanlarında faaliyet gösteren Şimşek Otogaz’da makine mühendisi olarak çalışmaya başladı ve halen çalışmaktadır.