

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**GÜNEŞ ENERJİLİ
ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Evren GORALI**

Programı : ENERJİ BİLİM VE TEKNOLOJİ

OCAK 2007

**GÜNEŞ ENERJİLİ
ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Evren GORALI
301041012**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Ocak 2007**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Abdurrahman KILIÇ
Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. Sermin ONAYGİL
Yrd. Doç. Dr. Necmi KAPTAN**

OCAK 2007

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın hazırlanmasında değerli katkıları sağlayan, yol gösteren tez danışmanım Prof.Dr. Abdurrahman Kılıç'a çok teşekkür ederim. Ayrıca desteklerini her zaman hissettiğim hocalarım Prof.Dr. Sermin Onaygil, Yrd.Doç.Dr. Önder Güler ve tüm çalışma arkadaşlarıma da teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olan ve huzurlu bir ortam sağlayan, desteklerini ve ilgilerini hissettiğim anneme, babama ve ağabeyime de çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	V
ŞEKİL LİSTESİ	VI
SEMBOL LİSTESİ	VII
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
1. GİRİŞ	1
2. GÜNEŞ ENERJİLİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ	2
2.1. Elektrikli Sistemler	4
2.2. Isıl Sistemler	4
2.2.1. Isıl-mekanik sistemler	4
2.2.1.1. Güneş enerjili Rankine çevrimli-buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi	4
2.2.2. Isıl dönüşümlü sistemler	6
2.2.2.1. Adsorpsiyonlu soğutma sisteminin tanıtılması	7
2.2.2.2. Adsorpsiyonlu soğutma sisteminin tanıtılması	9
2.2.2.3. Kurutmalı soğutma sistemlerinin tanıtılması	11
3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ	14
3.1. NH ₃ /H ₂ O ve H ₂ O/LiBr Sistemleri	14
3.2. Adsorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi	16
3.3. Adsorpsiyonlu / Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması	17
3.4. Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemi Elemanlarının Tanıtımı	17
3.4.1. Buharlaştırıcı	17
3.4.2. Absorber	18
3.4.3. Isı değiştiricisi	20
3.4.4. Üreteç	21
3.4.5. Deflakmatör	22
3.4.6. Yoğuştırucu	24
3.5. Kütle, Enerji ve Amonyak Dengeleri	25
3.5.1. Buharlaştırıcı	25
3.5.2. Absorber	25
3.5.3. Isı değiştiricisi	26
3.5.4. Deflakmatör	26
3.5.5. Üreteç	27
3.5.6. Yoğuştırucu	27
3.6. Kullanılan Denklemler	28
3.6.1. NH ₃ -H ₂ O çözeltisi için sıvı hal entalpisi	28
3.6.2. NH ₃ -H ₂ O için buhar hal entalpisi	28
3.6.3. Saf Amonyak Doyma Basıncı	29
3.6.4. Çözeltideki soğutucu madde konsantrasyonu	29

3.6.5. Özgül Hacim	29
3.6.6. Sıvı-buhar Dengesi	30
3.6.7. Doymuş Buhar Sıcaklığı	30
3.6.8. NH ₃ doymuş sıvı entalpisi	31
3.6.9. NH ₃ doymuş buhar entalpisi	31
4. SİSTEMİN ÇALIŞMA ŞARTLARI VE HESAPLAMALAR	32
4.1. Sistem Parametrelerinin Seçimi	32
4.1.1. Buharlaştırıcı sıcaklığı	32
4.1.2. Absorber sıcaklığı	32
4.1.3. Yoğuşturucu sıcaklığı	32
4.1.4. Sistem basınçları	32
4.1.5. Üreteç sıcaklığı	33
4.2. Hesaplamalar	33
4.2.1. Deflakmatör Çıkışının 0,999 NH ₃ Olduğu Durum için Hesaplamalar	34
4.2.2. Deflakmatör Çıkışının 0,99 NH ₃ Olduğu Durum için Hesaplamalar	41
4.2.3. Üreteç Çıkışının %100 Amonyak içerdiği Durum için Hesaplamalar	43
4.2.4. Sistem Parametrelerinin Değişimi	48
4.2.4.1. Sistemde dolaşan soğutucu akışkan konsantrasyonu	48
4.2.4.2. Sistem komponentlerinin sıcaklık değişimi	49
5. GÜNEŞ ENERJİSİ HESAPLAMALARI	52
5.1. Soğutma İhtiyacının Olduğu Aylardaki Günlük Ortalama Soğutma İhtiyacı	52
5.2. Güneş Işınımı Değerlerinin Hesabı	53
5.3. Kollektör Verimi Hesabı	56
5.4. Güneş Enerjisi Kullanım Oranı	57
5.5. Referans Sistemle Karşılaştırma	61
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	64
7. KAYNAKLAR	66
ÖZGEÇMİŞ	70

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1. Soğutma Sıcaklıkları ve Kullanım Alanları.....	3
Tablo 2.2. Isıl Dönüşümlü Güneşli Soğutma Sistemleri Karşılaştırması.....	7
Tablo 2.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri	9
Tablo 2.4. Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemleri.....	11
Tablo 3.1. Denklem 3.30.'da Kullanılan Katsayılar.....	28
Tablo 3.2. Denklem 3.31.'de Kullanılan Katsayılar.....	29
Tablo 3.3. Denklem 3.34.'de Kullanılan Katsayılar.....	30
Tablo 3.4. Denklem 3.36.'da Kullanılan Katsayıları.....	30
Tablo 4.1. $Y_8=0,999$ $T_{abs}=30^{\circ}C$ $T_{ürt}=75^{\circ}C$ $T_{yoğ}=30^{\circ}C$ $T_{buh}=5^{\circ}C$ sonuçları.....	38
Tablo 4.2. $Y_8=0,99$ $T_{abs}=30^{\circ}C$ $T_{ürt}=75^{\circ}C$ $T_{yoğ}=30^{\circ}C$ $T_{buh}=5^{\circ}C$ sonuçları.....	41
Tablo 4.3. $Y_8=\%100$ $T_{abs}=30^{\circ}C$ $T_{ürt}=75^{\circ}C$ $T_{yoğ}=30^{\circ}C$ $T_{buh}=5^{\circ}C$ sonuçları.....	46
Tablo 4.4. Karşılaştırma.....	48
Tablo 5.1. Antalya Aylık Ortalama Hava Sıcaklıkları.....	52
Tablo 5.2. Soğutma Sezonu için Hesaplanan ΔT -Soğutma Kapasitesi Değerleri.....	53
Tablo 5.3. Aylara göre Üreteçe Sağlanması Gereken Isı Miktarı.....	53
Tablo 5.4. Aylık Ortalama Deklinasyon Açısını Veren Günler.....	53
Tablo 5.5. Antalya için Aylık Ortalama Güneş Işınımı Değerleri.....	54
Tablo 5.6. Antalya'da 10° 'lik Eğik Düzleme Düşen Günlük Işınım Değerleri	55
Tablo 5.7. Antalya'da Aylara göre Gün Uzunluğu Değerleri.....	55
Tablo 5.8. $10^{\circ}C$ 'lik eğik Düzleme Düşen Günlük Ortalama Anlık Işınım Değerleri.....	55
Tablo 5.9. Viessmann Vitesol 200 Vakum Borulu Kollektör Parametreleri.....	56
Tablo 5.10. Antalya'da Günlük Ortalama Anlık Işınım Değerleri.....	57
Tablo 5.11. $100 m^2$ Kollektör Alanı için Aylara göre Q_f , $Q_{\dot{u}}$, ΔQ , Q_{ek} , SF Değerleri.....	58
Tablo 5.12. $85 m^2$, $75 m^2$, $60 m^2$ Kollektör Alanı için Aylara göre Q_f , $Q_{\dot{u}}$, ΔQ Q_{ek} ve SF Değerleri.....	59
Tablo 5.13. Sistemlerin Birincil Enerji Tüketimlerinin Karşılaştırılması.....	62

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 :Güneş Enerjisiyle Soğutma Tekniklerinin Sınıflandırması.....	3
Şekil 2.2 :Güneş Enerjili Rankine Çevrimli-Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi.....	5
Şekil 2.3 : Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi.....	7
Şekil 2.4 : Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemi.....	10
Şekil 2.5 : Kurutmalı Soğutma Sistemi.....	12
Şekil 3.1 : NH ₃ /H ₂ O ile Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi.....	16
Şekil 3.2 : Buharlaştırıcı.....	18
Şekil 3.3 : Absorber.....	19
Şekil 3.4 : Isı Değiştiricisi.....	20
Şekil 3.5 : Üreteç.....	21
Şekil 3.6 : Deflakmatör.....	24
Şekil 3.7 : Yoğuşturucu.....	25
Şekil 4.1 : Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi.....	44
Şekil 4.2 : Absorber Sıcaklığının X ₂ 'ye Etkisi.....	49
Şekil 4.3 : Absorber Sıcaklığının STK'ya Etkisi.....	50
Şekil 4.4 : Buharlaştırıcı Sıcaklığının STK'ya Etkisi.....	50
Şekil 4.5 : Üreteç Sıcaklığının B akımı Konsantrasyonuna (Y _B) Etkisi.....	51
Şekil 5.1 : Kollektör Alanlarına göre Sağlanması Gereken Q _{ek}	60
Şekil 5.2 : Kollektör Alanlarına göre % Birincil Enerji Tasarrufu.....	63

SEMBOL LİSTESİ

STK	: Soğutma tesir katsayısı
m	: Kütle debisi
X	: Sıvı fazdaki amonyanın kütle fraksiyonu
\bar{X}	: Sıvı fazdaki amonyanın mol fraksiyonu
Y	: Buhar fazdaki amonyanın kütle fraksiyonu
\bar{Y}	: Buhar fazdaki amonyanın mol fraksiyonu
f	: Spesifik geriakış oranı
E_{ısı değiştirici}	: Isı değiştirici verimi
h_B	: NH ₃ -H ₂ O için buhar hal entalpisi
h_B	: NH ₃ -H ₂ O için buhar hal entalpisi
h_l	: Amonyak doymuş sıvı hal entalpisi
h_L	: NH ₃ -H ₂ O çözeltisi için sıvı hal entalpisi
h_{v,d}	: Amonyak düşük basınçtaki doymuş buhar entalpisi
h_{v,y}	: Amonyak yüksek basınçtaki doymuş buhar entalpisi
P	: Basınç
Q_a	: Absorber ısısı
Q_b	: Buharlaştırıcı ısısı
Q_d	: Deflakmatör ısısı
Q_ü	: Üreteç ısısı
Q_y	: Yoğuşturucu ısısı
T_{üreteç}	: Üreteç sıcaklığı
T_{buh}	: Buharlaştırıcı sıcaklığı
T_{abs}	: Absorber sıcaklığı
T_{yoğ}	: Yoğuşturucu sıcaklığı
T_d	: Doymuş buhar sıcaklığı
v	: Özgül hacim
d	: Deklinasyon açısı
e	: Enlem açısı
Q	: Yatay düzleme gelen günlük güneş ışıınımı
s_o	: Optimum kollektör eğimi
H	: Güneş doğuş/batış saat açısı
t_o	: Gün uzunluğu
I_e	: Anlık güneş ışıınımı
η_t	: Kollektör verimi
A_t	: Kollektör alanı
d	: Deklinasyon açısı
Q_f	: Kollektörlerden elde edilen faydalı enerji
SF	: Güneş enerjisi kullanım oranı
Q_{ek}	: Gerekli ek enerji

GÜNEŞ ENERJİLİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

ÖZET

Yaz aylarında bina içi konfor şartlarının iyileştirilmesine yönelik talep; binalardaki elektrikli alet sayısının artışı, yeni binalardaki kullanılan cam oranlarının yüksek olması ve dış hava sıcaklıklarındaki yükselmeler nedeniyle günden güne artmaktadır. Ayrıca, bu konuda yapılan projeksiyonlar soğutma sistemlerine yönelik talebin gelecek yıllarda da gittikçe artacağını göstermektedir. Bu çalışmada, NH₃/H₂O ile çalışan 20 kW kapasitesindeki absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma koşulları belirlenmiş ve sisteme etki eden parametreler analiz edilmiştir. Belirlenen çalışma şartlarında, soğutma sezonu boyunca sistem için gerekli ısı miktarlarının Antalya güneş ışınımı değerleri kullanılarak, karşılanma oranları incelenmiştir. Sistem için gerekli kollektör alanı, optimum güneş enerjisinden faydalanma oranına göre belirlenmiştir. Sistemin güneş enerjisinden faydalanma oranı ve STK (Soğutma Tesir Katsayısı) değeri ile referans bir sisteme göre birincil enerji tüketimi tasarruf potansiyeli hesaplanmıştır.

SOLAR ABSORPTION COOLING SYSTEM

SUMMARY

The demand for improving building indoor comfort conditions in summer season is increasing due to the increase of the number of electrical devices in buildings, glass ratios of new buildings and outdoor air temperature from day to day. Furthermore, the projections show that the demand for cooling will increase gradually in time. In this study, design conditions of a $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ absorption cooling system with 20 kW capacity are determined and the effect of system parameters are analyzed. With determined design conditions; the meeting fraction of required amount of heat is investigated using Antalya solar insolation values during cooling season. The required collector area for the system is determined according to the optimum solar energy usage fraction. The saving potential of the primary energy consumption is calculated according to a reference system with solar energy fraction and COP (Coefficient of Performance) value of the system.

1.GİRİŞ

Yaz aylarında bina içi konfor şartlarının iyileştirilmesine yönelik talep; temel olarak binalarda kullanılan elektrikli araçların sayısının artışı, yeni yapılan binalarda kullanılan cam oranlarının yüksek olması ve dış hava sıcaklıklarındaki yükselmeler nedeniyle gün geçtikçe artmaktadır ve bu konuda yapılan projeksiyonlar soğutma sistemlerine yönelik talebin gelecek yıllarda da gittikçe artacağını göstermektedir.

Avrupada, binalarda soğutma teknolojilerinin kullanıldığı alan 1980 yılında 30 milyon m² iken 2000 yılında bu değer 150 milyon m²'ye yükselmiştir ve buna bağlı olarak yaz aylarındaki pik yükler artmıştır [1]. İTÜ Enerji Enstitüsü tarafından, ticari binaların aylık elektrik enerjisi tüketim miktarlarının incelendiği “Ticari Bina Enerji Tüketim Envanteri” çalışması da, ofis ve otellerde soğutma (klima) yükü nedeniyle Temmuz ve Ağustos aylarındaki elektrik enerjisi tüketim miktarlarının arttığını ortaya koymaktadır [2].

Soğutma amaçlı enerji tüketiminin yoğun olduğu zamanlar ve güneş ışınımının fazla olduğu zamanların birbirleriyle çakışması, güneş enerjisinin soğutma sistemlerinde kullanımını ön plana çıkarmıştır. Güneş enerjisinin soğutma sistemlerinde kullanımında hedeflenen, soğutma amaçlı tüketilen konvansiyonel enerji miktarının, konvansiyonel enerji kullanımına bağlı CO₂ emisyonlarının ve elektrik şebekelerinde yazın oluşan pik yüklerin azaltılmasına katkı sağlanmasıdır.

Bu çalışma kapsamında, güneş enerjisi kullanılan soğutma sistemleri tanıtılmış ve Amonyak/su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin hesaplamaları yapılarak belirlenen çalışma şartlarında, soğutma sezonu boyunca sistem için gerekli ısı miktarlarının Antalya güneş ışınımı değerleri kullanılarak, karşılanma oranları incelenmiştir. Sistemin güneş enerjisi kullanım oranı ve performans katsayısı kullanılarak, seçilen bir referans sisteme göre birincil enerji tüketimi tasarruf potansiyeli belirlenmiştir.

2. GÜNEŞ ENERJİLİ SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Binalarda soğutma ihtiyacının karşılanması amacıyla kullanılan sistemler temel olarak, odalarda kullanılan küçük kapasiteli sistemler (<12 kW) ve merkezi sistemler (>12 kW) olarak iki grupta incelenmektedir [3]. Avrupa’da, kapasitesi 12 kW’dan büyük olan iklimlendirme sistemi sayısı son 20 yılda 5 katına çıkmıştır. İklimlendirme amaçlı enerji tüketiminin yoğun olduğu zamanlar ve güneş ışınımının fazla olduğu zamanların birbirleriyle çakışması, güneş enerjisinin soğutma sistemlerinde kullanımını ön plana çıkarmıştır.

Son yıllarda güneş enerjisinin soğutma/iklimlendirme sistemlerinde kullanımına yönelik bir çok araştırma, geliştirme ve uygulama projesi yapılmıştır. Avrupa Birliği tarafından desteklenen ve 2002 yılında başlayıp 18 ay sürerek 2003’te tamamlanan SACE (Solar Air Conditioning in Europe) projesi kapsamında, 54 araştırma, geliştirme ve demonstrasyon projesi gerçekleştirilmiştir [1]. Proje kapsamında farklı ülkelerde, çeşitli güneş enerjili soğutma teknolojileri kullanılarak kurulan sistemlerin performans değerleri izlenmiştir. IEA tarafından hazırlanan ve 11 ülkenin katılımıyla gerçekleştirilen “Solar-assisted air-conditioning in Buildings-Task 25” projesi kapsamında da, güneş enerjisinin soğutma/iklimlendirme amaçlı kullanımı hakkında detaylı araştırma geliştirme çalışmaları gerçekleştirilmiştir [4].

Güneş enerjisi kullanılan soğutma/iklimlendirme sistemlerinde; soğutma prosesinin türüne, kullanılan aracı maddenin fazına, çevrimin açık-kapalı oluşuna göre farklı teknolojiler kullanılmaktadır [5]. Ancak son yıllarda özellikle absorpsiyonlu soğutma sistemleriyle ilgili birçok çalışma yapılmıştır.

Güneş enerjili soğutma sistemleri; elde edilmek istenen soğutmanın sıcaklığı, kullanılan soğutma tekniği, kullanılan güneş enerjisi toplama sistemi olmak üzere üç farklı prensibe göre gruplandırılabilir [6]. Güneş enerjisi ile elde edilen soğutma sıcaklıkları ve bu sıcaklıklara bağlı uygulama alanları Tablo 2.1’de gösterilmektedir.

Tablo 2.1. Soğutma Sıcaklıkları ve Kullanım Alanları[6, 7].

Soğutma sıcaklıkları	Uygulama alanları
$T > 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$	✓ Özellikle iklimlendirme uygulamaları ✓ Bazı gıdaların depolanmasında
$-10 \text{ }^{\circ}\text{C} < T < 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$	✓ Genel amaçlı soğutma ✓ Süt balık gibi gıdaların kısa süreli depolanması
$-20 \text{ }^{\circ}\text{C} < T < 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$	✓ Düşük sıcaklık uygulamaları ✓ Gıdaların uzun süre dondurularak depolanması

Güneş enerjisi kullanımıyla farklı soğutma sıcaklıkları elde edilebilmesine rağmen, bu konuda yapılan araştırmalar özellikle $-10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $+5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ aralığındaki uygulamalar için yoğunlaştırılmıştır[7].

Güneş enerjisi ile soğutma tekniklerinin; soğutma prosesinin türüne, kullanılan aracı maddenin fazına, çevrimin açık-kapalı oluşuna göre sınıflandırılmaları Şekil 2.1.'de gösterilmektedir[6].



Şekil 2.1. Güneş Enerjisiyle Soğutma Tekniklerinin Sınıflandırması[6].

Şekil 2.1'de de gösterildiği gibi güneş enerjili soğutma sistemleri genel anlamda pasif ve aktif sistemler olarak iki bölümde incelenmektedir. Pasif sistemler binanın mimarisine ve dizaynına bağlı olarak işlerlik kazanırken, aktif sistemler kapsamında

farklı teknolojiler geliştirilmiştir. Aktif sistemler elektrikli sistemler ve ısı sistemleri olarak iki ana grupta incelenmektedir.

2.1. Elektrikli Sistemler

Elektrikli soğutma sistemlerinde; fotovoltaik piller (PV) kullanılarak güneş enerjisinden üretilen doğru akım bir invertör yardımıyla alternatif akıma dönüştürülerek, bu yolla üretilen elektrik bir soğutma sistemini (klasik buhar sıkıştırma veya Peltier) çalıştırmak üzere kullanılmaktadır [6].

Ancak kullanılan fotovoltaik hücrelerin maliyetlerinin yüksek olması ($\approx 750 \text{ €/m}^2$), ve verimlerinin de diğer sistemlere kıyasla çok yüksek olmaması bugün için bu sistemlerin ticari olarak kullanımını sınırlandırmaktadır. Isıl güneşli soğutma teknolojileri maliyet açısından değerlendirildiğinde, PV elektrikli soğutma teknolojilerine kıyasla daha uygulanabilir konumdadır [8].

2.2. Isıl Sistemler

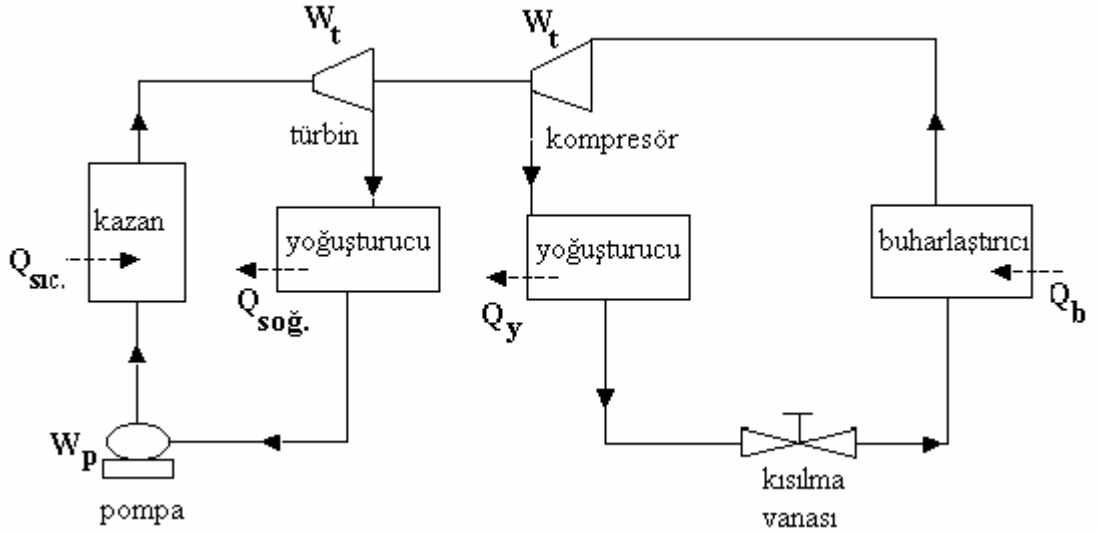
Isıl sistemler, genel olarak ısıl-mekanik sistemler ve ısı dönüşümlü sistemler olarak iki grupta değerlendirilmektedir.

2.2.1. Isıl-mekanik sistemler

Isıl-mekanik sistemlerde güneş enerjisi yardımıyla elde edilen ısı enerjisi bir güç çevrimine (örneğin Rankine) aktarılmakta, güç çevriminin çıktısı ise klasik buhar sıkıştırma soğutma çevrimini çalıştırmaktadır [6].

2.2.1.1. Güneş enerjili Rankine çevrimli-buhar sıkıştırma soğutma sistemi

Güneş enerjisiyle çalışan Rankin çevrimli-buhar sıkıştırma soğutma sistemi; bir kuvvet çevrimi ile sıkıştırma soğutma çevriminin birlikte kullanıldığı bir çevrimdir. Güneş enerjisi kolektörlerinden sağlanan enerjinin bir Rankine çevrimini ve bu çevrimden elde edilen mil işinin de klasik buhar sıkıştırma soğutma çevriminin kompresörünü çalıştırması mümkündür [6,9]. Güneş enerjisiyle çalışan Rankin çevrimli- buhar sıkıştırma soğutma sistemi Şekil 2.2.'de gösterilmektedir.



Şekil 2.2. Güneş Enerjili Rankine Çevrimli-Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi [9].

Güneş kolektörleriyle elde edilen sıcak su, güç çevrimi kazanı için gerekli olan ısıyı, ısı değiştiriciler vasıtasıyla kazana verir. Güç çevriminde dolaşan akışkana sabit basınç altında verilen ısı ($Q_{sıc.}$) ile akışkan kızgın buhar olarak kazandan çıkar ve türbine gider. Şekil 2.2.'de gösterilen sistemde kuvvet çevriminden elde edilen güç, sıkıştırılmalı çevrimde kompresör gücü olarak kullanılmaktadır.

Buhar sıkıştırılmalı çevriminde bulunan kompresör, güç çevrimindeki türbinden elde edilen W_t işini kullanarak, kızgın olarak kompresöre giren akışkanı yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırır. Soğutucu akışkan yoğuşturucuda, dışarıya sabit basınçta (Q_y) ısıyı atarak yoğuşur. Yoğuşturucudan çıkan akışkan bir kısılma vanasından geçerek kısıılır. Basıncı azalan akışkan, buharlaştırıcıda çok düşük bir sıcaklıkta buharlaşabilir. Akışkan, buharlaştırıcıda soğutulmak istenen ortamdan ısı çekerek (Q_b) buhar haline gelir [9,10].

Güneş enerjisiyle çalışan Rankine çevriminde çalışma akışkanı olarak yüksek sıcaklıklar için suyun yanında, daha düşük sıcaklıklar için R113 ve toluene gibi başka akışkanlar da kullanılmaktadır. Su dışında farklı bir akışkan kullanan Rankine sistemleri ticari olarak mevcut olup "Organik Rankine Çevrimi" olarak adlandırılmaktadır [6].

Kullanılan Kimyasallar ve Özellikleri

Rankine çevrimi/ Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde (RCC/VCC) her iki çevrim için de aynı akışkanın kullanılması mümkün olsa da, bu durum her iki çevrimin

gereksinimlerinin yüksek verimle tam olarak karşılanması güç olacağı için pek tercih edilmez [9]. Buhar sıkıştırımlı çevrimde farklı soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Önceleri amonyak, kükürtdioksit, karbondioksit kullanılırken, son zamanlarda ticari ismi Freon, Genetron, Arcton olan halojenli hidrokarbonlar kullanılmaktadır [10]. Halojene edilmiş hidrokarbonların (halokarbonlar) bir çoğunda flor bulunmaktadır ve bunlara fluokarbon soğutkanlar denilmektedir ve R-12 (CCl_2F_2 veya CFC-12) ve R-22 (CHClF_2 veya HCFC-22) en çok kullanılan fluokarbonlardır. Yakın zamana kadar geniş ölçüde kullanımları bulunan halokarbon türü soğutkanlardan kloro-floro-karbon (CFC) ve hidro-kloro-floro-karbon (HCFC) grubunda bulunanların, çevresel etkileri nedeniyle kullanımları sınırlandırılmıştır. Çevresel etkilerin azaltılabilmesi amacıyla; 100 kadar ülke 1987 yılında Kanada'nın Montreal kentinde (UNEP 1987) "soğutucu akışkanların üretim ve kullanımı, ozon tabakasının korunması, sera etkisinin azaltılması gibi konuların kontrol altına alınabilmesi amacıyla ilk defa toplanarak Montreal Protokolü'nü hazırlayıp imzalamışlardır [5].

2.2.2. Isıl dönüşümlü sistemler

Isının doğrudan bir soğutma çevrimini çalıştırmak üzere ısıl dönüşümlü sistemler genel olarak; absorpsiyonlu, adsorpsiyonlu ve kurutmalı soğutma sistemleri olarak üç ana grupta değerlendirilmektedir. Ancak kullanılan soğurucunun fazına (sıvı, katı) veya kullanılan çevrimin açık-kapalı olmasına göre değişik uygulamalar mevcuttur [6]. Kapalı çevrimli sistemlerde soğuk su üretimi ile proses yürütülürken, açık çevrimli sistemlerde doğrudan binaya gönderilen ve binadan alınan hava işlem görmektedir. Buna karşılık, iki çevrim sisteminde de hem katı hem sıvı sorbetler kullanılabilir.

Isıl dönüşümlü güneşli soğutma sistemleri olan, absorpsiyonlu soğutma sistemleri, adsorpsiyonlu soğutma sistemleri ve kurutmalı (desisif) soğutma sistemlerinin çalışma şartları ve kapasiteleri hakkında ayrıntılı bilgi karşılaştırmalı olarak Tablo 2.2'de gösterilmiştir [11].

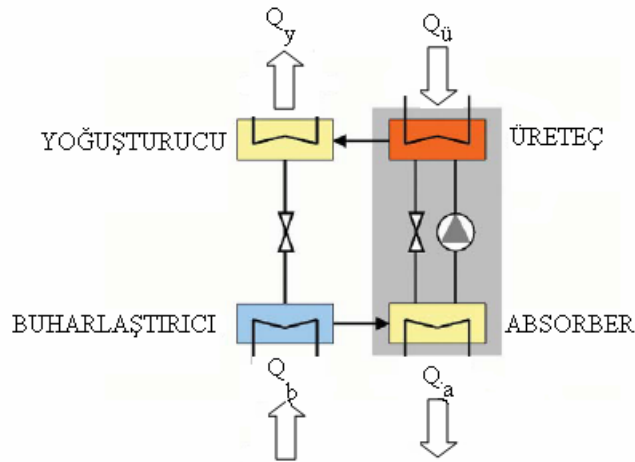
Tablo 2.2. Isıl Dönüşümlü Güneşli Soğutma Sistemleri Karşılaştırması [11].

Proses	Absorbsiyon	Adsorbsiyon	Kurutmalı soğutma
Hava koşullandırma türü	Soğutulmuş su	Soğutulmuş su	Koşullandırılmış hava (soğutulmuş ve nemsizleştirilmiş)
Çalışma gücü aralığı	35 kW 'dan 2MW'a (soğutma kapasitesi)	70 kW'dan 350 kW'a (soğutma kapasitesi)	3000 m ³ /h'den 50000 m ³ /h'e (hava debisi)
Kullanılan kollektör tipi	o Vakum tüplü kollektörler	o Vakum tüplü kollektörler o Düz plaka tipi kollektörler	o Düz plaka tipi kollektörler o Hava tipi kollektör
Tipik çalışma sıcaklığı	80-110 °C	60-90 °C	45-95 °C

Geliştirilen soğutma teknolojileri arasında; açık çevrimli kurutmalı, kapalı çevrimli adsorpsiyon ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri hakkında çalışmalar özellikle yoğunlaşmaktadır.

2.2.2.1. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tanıtılması

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri genel olarak buhar-sıkıştırılmalı soğutma sistemine benzemektedir. Ancak, Bölüm 2.2.1.1.'de de sözedildiği gibi buhar sıkıştırılmalı çevrimlerde soğutucuyu basınçlandırılması amacıyla elektrikle çalışan kompresör kullanılmaktadır. Buhar-sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde yer alan elektrikle çalışan kompresörün yerine, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucunun basıncının geliştirilen ısıl proseslerle artırılması sağlanmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi Şekil 2.3.'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Şekil 2.3.'te gösterilen sistemde, buharlaştırıcıda soğutulmak istenen ortamdan Q_b ısısının çekilmesiyle soğutucu madde buharlaşır. Buharlaştırıcıdan gelen soğutucu madde buharı, ayırıcıdan gelen soğuk-fakir çözelti tarafından absorberde soğurulur. Soğutucu maddenin soğurulması sayesinde oluşan soğutucu açısından zengin çözelti, düşük soğurucu basıncından yüksek basınca pompalanarak üreteçe gider. Üreteçte sağlanan ısıyla buharlaşan soğutucu buharı yoğuşturucuya ulaşarak burada sıvılaşır. Basıncı, kısılma vanasından geçerken azaltılan soğutucu akışkan buharlaştırıcıya geri döner. Absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli ısı sağlayıcı olarak, güneş enerjisi kullanılabilirdiği gibi atık ısı da kullanılabilir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi Bölüm 3'te detaylı olarak incelenecektir.

Kullanılan Soğutucu-Absorber Kombinasyonlarının Özellikleri

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılacak tüm soğutucu-absorber kombinasyonlarında aranan en önemli özellik kimyasal çözünürlüğün yüksek olmasıdır [7]. Ancak iş akışkanı çiftlerinin seçiminde, bu maddelerin kimyasal, fiziksel özellikleri ve sistemin kullanım amacı gözönüne alınan parametrelerdir.

Soğutucu ve soğurucuların zehirli olma olasılığı, uzun süre kimyasal dengede olma, ve malzemeye uyumu, kolay bulunabilirlikleri ve fiyatları da akışkan seçiminde dikkate alınmaktadır. Az miktarda akışkanla yüksek soğutma gücü elde edilebilmesi için yüksek buharlaşma ısısı olan soğutucular tercih edilmektedir [12].

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde farklı soğutucu/soğurucu çiftleri kullanılmaktadır; amonyak/su, su/LiBr, amonyak/NaSCN v.b. Ancak çalışmalar özellikle LiBr/su ve amonyak/su sistemleri üzerinde yoğunlaşmıştır [13].

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, ticari olarak birçok firma tarafından üretilmektedir ancak birçoğu yüksek soğutma kapasitesine sahiptir. Son yıllarda özellikle 20 kW ve daha küçük soğutma kapasitesine sahip sistemlerin üzerinde durulmaktadır. Güneş enerjisi destekli çalışabilen, bazı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin üretici firmaları, üretici firmaların ürettiği en küçük kapasiteleri, çalışma şartları ve STK (soğutma tesir katsayısı) değerleri Tablo 2.3.'te gösterilmiştir [14].

Tablo 2.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri [4,14]

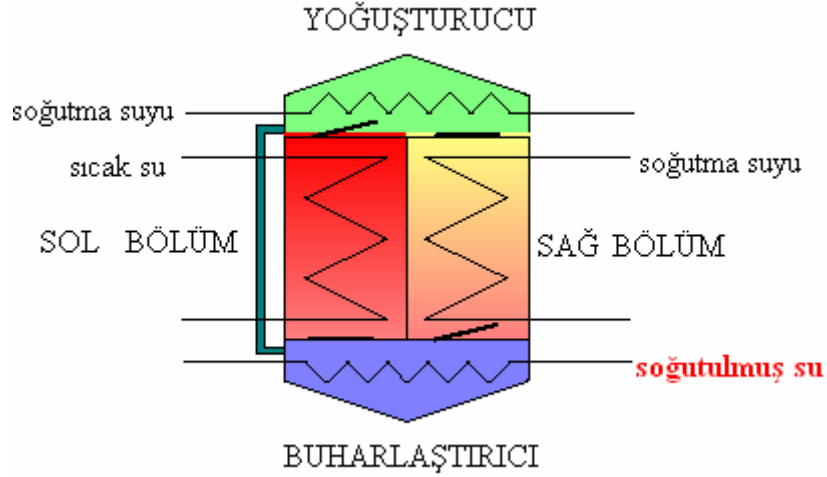
Üretici Firma	Kapasite	Çalışma sıcaklığı	STK
Broad Air	20 kW LiBr/su	veri yok	veri yok
Colibri / Stork	100 kW NH ₃ / H ₂ O	90 °C	0,64
Coolingtec	70 kW R-134a/organik	70-145 °C	0,55
EAW	15 kW LiBr/su	75-95 °C	veri yok
Sanyo	105 kW LiBr/su	85-95 °C	0,7
Trane	380 kW LiBr/su	130 °C	0,63
Yazaki	35 kW LiBr/su	80-100 °C	0,7

Amonyak/su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri, genellikle soğutma amaçlı olarak yüksek kapasitelerde ve 0°C'nin altında soğuk üretecek şekilde yüksek üreteç sıcaklıklarında (≈ 90 °C) üretilmelerine karşılık; bu sistemlerde güneş enerjisi kullanımı imkanını arttırabilecek şekilde, daha düşük üreteç sıcaklıkları ve ≈ 5 °C'lik buharlaştırıcı sıcaklığı koşullarında çalıştırılacak sistemler için birçok pilot proje yapılmaktadır[4, 14].

2.2.2.2. Adsorpsiyonlu soğutma sisteminin tanıtılması

Absorpsiyonlu sistemlerde, soğutucu akışkanın bir sıvı tarafından tutulmasına karşılık; adsorpsiyonlu sistemlerde soğutucu gözenekli yapıya sahip katı adsorber tarafından tutulmaktadır.

Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri temel olarak, adsorber, yoğuşturucu ve evaporatörden oluşmaktadır. Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinin son yıllarda buz üretimi ve iklimlendirme amaçlı kullanımları mevcuttur [4,6]. Adsorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi, Şekil 2.4.'te verilmiştir.



Şekil 2.4. Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemi[14]

Adsorpsiyonlu soğutma sisteminde adsorbent; soğutucunun adsorplanması ve soğutucunun ayrılması amacıyla dönüşümlü olarak ısıtılır ve soğutulur [4]. Şekil 2.4.'de gösterilen adsorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutma işlemi esnasında adsorbentın ısıtılması ve soğutulmasıyla, sistemde kullanılan soğutucu akışkanın adsorplanması ve desorplanması sağlanır. Adsorbent yatağının ısınmasıyla (sol bölüm), adsorbentın sıcaklığı ve adsorbent yatağındaki soğutucunun basıncı artar. Adsorbentın sıcaklığı desorpsiyon sıcaklığına ulaştığında soğutucu buharlaşır. Soğutucu buharı soğutucu buharı yoğuşturucuda soğutma suyuna ısı vererek yoğuşur. Buharlaştırıcıda soğutucu düşük basınçta yararlı soğutma etkisini sağlayarak buharlaşır ve diğer adsorber (sağ bölüm) tarafından adsorplanır. Adsorpsiyon sırasında sıvı molekülleri, katı adsorberin duvarlarında tutulurken kimyasal bir reaksiyon gerçekleşmez ancak moleküller katı malzeme duvarlarında sabitlenirken enerji kaybederler; açığa çıkan ısı soğutma suyuna aktarılır [4]. Sistemde sağ bölme ve sol bölmenin görevleri (adsorpsiyon, desorpsiyon) dönüşümlü olarak değişmektedir; ve bu periyodik süreç yaklaşık olarak 7 dakika sürmektedir.

Kullanılan Kimyasallar ve Özellikleri

Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinde farklı adsorbent ve soğutucu akışkan çiftlerinin kullanımları mümkündür. Soğutma uygulamalarında kullanılan adsorbentın çevre sıcaklığında ve düşük basınçlarda yüksek adsorpsiyon kapasitesine, yüksek sıcaklık ve basınçlarda ise düşük adsorplama kapasitesine sahip olması istenir. Adsorbentın

seçiminde önemli olan faktörler şu şekilde özetlenebilir; soğutma etkisini arttırmak için yüksek adsorpsiyon ve desorpsiyon kapasitesi, çevrim süresini kısaltmak için iyi ısı iletkenlik, düşük spesifik ısı kapasitesi, soğutucuyla kimyasal olarak uygunluk, kolay bulunabilirlik ve uygun maliyet. Adsorbentle birlikte kullanılan, soğutucu akışkanın seçiminde önemli olan parametreler ise; yüksek latent ısı, kolay adsorplanabilme, yüksek ısı iletkenlik, düşük viskozite, düşük spesifik ısı, zehirli-yanıcı-korozif olmaması ve çalışılan sıcaklık aralığında kimyasal stabilite olarak özetlenebilir [15].

Adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanımları ön plana çıkmış farklı adsorbent/soğutucu çiftleri mevcuttur; su/slikajel, su/zeolit, amonyak/aktif karbon, metanol/aktif karbon [4]. Suyun soğutucu olarak kullanıldığı sistemlerde sağlanan soğutma 0°C'nin üzerinde iken, soğutucu olarak metanol kullanılan sistemlerde daha düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir [6].

Farklı soğutucu/adsorbent çiftleriyle yapılan araştırmalar ve deneysel çalışmalar olmasına rağmen, sadece su/slikajel çiftiyle çalışan adsorpsiyonlu soğutma sistemleri ticari olarak üretilmektedir. Güneş enerjisi destekli çalışan ve iklimlendirme amaçlı kullanılan adsorpsiyonlu soğutma sistemlerine örnek olarak kapasiteleri, çalışma şartları ve üretici firmaları Tablo 2.4.'te gösterilmiştir.

Tablo 2.4. Adsorpsiyonlu Soğutma Sistemleri [4]

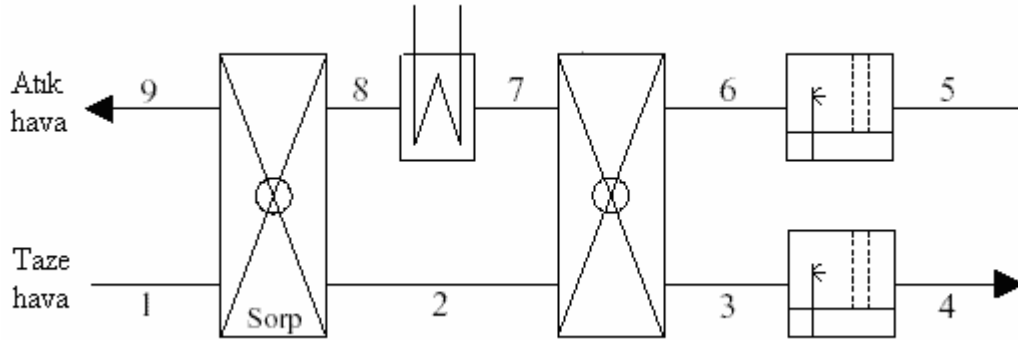
Üretici Firma	Kapasite	Çalışma sıcaklığı	STK
Mycom	70 kW Su/slikajel	60-90 °C	0,61
Nishiyodo	105 kW Su/slikajel	55-95 °C	0,61

2.2.2.3. Kurutmalı soğutma sistemlerinin tanıtılması

Kurutmalı soğutma sistemleri prensip olarak diğer sistemlerden, soğutulmuş su (sıvı akışkan) yerine şartlandırılmış hava üretilmesi nedeniyle ayrılmaktadır. Bu yüzden bu sistemler yüksek taze hava gereksinimini karşılayabilmektedir. Kurutmalı soğutma prensip olarak evaporatif soğutma sistemlerine benzemekle beraber, evaporatif soğutma potansiyeli havanın nemsizleştirilmesiyle arttırılmıştır [11]. Bu sistem kullanılarak iklimlendirilecek ortama gönderilecek dış havanın nemlendirilmesiyle elde edilen soğutma, sadece dış hava neminin düşük olduğu bölgelerde etkili olabilmektedir. Dış hava neminin yüksek olduğu bölgelerde

buharlaşmalı soğutmanın uygulanabilmesi için (buharlaşma yoluyla soğutma etkisinin artırılabilmesi) önce dış havadaki nemin azaltılması gerekmektedir.

Havanın önce neminin alınıp sonra da su ile nemlendirilerek soğutulması işlemleri kurutmalı(desisif)-evaporatif soğutma olarak tanımlanmaktadır. Bu nedenle, sistemde su buharını soğuran bir kurutucu madde bulunmaktadır ve kurutucu maddenin rejenerasyonu için güneş kolektörleriyle sağlanan düşük sıcaklıklı ısı kullanılmaktadır[6,11]. Kurutmalı soğutma sistemi Şekil 2.5.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Kurutmalı Soğutma Sistemi [16].

Şekil 2.5'te gösterilen kurutmalı soğutma sisteminde, dışarıdan yada binanın içinden alınan havanın nem içeriği katı ve sıvı kurutucuda azaltılır (1-2 durumu); hava ısı değiştiriciden geçirilerek atık havayla soğutulur(2-3 durumu). Nemlendiriciden geçirilerek istenen nem içeriğine göre evaporatif olarak soğutulan ve bu sırada sıcaklığı azaltılırken ve nem içeriği artan hava iklimlendirilecek mekana gönderilir (3-4 durumu). Mekana gönderilen taze hava, mekandan oda şartlarında çıktıktan sonra, nemlendiriciden geçirilerek atık doygun hale getirilir (5-6 durumu). Isı değiştiricisinden geçirilerek temiz dış havanın sıcaklığı azaltılır. (6-7 durumu) ve havanın sıcaklığı güneş enerjisiyle artırılarak nem alma rejeneratörüne gönderilir (7-8 durumu) ve taze havadan nem alarak nemlenen hava dış ortama atılır [16,17].

Sistemde soğutma amacıyla kullanılan hava, istenen soğutma etkisi sağlandıktan sonra dışarıya deşarj edildiği için, açıklanan soğutma sistemi “açık sistem” olarak tanımlanmaktadır . Kurutmalı soğutma sistemleri, çevre basıncında çalışmaktadırlar. Bu sistemelerde vakum şartlarında veya seçilmiş başka bir basınçta çalışma zorunluluğu olmaması nedeniyle, diğer sistemlere göre avantaj sağlamaktadırlar.

Kullanılan kurutucu maddeler ve özellikleri

Kurutmalı (desisif) soğutma sistemlerinde dış havanın nemi, nemli hava içindeki su buharının kısmi basıncı nem alan madde içindekinden daha fazla olduğu için, sorbent olarak adlandırılan sıvı yada katı nem alıcı maddeye nem geçişi olmasıyla azaltılmaktadır. Nem alıcı cihaz olarak, katı maddeli döner nem alıcılar ve sıvı maddeli dolgulu kuleler kullanılmaktadır [17].

Katı nem alıcı sistemler, genellikle taşıyıcı bir madde ve bu madde üzerindeki alıcı maddeden oluşmaktadır ve katı taşıyıcı madde olarak genellikle alüminyum folyo, plastik folyo ve selüloz kağıdı; nem alıcı madde olarak da suda çözünen higroskopik tuzlar (LiBr, CaCl₂, MgCl₂ v.b.), slikajel, molüküler elekler ve higroskopik metal oksitler (Al₂O₃ v.b.), Slikajel ve LiCl-kağıdı. Sıvı nem alıcı sistemler de havanın neminin alınması amacıyla kullanılmaya başlanmıştır; CaCl₂ ve LiCl suda çözünen tuzları en çok kullanılan sıvı nem alıcılardır [6, 17].

Nem alıcı maddenin rejenere edilmesi, maddenin ısıtılmasıyla sağlanır. Rejenere için gerekli ısı enerjisinin sıcaklığı genellikle 45-95°C arasındadır ve bu enerji düzlem veya havalı güneş kolektörleri kullanılarak sağlanmaktadır [6, 17].

3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

Absorpsiyonlu soğutma sistemi; buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın basıncının artırılması amacıyla kullanılan kompresörün yerine, termal bir mekanizmayla soğutucu akışkanın basıncının artırılması prensibine dayanmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan bu mekanizma “termik sıkıştırıcı” olarak adlandırılmaktadır [18]. Absorpsiyonlu soğutma çevriminde soğutucu akışkan ve soğurucu akışkan olmak üzere iki farklı akışkan dolaşmaktadır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdan çekilmesini sağlar. Soğurucu akışkan çevrimin belli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır [13]. Çevrim prosesinde, soğutucunun soğurucu tarafından absorblanması ve soğutucunun soğurucudan ayrılması olmak üzere iki değişken olay gerçekleşir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucuyu sıkıştırmak için gerekli enerjinin çok düşük olması buhar sıkıştırırmalı sistemlere kıyasla büyük avantaj sağlamaktadır. Bunun yanı sıra absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ozon tabakasına zarar vermeyen soğutucu akışkanların kullanılması da bu sistemlerin avantajı olarak değerlendirilmektedir [19].

3.1. NH₃/H₂O ve H₂O/LiBr Sistemleri

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilecek tüm soğutucu-absorber kombinasyonlarının seçiminde kimyasal çözünürlüğün yüksek olması, bu maddelerin kimyasal, fiziksel özellikleri ve sistemin kullanım amacı gözönüne alınan parametrelerdir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde farklı soğutucu-soğurucu çiftleri kullanılmaktadır. NH₃/H₂O ve H₂O/LiBr soğutucu-soğurucu çiftleri en yaygın olarak kullanılan akışkanlardır. NH₃/H₂O ile çalışılan sistemlerde soğutucu akışkan olarak NH₃, soğurucu

akışkan olarak ise su kullanılırken, H₂O/LiBr sistemlerinde soğutucu olarak su, soğurucu olarak ise LiBr kullanılmaktadır.

Amonyak/su sistemi, amonyağın kaynama noktasının çok düşük, buharlaşma ısısının yüksek olması ve buna bağlı olarak yüksek soğutma etkisine sahip olması nedeniyle yaygın kullanıma sahiptir. Ancak amonyağın toksiklik ve tutuşabilirlik dezavantajlarının giderilmesi için sistemin uygun şekilde tasarımı ve kontrolü gerekmektedir [5]. Amonyak/su absorpsiyonlu soğutma sistemleri, iklimlendirme ve endüstriyel soğutma amaçlı kullanılabilir. [6].

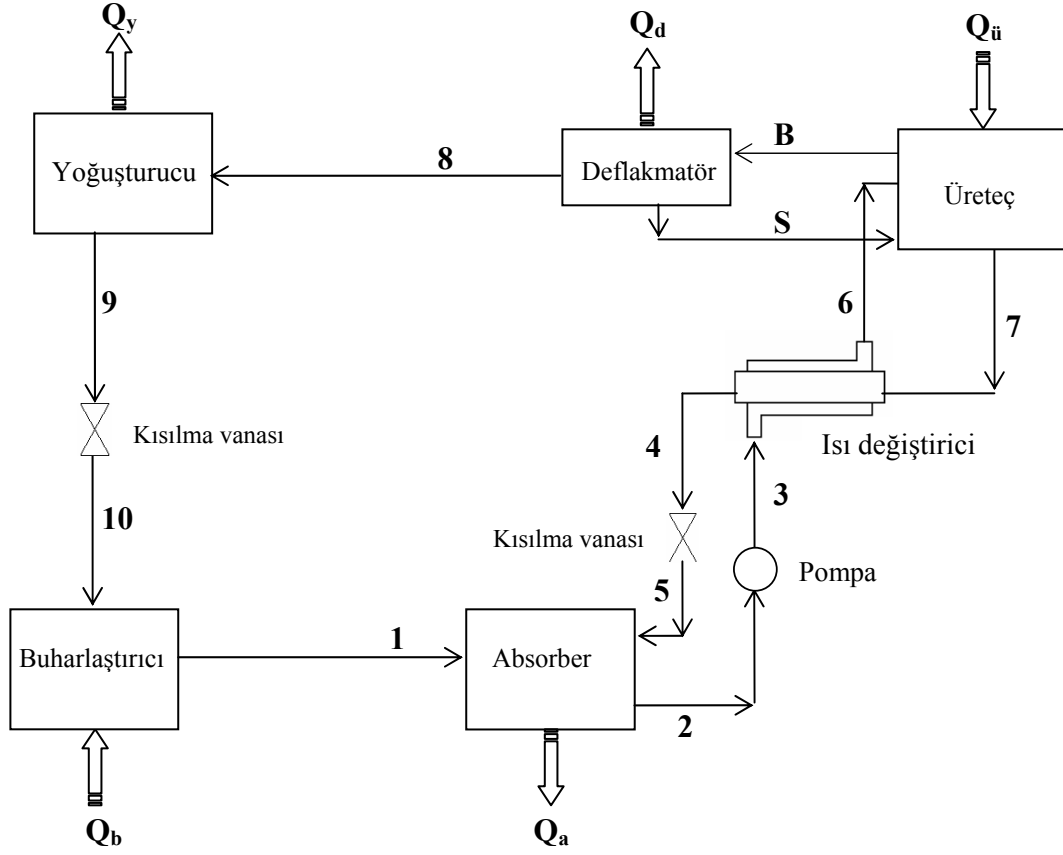
H₂O/LiBr sistemlerinde ise; soğutucu akışkan olarak su kullanımından kaynaklanan donma tehlikesi vardır, bu sistemlerde 5°C'nin altındaki sıcaklıklara inilmesi mümkün değildir [6]. Bu nedenle bu sistemler sadece klima uygulamalarında tercih edilmektedir [7]. Su, yüksek buharlaşma ısısından dolayı iyi bir soğutucu olarak değerlendirilmesine rağmen, malzemeyi okside etmesi ve zamanla korozyon reaksiyonlarına neden olması su kullanımının dezavantajı olarak değerlendirilmektedir [12].

H₂O/LiBr sistemlerinde soğutucu ve soğurucu arasındaki yüksek kaynama noktası farklılığı nedeniyle, soğutucu çözülden buharlaştırıldığında, saf soğutucu buharı oluşmaktadır. Ancak NH₃/H₂O sistemlerinde soğutucu ve soğurucunun kaynama noktası farkları daha düşük olduğu için, çözülden ayrılma olayı gerçekleştiğinde, her zaman su buharı da oluşur ve oluşan bu su buharının soğutucudan ayrılması sistem performansı açısından önemlidir [20]. H₂O/LiBr sistemlerinde üreteç çıkışında saf soğutucu elde edilmektedir. Ancak yüksek konsantrasyonlarda (LiBr'in sudaki konsantrasyonu %70'den daha az olmalıdır) oluşabilecek kristallenme problemi sistem için dezavantaj oluşturmaktadır [4]. H₂O/LiBr ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin işletme basınçları NH₃/H₂O ile çalışan sistemlere göre daha düşüktür. H₂O/LiBr ile çalışılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin (vakum) imal edilmeleri gereklidir [18].

3.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi

Bu çalışma kapsamında, amonyak/su soğutucu/soğurucu çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi için hesaplamalar yapılmıştır.

Soğutucu akışkan olarak NH_3 'ün, soğurucu akışkan olarak ise H_2O 'nun kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminin tesisatı Şekil 3.1'de gösterilmektedir.



Şekil 3.1. NH_3/H_2O ile Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Şekil 3.1.'de gösterilen absorpsiyonlu soğutma çevrimini oluşturan başlıca elemanlar üreteç, deflakmatör, yoğurturucu, buharlaştırıcı, absorber, ısı değiştiricisidir. Sistemde faydalı soğutma Q_b , soğurmalı soğutma makinasının buharlaştırıcısında üretilmektedir. Buharlaştırıcıda, soğutulmak istenen ortamdan Q_b ısısının çekilmesiyle soğutucu madde buharlaştırılır. Buharlaştırıcıdan gelen soğutucu madde buharı, üreteçten gelen zayıf çözelti tarafından absorberde soğurur. Soğurulma işlemi sırasında ısı açığa çıkar,

soğurma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için açığa çıkan Q_a ısısının soğurucudan atılması gerekir. Çünkü suyun amonyak absorblama kapasitesi sıcaklık yükseldikçe, azalmaktadır [20]. Soğutucu maddenin soğurulması sayesinde oluşan amonyakça zengin çözelti, düşük soğurucu basıncından yüksek basınca bir pompa ile getirilir. Soğurucu ve ayırıcı arasında bulunan ters akımlı ısı değiştirici, ayırıcıdaki ısı ihtiyacını azaltarak soğutma işlemini daha etkili ve ekonomik hale getirir. Üretilen zengin çözeltiye Q_u ısısının verilmesiyle, suyun amonyak absorblama kabiliyeti azalır ve amonyak buharlaşarak üretilen ayırıcıdan ayrılır. Ancak üretilen ısı verildiğinde bir miktar su da amonyakla birlikte buharlaşır. Üretilen ayırıcıdaki su buharı deflakmatörde amonyaktan ayrılır [20]. Deflakmatörden çıkan amonyak buharı yoğuşturucuda sıvılaşır. Yoğuşturucu yüksek basınçta çalıştığından dolayı, soğutucu maddenin yoğuşma sıcaklığı da daha yüksek olur. Yoğuşma sırasında ortaya çıkan Q_y ısısı soğutma suyuna aktarılır. Yoğuşturucuda sıvılaşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında kısılarak buharlaştırıcıya ulaşır [18]. Soğutucunun kısılma vanasında kesit daraltılması neticesinde sürtünmelerin artması sağlanarak düşük basınca getirilmesi sayesinde, soğutucu buharlaştırıcıda daha düşük sıcaklıkta buharlaşır [10].

3.3. Absorpsiyonlu / Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması

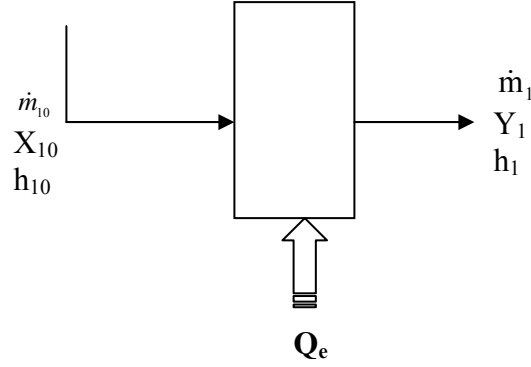
Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutucu akışkan iki kere yoğuşturulup buharlaştırılırken, buhar sıkıştırımlı çevrimde bu işlem bir kere gerçekleşir. Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki üretilen, absorber, kısılma vanası, pompa sistemi, buhar sıkıştırımlı çevrimdeki kompresörün yerini almıştır. Buharı sıkıştırmak için fazla miktarda enerji gerekirken, sıvıyı pompalamak için çok daha düşük miktarda enerji gerekmektedir [13].

3.4. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Elemanlarının Tanıtımı

3.4.1. Buharlaştırıcı

Kısılma vanasından geçerek basıncı azaltılan soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda ısı alarak (Q_b) buharlaşır. Isı çekilebilmesi ve bu yolla soğutma etkisi sağlanabilmesi yalnızca, çalışılan buhar basıncındaki doyma sıcaklığı ısı çekilen ortamdan düşükse

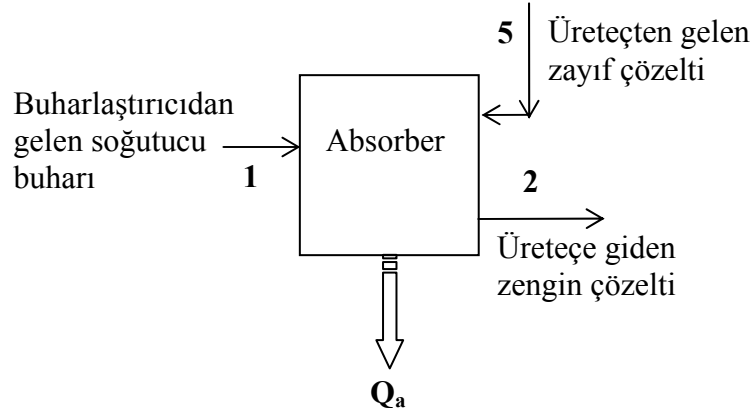
gerçekleşebilir [20]. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde bulunan buharlaştırıcı şematik olarak **Şekil 3.2.**'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Buharlaştırıcı

3.4.2. Absorber

Üreteçten çıkan amonyakça fakir çözelti (\dot{m}_5) absorbere geri dönerken; buharlaştırıcıda oluşan soğutucu buharı, absorberde absorber sıcaklığının ve çözelti konsantrasyonunun fonksiyonu olarak absorblanır. Buharlaştırıcıdan gelen amonyak buharı absorberde soğururken, serbest kalan soğurma (çözülme) entalpisinin (Q_a) uzaklaştırılması gereklidir çünkü absorberde düşük sıcaklıklarda soğurma kabiliyeti daha fazladır. Absorberde bulunan amonyakça fakir çözeltinin, buharlaştırıcıdan çıkan amonyak buharını sürekli olarak soğurmasıyla, buharlaştırıcı basıncının yükselmesi önlenir. Amonyak buharının absorpsiyonuyla çözeltideki amonyak konsantrasyonu artarak absorber sıcaklık ve basıncında, absorberden doygun halde çıkar. [20]. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde bulunan absorber, şematik olarak **Şekil 3.3.**'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Absorber

Zengin çözelti ve soğutucu buharı arasındaki kütle debisi ilişkisi “spesifik geriakış oranı” olarak tanımlanır ve Şekil 3.3.’de gösterilen absorber modeli üzerindeki akım notasyonları gözönüne alınarak, Denklem 3.1. ile ifade edilmiştir.

$$f = \left(\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \right) = \frac{(Y_1 - X_5)}{(X_2 - X_5)} \quad \text{Denklem 3.1.}$$

Spesifik geriakış oranı (f) amonyaklı sistemlerde %10 ile %30 arasındadır [20].

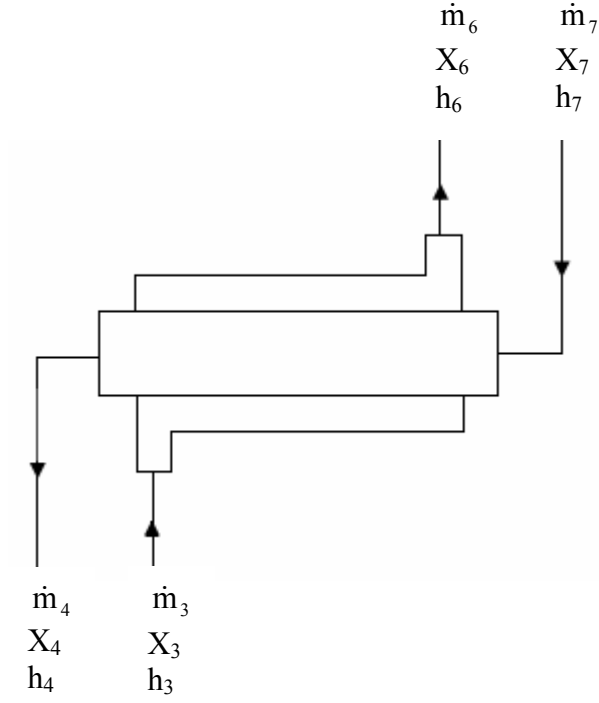
Absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışabilmesi için, absorberden çıkan çözeltinin konsantrasyonunun, üreteçten çıkan çözeltinin konsantrasyonundan daha yüksek olması gereklidir [21]. Amonyakça zengin çözeltinin konsantrasyonu (X_2) ve amonyakça fakir çözeltinin konsantrasyonu (X_5) arasındaki bu fark “gazlaştırma genişliği” olarak adlandırılır ve $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ sistemlerinde bu değer genellikle %10 ile %25 arasında bulunur [18, 20].

$$X_2 - X_5 = \text{Gazlaştırma genişliği} \quad \text{Denklem 3.2.}$$

Üreteç sıcaklığının çok düşük olduğu durumlarda, sistem daha fazla çalışamaz. Belirlenmiş buharlaştırıcı, absorber ve yoğuşturucu sıcaklıklarında üreteçin çalışmayacağı sıcaklık, üreteçe gelen ve üreteçten ayrılan çözelti konsantrasyonlarının eşit olduğu sıcaklıkla (cut-in, cut-off sıcaklığıyla) belirlenmektedir [22].

3.4.3. Isı değiştiricisi

Sistemde kullanılan ısı değiştiricisi şematik olarak şekil 3.4.'te gösterilmiştir.



şekil 3.4. Isı Değiştiricisi

Isı değiştiricinin verimi Denklem 3.3. ile tanımlanmıştır.

$$E_{\text{ısı değiştirici}} = \frac{Q_{\text{gerçek}}}{Q_{\text{maksimum}}} \quad \text{Denklem 3.3.}$$

Isı kapasitesi daha küçük olan akışkanın sıcaklık artışı daha fazla olmaktadır; maksimum ısı geçişi Denklem 3.4. ile gösterilmiştir [23];

$$Q_{\text{maksimum}} = X_{\text{min}} \cdot (T_{\text{h,in}} - T_{\text{c,in}}) = X_{\text{min}} \cdot (T_7 - T_3) \quad \text{Denklem 3.4.}$$

X_{min} değeri, hesaplanan $X_{\text{h}} = m_{\text{h}} \cdot X_{\text{p,h}}$ ve $X_{\text{c}} = m_{\text{c}} \cdot X_{\text{p,c}}$ değerlerinden küçük olanıdır.

$$X_{\text{min}} = X_{\text{f}} ;$$

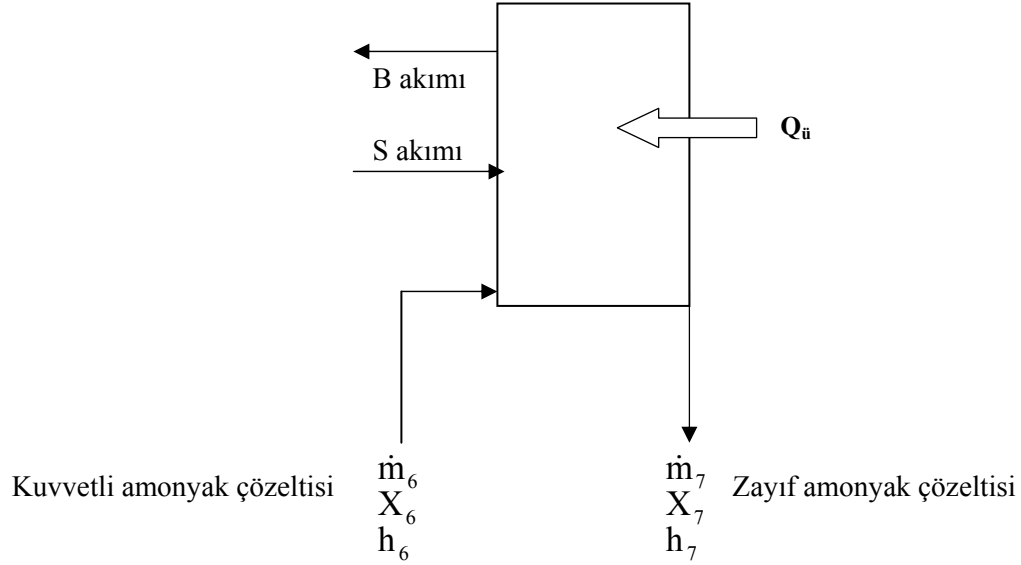
$$E_{\text{ısı değiştişii}} = \frac{X_f \cdot (T_7 - T_4)}{X_f \cdot (T_7 - T_3)} = \frac{(T_7 - T_4)}{(T_7 - T_3)} \quad \text{Denklem 3.5.}$$

Denklem 3.6. kullanılarak ısı değiştiricisinden çıkan 4 numaralı akımın sıcaklığı bulunur

$$T_4 = E_{\text{ısı değiştişii}} \cdot T_3 + (1 - E_{\text{ısı değiştişii}}) \cdot T_7 \quad \text{Denklem 3.6.}$$

3.4.4. Üreteç

Absorberden çıkan zengin amonyak çözeltisi, ısı değiştiricide sıcaklığı arttırılarak üreteçe gönderilir. Üreteç sistemi Şekil 3.5.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Üreteç

Üreteçe giren zengin amonyak çözeltisinin (6 numaralı akım) üreteçe sağlanan Q_u ısıısıyla kısmi buharlaşması sonucunda, yüksek konsantrasyonlu doymuş buhar (B akımı) ve doymuş çözelti (7 akımı) oluşur [24]. Üreteçten çıkan soğutucu maddece zengin buhar (B akımı) ve ayırıcıyı terk eden soğutucu açısından zayıf çözelti (7 numaralı akım) zellikle üreteç girişinin alttan ve ıkışımın üstten olduğu sistemlerde dengededir [20].

Yüksek basınç bölgesinde çalışan üreteç sıcaklığı, absorbere geri dönen akımın konsantrasyon değerini tanımlamaktadır [20]. Üreteçten çıkan zayıf çözelti (7 numaralı

akım), üreteç sıcaklık ve basıncında doymun halde üreteçi terkeder. Üreteçten ayrılan zayıf çözeltinin konsantrasyonu (X_7) Denklem 3.7. [20] ile hesaplanır.

$$\log_{10} P_u = a - \frac{b}{T_u} \quad \text{Denklem 3.7.}$$

$$a = 10,44 - 1,767 X_7 + 0,9823 X_7 + 0,3627 X_7^3 \quad \text{Denklem 3.7a.}$$

$$b = 2013,8 - 2155,7 X_7 + 1540,9 X_7^2 - 194,7 X_7^3 \quad \text{Denklem 3.7b.}$$

[T:K ve P:Pa]

Üreteçten çıkan buhar akımının konsantrasyonu, üreteç sıcaklığının ve üreteçten çıkan çözeltinin fonksiyonudur.

Üreteçten çıkan akımın konsantrasyonu, dengede olduğu üreteç çıkış çözeltisine (7 numara) bağlı olarak Denklem 3.8. ile hesaplanır [20].

$$Y_B = 1 - (1 - X_7)^R \quad \text{Denklem 3.8.}$$

$$R = 7,1588 - 0,6171 \cdot 10^{-6} \cdot P + (((10,7490 \cdot X_7 - 17,8690)X_7 + 4,0297)X_7 - 1,3086)X_7 + 0,3715 \cdot 10^{-6} \cdot P)X_7 \quad \text{Denklem 3.8a.}$$

3.4.5. Deflakmatör

Üreteçte, absorberden gelen zengin çözeltiye ısı verilmesiyle üreteç sıcaklığı artar. Sıcaklık artışıyla suyun amonyak soğurma kabiliyeti azalır ve soğutucu madde olan amonyak çözeltiden buharlaşarak ayrılır. Amonyak-su akışkan çiftinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımında, soğurucu olarak kullanılan suyun buhar basıncının, soğutucu olarak kullanılan amonyak buhar basıncının yanında ihmal edilemez olduğu gözönünde bulundurulmalıdır. Bu nedenle, üreteçteki çözeltinin ısıtılmasıyla oluşan buhar %100 amonyak içerikli değildir ve üreteçten çıkan soğutucu buharının içerdiği su, sistemin performansını olumsuz yönde etkilemektedir [25]. Üreteçe sağlanan ısıyla, soğutma üretiminde kullanılmayan suyun da buharlaşması, sistem performansını olumsuz yönde etkilemektedir [26].

Üreteçten çıkan buhar, içerdiği su miktarı azaltılmadan, yoğuşturucuya ve ardından buharlaştırıcıya gönderilirse; buharın içerdiği su buharlaştırıcıda birikme eğilimi

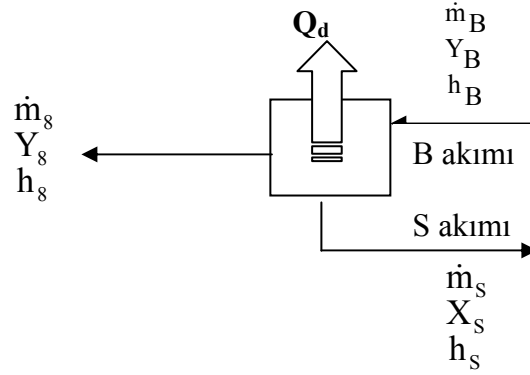
gösterecektir. Buharlaştırıcıda kalan su bakımından zengin çözeltinin buharlaştırılması durumunda ise, buharlaştırıcının sıcaklığında artış olacaktır. Sonuç olarak; üreteç çıkışındaki buharın su miktarı azaltılmazsa, tüm sistemin operasyon şartları değişecek ve sistemin tasarım koşullarına yakın çalışması mümkün olamayacaktır [25].

Üreteç çıkışındaki akımın, yoğuşturucuya gönderilemeden önce su içeriğinin azaltılması amacıyla iki farklı sistem kullanılabilir; kısmi kondenzasyon ve ters akışlı saflaştırma kolonu.

Kısmi kondenzasyon yönteminde; üreteçten çıkan buharın saflaştırılması amacıyla; üreteçten çıkan amonyak/su buhar karışımı deflakmatörde (riflaks soğutucu, rectifier, dephlegmator) soğutulmuş yüzeyle temas eder ve bir kısmının yoğuşacağı şekilde soğutulur. Riflaks olarak adlandırılan yoğuşan kısım (kondensat) üreteçe geri gönderilirken deflakmatörde çıkan buharın içerdiği su miktarı azaltılır.

Deflakmatör kullanılarak, kısmi kondenzasyon yöntemiyle istenen saflıkta buhar elde edilemediği durumda veya deflakmatörden uzaklaştırılması gereken ısı miktarı fazla olduğu durumda; üreteçten çıkan buharın amonyakça zenginleştirilmesi amacıyla rektifikasyon kolonu kullanılmaktadır [25]. Ancak rektifikasyon kolonu sisteme ek maliyet getirmektedir.

120°C'den yüksek üreteç sıcaklıklarında çalışıldığında; üreteç çıkış akımının amonyakça zenginleştirilmesinde saflaştırma kolonu kullanılması gereklidir. Ancak üreteç ısı kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanıldığı, 120°C'den yüksek üreteç sıcaklıklarıyla çalışılması öngörülmediği sistemler için, üreteç çıkışında deflakmatör kullanılması yeterli olmaktadır [27]. Yapılan çalışmalar amonyak/su karışımıyla çalışan bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin kolon tasarımı çalışmasında da, kolon çıkışında 0,999'lük amonyak konsantrasyonu elde etmek için 150 °C ayırıcı sıcaklığında 4 rafa, 120 °C ayırıcı sıcaklığında ise 2 rafa ihtiyaç duyulduğunu; ancak 80, 90, 100 ve 110 °C'lik ayırıcı sıcaklıklarında distilasyon kolonu için teorik olarak herhangi bir rafa gereksinim duyulmadığı ve sadece deflakmatör kullanılarak gerekli ayırmanın sağlanabileceği gösterilmiştir [28, 29]. Sistemde bulunan deflakmatör şematik olarak **Şekil 3.6.**'te gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Deflakmatör

Deflakmatör (kısmi kondenser) kullanılan sistemlerde, kısmi kondenseri terkeden buhar faz (8 numara), sıvı kondensatla (S akımı) denge halindedir; bu yüzden kısmi kondenser bir teorik rafa eşit kabul edilmektedir [26, 30].

Şematik olarak Şekil 3.6.'da gösterilen sistemde, deflakmatörü terkeden 8 numaralı akım ile dengede olan sıvının S akımının amonyak konsantrasyonu Denklem 3.9. ile hesaplanmaktadır.

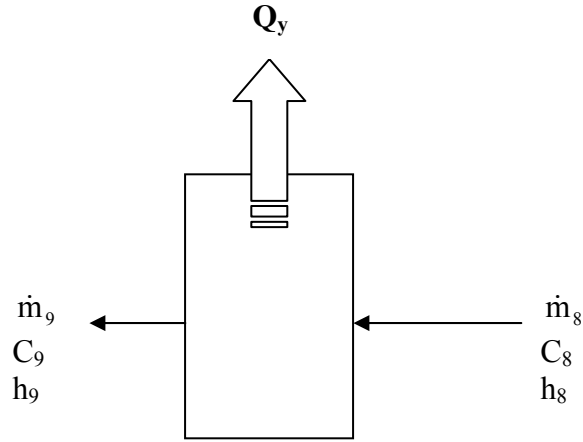
$$Y_8 = 1 - (1 - X_s)^R$$

Denklem 3.9.

$$R = 7,1588 - 0,6171 \cdot 10^{-6} \cdot P + (((10,7490 \cdot X_s - 17,8690)X_s + 4,0297)X_s - 1,3086)X_s + 0,3715 \cdot 10^{-6} \cdot P)X_s$$

3.4.6. Yoğuşturucu

Ayırıcıdan çıkan soğutucu buharı (\dot{m}_8), yoğuşturucuda çevreye ısı (Q_y) vererek sıvılaşır. Yoğuşturucunun sıcaklığı, sistemin yüksek basıncını tanımlamaktadır. Yoğuşturucu şematik olarak Şekil 3.5.'te gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Yoğuşturucu

Hava soğutmalı sistemlerde kullanılan yoğuşturucu sıcaklıkları su soğutmalı sistemlere göre daha yüksektir ve buna bağlı olarak da sistemin yüksek basınç değeri daha yüksek olmaktadır.

3. 5. Kütle, Enerji ve Amonyak Dengeleri

3.5.1. Buharlaştırıcı

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 \quad \text{Denklem 3.10.}$$

Amonyak Dengesi;

$$\dot{m}_{10} \cdot X_{10} = \dot{m}_1 \cdot Y_1 \quad \text{Denklem 3.11.}$$

Kütle dengesi gözönüne alınarak amonyak dengesi düzenlenirse; $X_{10} = Y_1$

Enerji Dengesi

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + Q_b = \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad \text{Denklem 3.12.}$$

3.5.2. Absorber

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_5 \quad \text{Denklem 3.13.}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_2 \cdot X_2 = \dot{m}_1 \cdot Y_1 + \dot{m}_5 \cdot X_5 \quad \text{Denklem 3.14.}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + Q_a \quad \text{Denklem 3.15.}$$

3.5.3. Isı Değiştirici

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6 \quad \text{Denklem 3.16.}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_3 \cdot X_3 + \dot{m}_7 \cdot X_7 = \dot{m}_4 \cdot X_4 + \dot{m}_6 \cdot X_6 \quad \text{Denklem 3.17.}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad \text{Denklem 3.18.}$$

3.5.4. Deflakmatör

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_B = \dot{m}_8 + \dot{m}_S \quad \text{Denklem 3.19.}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_B \cdot Y_B = \dot{m}_8 \cdot Y_8 + \dot{m}_S \cdot X_S \quad \text{Denklem 3.20.}$$

$$\dot{m}_B \cdot Y_B = \dot{m}_8 \cdot Y_8 + (\dot{m}_B - \dot{m}_8) \cdot X_S$$

Denklem 3.20. ile gösterilen amonyak dengesi düzenlenerek; üreteçten çıkan B akımının kütle debisi Denklem 3.21. ile ve deflakmatörde yoğuşarak üretece dönen S akımının kütle debisi Denklem 3.22. ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}_B = \dot{m}_8 \frac{Y_8 - X_S}{Y_B - X_S} \quad \text{Denklem 3.21.}$$

$$\dot{m}_S = \dot{m}_8 \frac{Y_B - Y_8}{X_S - Y_B} \quad \text{Denklem 3.22.}$$

Enerji Dengesi

$$Q_d = \dot{m}_B \cdot h_B - \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_S \cdot h_S \quad \text{Denklem 3.23.}$$

3.5.5. Üreteç

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8 \quad \text{Denklem 3.24.}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_6 \cdot X_6 = \dot{m}_7 \cdot X_7 + \dot{m}_8 \cdot Y_8 \quad \text{Denklem 3.25.}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + Q_u = \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_7 \cdot h_7 + Q_d \quad \text{Denklem 3.26.}$$

3.5.6. Yoğuşturucu

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad \text{Denklem 3.27.}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_8 \cdot Y_8 = \dot{m}_9 \cdot X_9 \quad \text{Denklem 3.28.}$$

Kütle dengesinden, gerekli sadeleştirme yapılırsa; $X_8=X_9$

Enerji Dengesi

$$Q_y = \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_9 \cdot h_9$$

Denklem 3.29.

3.6. Kullanılan Denklemler

Hesaplama bölümünde kullanılan denklemler verilmiştir.

3.6.1. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözeltisi için sıvı hal entalpisi [19].

$$h_L(T, \bar{X}) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{273,16} - 1 \right)^{m_i} \bar{X}^{n_i}$$

Denklem 3.30.

Tablo 3.1. Denklem 3.30.'da Kullanılan Katsayılar

i	m _i	n _i	a _i	i	m _i	n _i	a _i
1	0	1	-7,61080·10 ⁰	9	2	1	2,84179·10 ⁰
2	0	4	2,56905·10 ¹	10	3	3	7,41609·10 ⁰
3	0	8	-2,47092·10 ²	11	5	3	8,91844·10 ²
4	0	9	3,25952·10 ²	12	5	4	-1,61309·10 ³
5	0	12	-1,58854·10 ²	13	5	5	6,22106·10 ²
6	0	14	6,19084·10 ¹	14	6	2	-2,07588·10 ²
7	1	0	1,14314·10 ¹	15	6	4	-6,87393·10 ⁰
8	1	1	1,18157·10 ⁰	16	8	0	3,50716·10 ⁰

$$\bar{X} = \frac{18,015 \cdot X}{18,015 \cdot X + 17,03(1 - X)}$$

Denklem 3.30a.

X: Amonyanın kütle fraksiyonu

\bar{X} : Amonyanın mol fraksiyonu

3.6.2. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ için buhar hal entalpisi [19].

$$h_B(T, \bar{Y}) = 1000 \sum_{i=1}^{17} a_i \left(1 - \frac{T}{324} \right)^{m_i} (1 - \bar{Y})^{n_i/4}$$

Denklem 3.31.

Tablo 3.2. Denklem 3.31.'de Kullanılan Katsayılar

i	m _i	n _i	a _i	i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	1,28827	10	1	3	1,64508·10 ¹
2	1	0	1,25247·10 ⁻¹	11	2	3	-9,36849
3	2	0	-2,08748	12	0	4	8,42254
4	3	0	2,17696	13	1	4	-8,58807
5	0	2	2,35687	14	0	5	-2,77049
6	1	2	-8,86987	15	4	6	-9,61248·10 ⁻¹
7	2	2	1,02635·10 ¹	16	2	7	9,88009·10 ⁻¹
8	3	2	-2,3744	17	1	10	3,08482·10 ⁻¹
9	0	3	-6,70515				

3.6.3. Saf Amonyak Doyma Basıncı [20].

$$\log_{10} P = a - \frac{b}{T} \quad \text{(Denklem 3.32)}$$

$$a=10,018 \text{ ve } b=1204,3$$

$$T:[K] \text{ ve } P:[Pa] \text{ (} P < 25 \cdot 10^5 \text{ Pa)}$$

3.6.4. Çözültideki soğutucu madde konsantrasyonu [20].

$$\log_{10} P = a - \frac{b}{T} \quad \text{Denklem 3.33.}$$

$$a = 10,44 - 1,767 X + 0,9823 X^2 + 0,3627 X^3 \quad \text{Denklem 3.33a.}$$

$$b = 2013,8 - 2155,7 X + 1540,9 X^2 - 194,7 X^3 \quad \text{Denklem 3.33b.}$$

$$[T:K \text{ ve } P:Pa]$$

3.6.5. Özgül Hacim [19]

$$v(T, C) = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 a_{ij} (T)^i X^j \quad \text{Denklem 3.34.}$$

Tablo 3.3. Denklem 3.34.'de Kullanılan Katsayılar

i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}
0	0	$9,9842 \times 10^{-4}$	0	1	$3,5489 \times 10^{-4}$	0	2	$-1,2006 \times 10^{-4}$	0	3	$3,2426 \times 10^{-4}$
1	0	$-7,8161 \times 10^{-8}$	1	1	$5,2261 \times 10^{-6}$	1	2	$-1,0567 \times 10^{-5}$	1	3	$9,8890 \times 10^{-6}$
2	0	$8,7601 \times 10^{-9}$	2	1	$-8,4137 \times 10^{-8}$	2	2	$2,4056 \times 10^{-7}$	2	3	$-1,8715 \times 10^{-7}$
3	0	$-3,9076 \times 10^{-11}$	3	1	$6,4816 \times 10^{-10}$	3	2	$-1,9851 \times 10^{-9}$	3	3	$1,7727 \times 10^{-9}$

3.6.6. Sıvı-buhar Dengesi [20]

$$Y_B = 1 - (1 - X_S)^R$$

Denklem 3.35.

$$R = 7,1588 - 0,6171 \cdot 10^{-6} \cdot P + (((10,7490 \cdot X_S - 17,8690)X_S + 4,0297)X_S - 1,3086)X_S + 0,3715 \cdot 10^{-6} \cdot P)X_S$$

$$P > 5,52 \cdot 105 \text{ Pa}$$

3.6.7. Doymuş Buhar Sıcaklığı [31]

$$T_d(P, Y) = T_0 \sum_i a_i (1 - Y)^{m_i/4} \left[\ln \left(\frac{P_0}{P} \right) \right]^{n_i}$$

Denklem 3.36.**Tablo 3.4.** Denklem 3.36.'da Kullanılan Katsayıları

i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	$0,324004 \cdot 10^1$
2	0	1	$-0,395920 \cdot 10^0$
3	0	2	$0,435624 \cdot 10^{-1}$
4	0	3	$-0,218943 \cdot 10^{-2}$
5	1	0	$-0,143526 \cdot 10^1$
6	1	1	$0,105256 \cdot 10^1$
7	1	2	$-0,719281 \cdot 10^{-1}$
8	2	0	$0,122362 \cdot 10^2$
9	2	1	$-0,224368 \cdot 10^1$
10	3	0	$-0,20178 \cdot 10^2$
11	3	1	$0,110834 \cdot 10^1$
12	4	0	$0,145399 \cdot 10^2$
13	4	2	$0,644312 \cdot 10^0$
14	5	0	$-0,221246 \cdot 10^1$
15	5	2	$-0,756266 \cdot 10^0$

16	6	0	$-0,135529 \cdot 10^1$
17	7	2	$0,1835410 \cdot 10^0$

$T_0=100$ K $P_0=2$ Mpa

3.6.8. NH₃ doymuş sıvı entalpisi [20]

$$h_l = 6,7702 + 4,7182 \cdot T$$

Denklem 3.37.

$$5,52 \cdot 10^5 \text{ Pa} < P < 24,13 \cdot 10^5 \text{ Pa ve } T : [^{\circ}\text{C}]$$

3.6.9. NH₃ doymuş buhar entalpisi [20]

$$h_{v,d} = 1234,944 + (1,8 \cdot T + 32) \cdot (0,9672 + (1,8 \cdot T + 32)(-11,5081 \cdot 10^{-6} \\ (1,8 \cdot T + 32) + 3,4775 \cdot 10^{-3}))$$

Denklem 3.38.

$$3,45 \cdot 10^5 \text{ Pa} < P \leq 5,52 \cdot 10^5 \text{ Pa ve } T : [^{\circ}\text{C}]$$

$$h_{v,y} = 1290,28542 + 19,4669 \cdot 10^{-9} (1,8 \cdot T + 32)^4$$

Denklem 3.39.

$$5,52 \cdot 10^5 \text{ Pa} < P < 24,13 \cdot 10^5 \text{ Pa ve } T : [^{\circ}\text{C}]$$

4. SİSTEMİN ÇALIŞMA ŞARTLARI VE HESAPLAMALAR

4.1. Sistem Parametrelerinin Seçimi

$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin hesaplamalarının yapılabilmesi için öncelikle sistem sıcaklıkları belirlenmiştir.

4.1.1. Buharlaştırıcı sıcaklığı

Tablo 2.1.'de de belirtildiği gibi absorpsiyonlu soğutma sisteminin iklimlendirme amaçlı kullanımında soğutma sıcaklıkları $4\text{ }^\circ\text{C}$ 'den büyük olmaktadır. Çalışma kapsamında buharlaştırıcı sıcaklığı $5\text{ }^\circ\text{C}$ olarak seçilmiştir.

4.1.2. Absorber sıcaklığı

Absorber sıcaklığı, soğutma suyu sıcaklığı gözönüne alınarak $30\text{ }^\circ\text{C}$ olarak seçilmiştir.

4.1.3. Yoğuşturucu sıcaklığı

Absorberin ve yoğuşturucunun su soğutmalı olduğu ve yoğuşturucu sıcaklığının absorber sıcaklığına eşit olduğu kabulüyle, yoğuşturucu sıcaklığı $30\text{ }^\circ\text{C}$ olarak seçilmiştir.

4.1.4. Sistem basınçları

Sistemde yoğuşturucu ve üreteç yüksek P basıncında çalışırken buharlaştırıcı ve soğurucu düşük P_0 basıncında çalışmaktadır. Sistemin yüksek basınç değerini yoğuşturucu sıcaklığındaki doyma basıncı tanımlamaktadır. Yoğuşturucu basıncı ve üreteç basıncı eşittir. Sistemin düşük basınç değerini buharlaştırıcı sıcaklığındaki doyma sıcaklığı tanımlamaktadır. Buharlaştırıcı basıncı ve absorber basıncı eşittir.

Seçilen yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarına göre sistemin çalışma basınçları, Denklem 3.32. ile gösterilen, Clausius-Clapeyron denklemine dayanan ve Bourseau

(1986) tarafından saf amonyak için geliştirilmiş olan denklem kullanılarak hesaplanır [20].

Seçilen sıcaklıklar için Denklem 3.37. kullanılarak;

$T_{buh}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$ için $P=487889,8\text{ Pa}$ olarak bulunur. Sistemde, $P_{buh}=P_{abs}=487,890\text{ kPa}$ 'dır.

$T_{yoğ}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ için $P=1110144$ olarak bulunur. Sistemde, $P_{yoğ}=P_{üreteç}=1110,144\text{ kPa}$ 'dır.

4.1.5. Üreteç sıcaklığı

487,890 kPa basınçta ve 30 °C sıcaklıkta çalışan absorberden çıkıp üreteçe giden doymuş haldeki kuvvetli çözeltinin konsantrasyonu (X_2), Denklem 3.33 ile MATLAB kullanılarak $X_2=0,5648$ olarak hesaplanmıştır. Bölüm 3.4.2. 'de de belirtildiği gibi, üreteçe gelen ve üreteçten ayrılan çözelti konsantrasyonlarının eşit olduğu sıcaklıkta ($T_{cut-off}$) üreteçten soğutucu akışkan buharlaşmamıştır ve bu sıcaklıkta sistem çalışmamaktadır.

Üreteçten ayrılan çözeltinin konsantrasyonunun $X_7=X_2=0,5648$ ve üreteç basıncının 1110,144 kPa durumdaki üreteç sıcaklığı, Denklem 3.33 ile MATLAB kullanılarak $T_{cut-off}=58,670\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. Sistemin çalışabilmesi için üreteç sıcaklığının, $T_{cut-off}$ sıcaklığından yüksek olması gereklidir. Bölüm 3.4.2.'de belirtildiği gibi, $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ sistemlerinde absorberden çıkan çözelti konsantrasyonu (X_2) ve üreteçten çıkan çözelti konsantrasyonu (X_7) arasındaki "gazlaştırma genişliği" olarak adlandırılan fark %10 ile %25 arasında bulunur. %10'luk gazlaştırma genişliği için X_7 ;

$X_7=X_2-0,10=0,5648-0,10=0,4648$ olarak bulunmuştur.

Üreteçten çıkan çözelti konsantrasyonunun, $X_7=0,4648$ olduğu durum için, Denklem 3.33 ile MATLAB kullanılarak $T_{üreteç}=73,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, üreteçe sağlanması gereken ısı miktarı (Q_u), üreteç sıcaklığının fonksiyonudur. Seçilen sistem şartlarında, 75 °C'lik üreteç sıcaklığında çalışılması uygun bulunmuştur.

4.2. Hesaplamalar

Bu bölüm kapsamında üreteç çıkışının %100 amonyak içerdiği ve deflakmatör çıkış akımının kütleye 0,999 ve 0,99 amonyak içerdiği durumlar için hesaplama yapılmıştır.

4.2.1. Deflakmatör Çıkışının 0,999 NH₃ Olduğu Durum için Hesaplamalar

- ✓ Tek etkili, NH₃-H₂O akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde, T_{buh}=5 °C , T_{abs}=30 °C, T_{üreteç}=75 °C T_{yoğ}=30 °C sıcaklıkları kabul edilmiştir.
- ✓ Sistemde deflakmatörden çıkan akımın kütlece amonyak fraksiyonunun %99,9=0,999 olduğu kabulüyle hesaplamalar yapılmıştır.
- ✓ P_{buh}=P_{abs}=487,890 kPa
- ✓ P_{yoğ}=P_{üreteç}= 1110,144 kPa

Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi, soğutma kapasitesi ve soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdaki entalpi değişimiyle hesaplanmaktadır.

- ✓ Deflakmatörden çıkan, ağırlıkça %99,9 amonyak içeren soğutucu akışkan yoğuşturucudan, T_{yoğ}=30 °C sıcaklığında ve h₉ entalpisinde doymuş sıvı olarak çıkmaktadır.

T_{yoğ}=30 °C sıcaklıktaki amonyağın doymuş sıvı hal entalpisini Denklem 3.30 kullanılarak; h_L = h₉ = 140,914 kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

Soğutucu akışkan, kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcı basıncına kısıılır ve bu işlem sırasında sıcaklığı azalır ancak entalpi değeri aynı kalır [23] .

$$h_{10} = h_9 = 140,914 \text{ kJ/kg}$$

- ✓ Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan kütlece %99,9 amonyak içererek ve T_{buh}=5 °C şartlarında doymuş buhar olarak çıkmaktadır.

T_{buh}=5 °C sıcaklıktaki amonyağın doymuş buhar hal entalpisini bulmak için Denklem 3.31 kullanılmıştır. Buharlaştırıcıdan T_{buh}=5 °C şartlarında doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkanın entalpi değeri h₁ olarak ifade edilirse;

$$h_v=h_1= 1292,089 \text{ kJ/kg}$$

20 kW soğutma kapasitesine sahip sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütle debisi:

$$\dot{m}_1 (\text{kg/h}) = \frac{\text{Sogutma Kapasitesi (kJ/h)}}{h_1 - h_{10} (\text{kJ/kg})}$$

Eşitlik 4.1

$$\dot{m}_1 (\text{kg/s}) = \frac{72000 \text{ kJ/h}}{1292,089 \text{ kJ/kg} - 140,914 \text{ kJ/kg}} = 62,545 \text{ kg/h}$$

- ✓ Kuvvetli amonyak-su çözeltisi (2 numaralı akım) absorberden, T=30 °C'lik absorber sıcaklığında ve P=487,890 kPa absorber basıncında doymuş halde çıkmaktadır.

Denklem 3.33 kullanılarak T=303,15 K ve P=487890 Pa değerleri için konsantrasyon değeri (X)'ye göre MATLAB kullanılarak çözüldüğünde, absorberden çıkan 2 numaralı akımın konsantrasyonu X₂= 0,5648 olarak bulunmuştur.

$$X_2=X_3=X_6= 0,5648$$

- ✓ Zayıf amonyak-su çözeltisi (7 numaralı akım) üreteçten, üreteç koşulları olan 75 °C sıcaklıkta ve 1110,144 kPa basıncında doymuş halde çıkmaktadır.

Denklem 3.33, T=348,15 K ve P=1110144 Pa değerleri için X'e göre MATLAB kullanılarak çözüldüğünde, üreteçten çıkan 7 numaralı akımın konsantrasyonu X₇= 0,4563 olarak bulunmuştur.

$$X_7=X_4=X_5=0,4563$$

Zengin çözelti ve fakir çözelti konsantrasyonları arasındaki fark "gazlaştırma genişliği" olarak adlandırılır ve bu değer, H₂O/NH₃ sistemleri için %10 ile %25 arasında bulunur.[18, 20]. Hesaplanan konsantrasyon değerleri için gazlaştırma genişliği; X₂ - X₇ = 0,5648 - 0,4563 = 0,1085 ≅ %10,85 olup NH₃/H₂O sistemleri için belirtilmiş olan %10-25 aralığında kalmaktadır.

Zengin çözelti ve soğutucu buharı arasındaki, "spesifik geriakış oranı" Denklem 3.1. ile;

$$f = \left(\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \right) = \left(\frac{Y_1 - X_5}{X_2 - X_5} \right) = \frac{(0,999 - 0,4563)}{(0,5648 - 0,4563)} = 5$$

olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot f = 62,545 \text{ kg/h} \cdot 5 = 312,725 \text{ kg/h}$$

Absorber için yazılan amonyak dengesi çözümlenerek;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 = 250,180 \text{ kg/h olarak hesaplanmıştır.}$$

Sistemde;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_7 = 250,180 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_6 = 312,725 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_9 = \dot{m}_8 = 62,545 \text{ kg/h}$$

Absorberden çıkan $T_2=30^\circ\text{C}$ ve $X_2=0,5648$ özelliklerine sahip 2 numaralı akımın entalpi değeri Denklem 3.30 kullanılarak $h_2 = -110,141\text{kJ/kg}$ olarak bulunmuştur.

Üreteçten çıkan $T_7=75^\circ\text{C}$ ve $X_7=0,4563$ özelliklerine sahip 7 numaralı akımın entalpi değeri Denklem 3.30 kullanılarak $h_7=86,817$ olarak hesaplanmıştır.

Absorberden çıkan akımın (2 numara) basıncı ısı değiştiricisine girmeden önce pompayla üreteç basıncına artırılmaktadır. Amonyak-su eriyiğinin pompa çıkışındaki (3 numara) entalpi değeri Denklem 4.2. kullanılarak hesaplanır,

$$h_3 = h_2 + (P_3 - P_2)v_2 \quad \text{Denklem 4.2.}$$

Sıkıştırılmaz akışkan için $v_2 \approx v_3$ kabulü ile absorberden çıkan zengin eriyiğin özgül hacim değeri (v_2) Denklem 3.34 kullanılarak $v_2 = 0,00126$ olarak hesaplanmıştır,

Hesaplanan v_2 , P_3 ve P_2 değerleri Denklem 4.2.'de kullanılarak;

$$h_3 = -110,141\text{kJ/kg} + (1110,144\text{ kPa} - 487,890\text{ kPa}) \cdot \left(\frac{0,00126\text{ m}^3}{\text{kg}} \right) \left(\frac{\text{kJ}}{1\text{kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$

$h_3 = -109,357\text{ kJ/kg}$ olarak bulunmuştur.

Pompadan çıkan akımın (3 numaralı akım) basıncı 1110,144 kPa olduğu için ve bu akımın entalpi değeri h_3 ve amonyak konsantrasyonu X_3 bilindiği için Denklem 3.30. kullanılarak $T_3=30,17^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur.

$T_3=30,17^\circ\text{C}$ ve $T_7=75^\circ\text{C}$ değerlerinin Denklem 3.6.'da kullanılmasıyla, ısı değiştiricisinde basınç düşüşü olmadığı ve ısı değiştirici etkinliğinin $E_{\text{ısı değiştirici}}=0,8$ olduğu kabulleriyle $T_4=39,137^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

$T_4=39,137^\circ\text{C}$ ve $X_7=X_4=0,4563$ değerleriyle 4 numaralı akımın entalpisi Denklem 3.30. kullanılarak $h_4=-81,556\text{ kJ/kg}$ olarak bulunmuştur.

Isı değiştirici için Denklem 3.18 ile belirtilen enerji dengesi kullanılarak $h_6=25,341\text{ kJ/kg}$ olarak bulunmuştur. Isı değiştiricisinden çıkan 4 numaralı akım üreteç basıncına sahip olduğu için, absorbere girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilerek absorber çalışma basıncına ($P=487,890\text{ kPa}$) kısılır ve bu işlem sırasında sıcaklığı azalırken entalpi değeri aynı kalır.

$$h_5=h_4=-81,556\text{ kJ/kg}$$

- ✓ Üreteçten çıkan buhar (B akımı), üreteçten $T_B=75^\circ\text{C}$ 'lik üreteç sıcaklığında, doymuş halde çıkmaktadır ve $X_7=0,4563$ konsantrasyonuna sahip 7 numaralı akımla denge halindedir.

B akımının amonyak konsantrasyonu sıvı-buhar dengesini veren Denklem 3.35 ile MATLAB kullanılarak $Y_B=0,9773$ olarak hesaplanmıştır.

B akımının doymuş buharın entalpisi Denklem 3.31 kullanılarak $h_B=1441,227\text{ kJ/kg}$ olarak hesaplanmıştır.

B akımı 0,9773'lük amonyak konsantrasyonu ile deflakmatöre girer. Deflakmatörde gerekli soğutma sağlanarak, deflakmatör çıkışındaki soğutucu buhar (8 numara) kütlece 0,999'lük amonyak fraksiyonuna sahiptir. Deflakmatörden çıkan kütlece 0,999'lük amonyak konsantrasyonuna sahip buharın sıcaklığı Denklem 3.36 kullanılarak $T_8=38,7^\circ\text{C}$ olarak ve entalpisi Denklem 3.31 kullanılarak $h_8=1327,104\text{ kJ/kg}$ olarak hesaplanmıştır.

- ✓ Deflakmatörü terkeden sıvı kondensat (S akımı) deflakmatörü terkeden buhar ile (8 numara) denge halindedir.

Deflakmatörden çıkan kütlece 0,999'lük amonyak fraksiyonuna sahip buharın (8 numara) dengede olduğu sıvı kondensatın (S akımı) amonyak fraksiyonu Denklem 3.35.

ile MATLAB kullanılarak $X_S = 0,8128$ olarak, entalpisi ise Denklem 3.30. kullanılarak $h_S = 48,677$ kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

B akımının kütle debisi Denklem 3.21. kullanılarak $\dot{m}_B = 70,796$ kg/h olarak hesaplanmıştır. S akımının kütle debisi Denklem 3.22. kullanılarak $\dot{m}_S = 8,251$ kg/h olarak hesaplanmıştır.

Tek etkili amonyak-su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde, hesaplanan parametreler Tablo 4.1.'de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. $Y_8 = 0,999$ ve $T_{abs} = 30$ °C $T_{ürt} = 75$ °C $T_{yog} = 30$ °C $T_{buh} = 5$ °C

P yüksek [kPa]	1110,144
P alçak [kPa]	487,89
$X_2 = X_3 = X_6$	0,5648
$X_7 = X_4 = X_5$	0,4563
$Y_1 = Y_8 = X_9 = X_{10}$	0,999
f(dolaşım oranı)	5
m1(kg/h)	62,545
h1(kJ/kg)	1292,089
m2(kg/h)	312,725
h2(kJ/kg)	-110,141
m3(kg/h)	312,725
h3(kJ/kg)	-109,357
m4(kg/h)	250,180
h4(kJ/kg)	-81,556
m5(kg/h)	250,180
h5(kJ/kg)	-81,556
m6(kg/h)	312,725
h6(kJ/kg)	25,341
m7(kg/h)	250,180
h7(kJ/kg)	86,817
m8(kg/h)	62,545
h8(kJ/kg)	1327,104
m9(kg/h)	62,545
h9(kJ/kg)	140,914
m10(kg/h)	62,545
h10(kJ/kg)	140,914
mB(kg/h)	70,796
Y_B	0,9773

hB(kJ/kg)	1441,227
mS(kg/h)	8,251
X_s	0,8128
hS(kJ/kg)	48,677

Tablo 4.1.'de gösterilen değerlerle Tabs=30 °C Türt=75 °C Tkond=30 °C Tbuh=5 °C sıcaklıklarında çalışan, tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için buharlaştırıcı, absorber, deflakmatör, üreteç yoğuşturucu ısıları ve pompa gücü hesaplanır.

Buharlaştırıcı:

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + Q_b = \dot{m}_1 \cdot h_1$$

Denklem 3.12.

$$Q_b = \frac{62,545 \text{ kg/h}(1292,089 \text{ kJ/kg} - 140,914 \text{ kJ/kg})}{3600 \text{ s/h}}$$

$$Q_b = 20 \text{ kW}$$

Absorber:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + Q_a$$

Denklem 3.15.

$$Q_a = \frac{62,545 \text{ kg/h} \cdot 1292,089 \text{ kJ/kg} + 250,180 \text{ kg/h} \cdot (-81,556 \text{ kJ/kg})}{3600 \text{ s/h}} - \frac{312,725 \text{ kg/h} \cdot (-110,141 \text{ kJ/kg})}{3600 \text{ s/h}}$$

$$Q_a = 26,348 \text{ kW}$$

Deflakmatör

$$Q_d = \dot{m}_B \cdot h_B - \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_S \cdot h_S$$

Denklem 3.23.

$$Q_d = \frac{70,796 \text{ kg/h} \cdot 1441,227 \text{ kJ/kg} - 62,545 \text{ kg/h} \cdot 1327,104 \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ s/h}} - \frac{-8,251 \text{ kg/h} \cdot 48,677 \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ s/h}}$$

$$Q_d = 5,174 \text{ kW}$$

Üreteç

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + Q_{\dot{u}} = \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_7 \cdot h_7 + Q_d \quad \text{Denklem 3.26.}$$

$$Q_{\dot{u}} = 32,063 \text{ kW}$$

Yoğuşturucu

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_9 \cdot h_9 + Q_y \quad \text{Denklem 3.27.}$$

$$Q_y = 20,609 \text{ kW}$$

Pompa

Pompanın gücü Denklem 4.3. kullanılarak hesaplanmıştır.

$$W_p = (P_3 - P_2) v_2 \cdot \dot{m}_2 \quad \text{Denklem 4.3.}$$

$$W_p = 0,00126 \cdot (1110,144 \text{ kPa} - 487,890 \text{ kPa}) \cdot \left(\frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg}} \right) \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \cdot 312,725 \text{ kg/h}$$

$$W_p = 245,188 \text{ kJ/h} = 0,068 \text{ kW}$$

1. kanun analizi:

$$Q_{\dot{u}} + Q_b + W_p = Q_y + Q_a + Q_d \quad \text{Denklem 4.4.}$$

$$32,063 \text{ kW} + 20 \text{ kW} + 0,068 \text{ kW} - (20,609 \text{ kW} + 26,348 \text{ kW} + 5,174 \text{ kW}) = 0$$

olarak hesaplanmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı (STK), sistemden elde edilmek istenen soğutmanın, sisteme sağlanması gereken enerji miktarına oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$STK = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_u + W_p}$$

Denklem 4.5.

Sistemin performans katsayısı;

$$STK = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_u + W_p} = \frac{20 \text{ kW}}{32,063 \text{ kW} + 0,068 \text{ kW}} = 0,622 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Literatürde, tek etkili amonyak-su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK değerinin 0,6- 0,7 aralığında olduğu belirtilmiştir. [20].

4.2.2. Deflaktör Çıkışının 0,99 NH₃ Olduğu Durum için Hesaplamalar

Deflaktör çıkış konsantrasyonunun amonyakça %99 olduğu durum için hesaplamalar, çıkış konsantrasyonunun %99,9 olduğu duruma göre Bölüm 4.2.1.'de yapılan hesaplama yöntemi uygulanmış ve sonuçlar Tablo 4.2.'de gösterilmiştir.

Tablo 4.2. Y₈=0,99 ve T_{abs}=30 °C T_{ürt}=75 °C T_{yog}=30 °C T_{buh}=5 °C

P yüksek [kPa]	1110,144
P alçak [kPa]	487,89
X₂=X₃=X₆	0,5648
X₇=X₄=X₅	0,4563
Y₁=Y₈=X₉=X₁₀	0,99
f(dolaşım oranı)	4,919
m1(kg/h)	60,643
h1(kJ/kg)	1318,393
m2(kg/h)	298,303
h2(kJ/kg)	-110,141
m3(kg/h)	298,303
h3(kJ/kg)	-109,357
m4(kg/h)	237,660
h4(kJ/kg)	-81,556
m5(kg/h)	237,660
h5(kJ/kg)	-81,556
m6(kg/h)	298,303
h6(kJ/kg)	24,787
m7(kg/h)	237,660
h7(kJ/kg)	86,817

m8(kg/h)	60,643
h8(kJ/kg)	1395,470
m9(kg/h)	60,643
h9(kJ/kg)	131,115
m10(kg/h)	60,643
h10(kJ/kg)	131,115
mB(kg/h)	62,407
Y_B	0,9773
hB(kJ/kg)	1441,227
mS(kg/h)	1,764
X_S	0,5406
hS(kJ/kg)	38,779

$$Q_b = \frac{60,643 \text{ kg/h}(1318,393 \text{ kJ/kg} - 131,115 \text{ kJ/kg})}{3600 \text{ s/h}} = 20 \text{ kW}$$

$$Q_a = \frac{60,643 \text{ kg/h} \cdot 1318,393 \text{ kJ/kg} + 237,66 \text{ kg/h} \cdot (-81,556 \text{ kJ/kg})}{3600 \text{ s/h}} - \frac{298,303 \text{ kg/h} \cdot (-110,141 \text{ kJ/kg})}{3600 \text{ s/h}} = 25,951 \text{ kW}$$

$$Q_d = \frac{62,407 \text{ kg/h} \cdot 1441,227 \text{ kJ/kg} - 60,643 \text{ kg/h} \cdot 1395,470 \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ s/h}} - \frac{1,764 \text{ kg/h} \cdot 38,779 \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ s/h}} = 1,458 \text{ kW}$$

$$Q_d = 1,458 \text{ kW}$$

$$Q_u = \frac{60,643 \text{ kg/h} \cdot 1395,470 \text{ kJ/kg} + 237,66 \text{ kg/h} \cdot 86,817 \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ s/h}} - \frac{298,303 \text{ kg/h} \cdot 24,787 \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ s/h}} + 1,458 \text{ kW}$$

$$Q_u = 28,643 \text{ kW}$$

$$Q_y = \frac{60,643 \text{ kg/h}(1395,470 \text{ kJ/kg} - 131,115 \text{ kJ/kg})}{3600 \text{ s/h}} = 21,298$$

$$W_p = 0,00126 \cdot (1110,144 \text{ kPa} - 487,890 \text{ kPa}) \cdot \left(\frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg}} \right) \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \cdot 232,080 \text{ kg/h}$$

$$W_p = 245,188 \text{ kJ/h} = 0,064 \text{ kW}$$

1. kanun analizi:

$$Q_u + Q_b + W_p = Q_y + Q_a + Q_d$$

Denklem 4.4.

$$28,643 \text{ kW} + 20 \text{ kW} + 0,064 \text{ kW} - (21,298 \text{ kW} + 25,951 \text{ kW} + 1,458 \text{ kW}) = 0$$

Sistemin performans katsayısı;

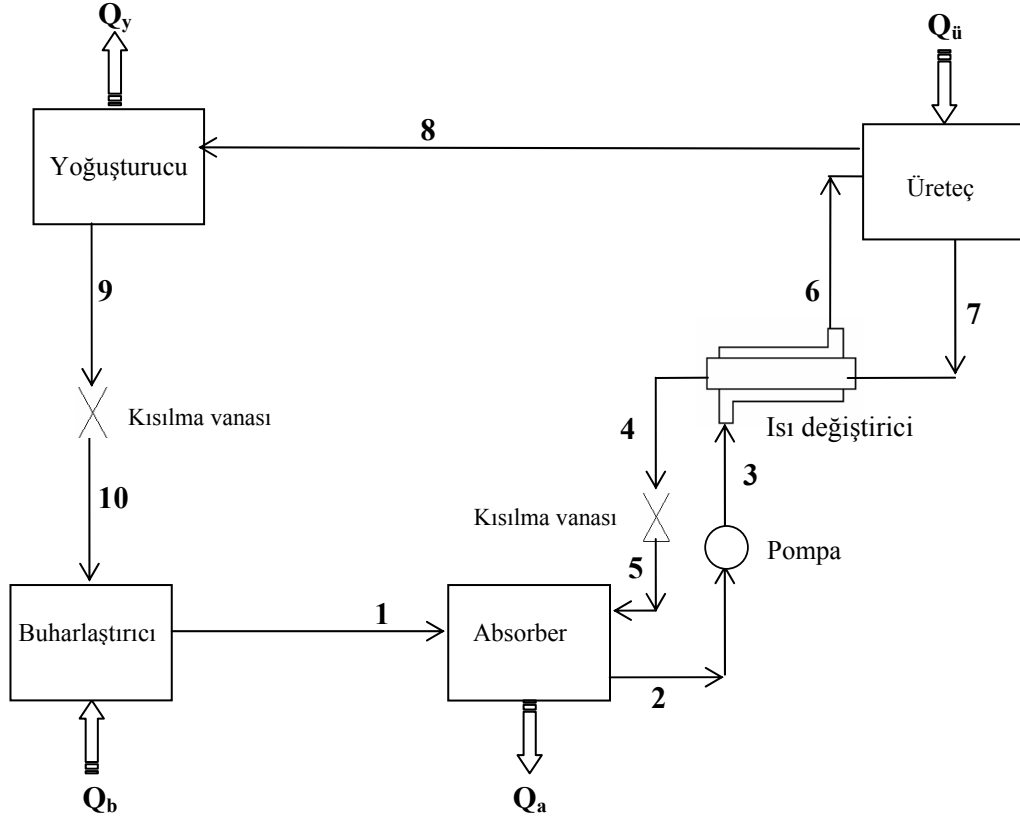
$$STK = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_u + W_p} = \frac{20 \text{ kW}}{28,643 \text{ kW} + 0,064 \text{ kW}} = 0,697 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

4.2.3. Üreteç Çıkışının %100 Amonyak içerdiği Durum için Hesaplamalar

NH₃-H₂O akışkan çiftiyle çalışılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, üreteç çıkışındaki akım içerisinde her zaman bir miktar su olmasına rağmen; üreteç çıkışındaki akımın konsantrasyon düşüşünün sistem performansına etkisini ortaya koyabilmek için üreteç çıkışının %100 olduğu duruma göre hesaplamalar yapılmıştır.

- ✓ Tek etkili, NH₃-H₂O akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde, T_{buh}=5 °C , T_{abs}=30 °C, T_{üreteç}=75 °C T_{yog}=30 °C sıcaklıkları kabul edilmiştir.
- ✓ Sistemde üreteçten çıkan akımın %100 amonyak olduğu kabulüyle hesaplamalar yapılmıştır.
- ✓ P_{buh}=P_{abs}=487,890 kPa
- ✓ P_{yog}=P_{üreteç}= 1110,144 kPa

Üreteç çıkış akımının %100 amonyak kabul edildiği absorpsiyonlu soğutma sistemi Şekil 4.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

Ağırlıkça %100 amonyak içeren soğutucu akışkan yoğuşturucudan, $T_{yog}=30$ °C sıcaklığında ve h_9 entalpisinde doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Amonyakın doymuş sıvı hal entalpişi Denklem 3.37. kullanılarak; $h_1 = h_9 = 148,3162$ kJ/kg

Soğutucu akışkan, kısılma vanasından geçerken entalpi değeri aynı kalır;

$$h_9 = h_{10} = 148,3162 \text{ kJ/kg}$$

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan kütlece %100 amonyak içererek ve $T_{buh}=5$ °C şartlarında doymuş buhar olarak çıkmaktadır. $T_{buh}=5$ °C sıcaklıktaki amonyakın doymuş buhar hal entalpişi Denklem 3.38. kullanılarak bulunmuştur;

$$h_v=h_1= 1279,652 \text{ kJ/kg}$$

20 kW soğutma kapasitesine sahip sistemde dolaşan soğutucu akışkanın kütle debisi Denklem 3.12. ile gösterilmiş olan buharlaştırıcı enerji dengesi kullanılarak hesaplanmıştır;

$$\dot{m}_1 (\text{kg/s}) = \frac{72000 \text{ kJ/h}}{1131,336 \text{ kJ/kg}} = 63,642 \text{ kg/h}$$

Absorber sıcaklığı değişmediği için absorberden çıkan 2 numaralı akımın konsantrasyonu Bölüm 4.2.1.'de hesaplandığı değerle aynıdır;

$$X_2=X_3=X_6= 0,5648$$

Üreteç sıcaklığı değişmediği için absorberden çıkan 2 numaralı akımın konsantrasyonu Bölüm 4.2.1.'de hesaplandığı değerle aynıdır;

$$X_7=X_4=X_5=0,4563$$

Denklem 3.1. ile belirtilmiş olan zengin çözelti ve soğutucu buharı arasındaki, “spesifik geriakış oranı”;

$$f = \left(\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \right) = \left(\frac{Y_1 - X_5}{X_2 - X_5} \right) = \frac{(1 - 0,4563)}{(0,5648 - 0,4563)} = 5,011$$

olarak hesaplanmıştır.

Bulunan dolaşım oranı kullanılarak sistemin kütle debileri hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_6 = 318,91 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_9 = \dot{m}_8 = 63,642 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 = \dot{m}_7 = 255,268 \text{ kg/h}$$

Sistemdeki 2 ve 7 numaralı akımların özellikleri değişmediğinden entalpi değerleri Bölüm 4.2.1.'de hesaplandığı değerlerle aynıdır.

$$h_2 = -110,141 \text{ kJ/kg} \text{ ve } h_7 = 86,817 \text{ kJ/kg}$$

Denklem 4.2. kullanılarak h_3 hesaplanmıştır.

$$h_3 = -109,353 \text{ kJ/kg}$$

Denklem 3.6. kullanılarak $T_4=39,137$ °C olarak bulunmuştur. $T_4=39,137$ °C ve $C_7=C_4=0,4563$ değerleriyle 4 numaralı akımın entalpisi Denklem 3.30. kullanılarak;

$$h_5=h_4= -81,556 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Isı değiştirici için Denklemler 3.18 ile belirtilen enerji dengesi kullanılarak $h_6 = 25,419$ kJ/kg olarak bulunmuştur.

8 numaralı akım üreteçten %100 amonyak konsantrasyonunda, doymuş buhar halinde 75 °C'lik üreteç sıcaklığında çıkmaktadır. Bu akımın entalpisi Denklem 3.39. kullanılarak hesaplanmıştır.

$$h_8 = 1305,427 \text{ kJ/kg}$$

Sistem için hesaplanan değerler Tablo 4.3.'de gösterilmiştir.

Tablo 4.3. $Y_8 = \%100$ ve $T_{abs} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{ürt} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{yog} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{buh} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

P yüksek (kPa)	1110,144
P alçak (kPa)	487,89
X2=X3=X6	0,5648
X7=X4=X5	0,4563
Y1=Y8=X9=X10	1
f(dolaşım oranı)	5,011
m1 (kg/h)	63,642
h1 (kJ/kg)	1279,652
m2 (kg/h)	318,91
h2 (kJ/kg)	-110,141
m3 (kg/h)	318,91
h3 (kJ/kg)	-109,353
m4 (kg/h)	255,268
h4 (kJ/kg)	-81,556
m5 (kg/h)	255,268
h5 (kJ/kg)	-81,556
m6 (kg/h)	318,91
h6 (kJ/kg)	25,41900
m7 (kg/h)	255,26800
h7 (kJ/kg)	86,817
m8 (kg/h)	63,642
h8 (kJ/kg)	1305,427
m9 (kg/h)	63,64200
h9 (kJ/kg)	148,316
m10 (kg/h)	63,642
h10 (kJ/kg)	148,316

Tablo 4.3.'de gösterilen değerlerle $T_{\text{abs}}=30 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{\text{ürt}}=75 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{\text{kond}}=30 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{\text{buh}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıklarında çalışan, tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için buharlaştırıcı, absorber, üreteç yoğuşturucu ısıları ve pompa gücü hesaplanmıştır.

$$Q_b = \frac{63,642 \text{ kg/h}(1279,652 - 148,316) \text{ kJ/kg}}{3600 \text{ s/h}} = 20 \text{ kW}$$

$$Q_a = \frac{63,642 \text{ kg/h} \cdot 1279,652 \text{ kJ/kg} + 255,268 \text{ kg/h}(-81,556 \text{ kJ/kg}) - 318,91 \text{ kg/h}(-110,141 \text{ kJ/kg})}{3600 \text{ s/h}}$$

$$Q_a = 26,596 \text{ kW}$$

$$Q_{\dot{u}} = \dot{m}_8 \cdot h_8 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad \text{Denklem 4.6.}$$

$$Q_{\dot{u}} = \frac{63,642 \text{ kg/h} \cdot 1305,427 \text{ kJ/h} + 255,268 \text{ kg/h} \cdot 86,817 \text{ kJ/h} - 318,91 \text{ kg/h} \cdot 25,419 \text{ kJ/h}}{3600 \text{ s/h}}$$

$$Q_{\dot{u}} = 26,982 \text{ kJ/s}$$

$$Q_y = \frac{63,642 \text{ kg/h} \cdot 1305,427 \text{ kJ/h} - 63,642 \text{ kg/h} \cdot 148,316 \text{ kJ/h}}{3600 \text{ s/h}} = 20,456 \text{ kW}$$

$$W_p = \frac{0,778 \left(\frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg}} \right) \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \cdot 318,91 \text{ kg/h}}{3600 \text{ s/h}} = 0,07 \text{ kW}$$

1. kanun analizi:

$$Q_{\dot{u}} + Q_b + W_p = Q_y + Q_a \quad \text{Denklem 4.7.}$$

$26,982 + 20 + 0,07 - (20,456 + 26,596) = 0$ olarak hesaplanmıştır.

Sistemin performans katsayısı;

$$\text{STK} = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_{\dot{u}} + W_p} = \frac{20 \text{ kW}}{26,982 \text{ kW} + 0,07 \text{ kW}} = 0,74 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

4.2.4. Sistem Parametrelerinin Değişimi

Deflakmatör çıkış akımının $Y_8=0,999$ $Y_8=0,99$ ve $Y_8=1$ olduğu durumlar için sistem elemanlarının ısı yük değişimleri ve STK değerleri Tablo 4.4.'te gösterilmiştir.

Tablo 4.4. Karşılaştırma

$Y_8=0,999$		$Y_8=0,99$		$Y_8=1$	
Qb	20 kW	Qb	20 kW	Qb	20 kW
Qa	26,348	Qa	25,951	Qa	26,596
Qd	5,174	Qd	1,458	Qd	
Qü	32,063	Qü	28,643	Qü	26,982
Qy	20,609	Qy	21,298	Qy	20,456
Wp	0,068	Wp	0,064	Wp	0,07
STK	0,622	STK	0,697	STK	0,74

4.2.4.1. Sistemde dolaşan soğutucu akışkan konsantrasyonu

Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın (Y_8) farklı değerleri için yapılan hesaplamalar Tablo 4.4.'de gösterilmiştir. Tablo 4.4.'de de görülmektedir ki, 8 numaralı akımın konsantrasyon değerinin STK'a çok büyük etkisi vardır. Amonyak-su ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, üreteç çıkış akımının su içeriğinin ihmal edilmesi, sistem hesaplarında büyük hatalara yol açmaktadır [32].

Tablo 4.4.'de de görüldüğü gibi deflakmatör çıkışındaki akımının amonyak konsantrasyonu yükseldikçe, deflakmatörden çekilmesi gereken Q_d ısı artmakta ve buna bağlı olarak da sistemin performans katsayısı düşmektedir. Ancak deflakmatör çıkış akımının içerdiği su, sistemi olumsuz yönde etkilediğinden deflakmatör çıkış akımının konsantrasyonu mümkün olduğunca yüksek olmalıdır.

Üreteçten çıkan buhar, içerdiği su miktarı azaltılmadan, yoğuşturucuya ve ardından buharlaştırıcıya gönderilirse; buharın içerdiği su buharlaştırıcıda çözelti oluşturarak birikme eğilimi gösterecektir. Buharlaştırıcıda biriken çözelti buharlaştırılmadan, tasarlanmış farklı buharlaştırıcı sistemleriyle (blow-down) absorbere gönderilebilir [33].

Buharlaştırıcıda kalan su bakımından zengin çözeltinin buharlaştırılması durumu ise, buharlaştırıcının sıcaklığında artışa neden olacaktır [34]. Farklı amonyak konsantrasyonları için buharlaştırıcıda oluşan sıcaklık yükselmesi Herold tarafından

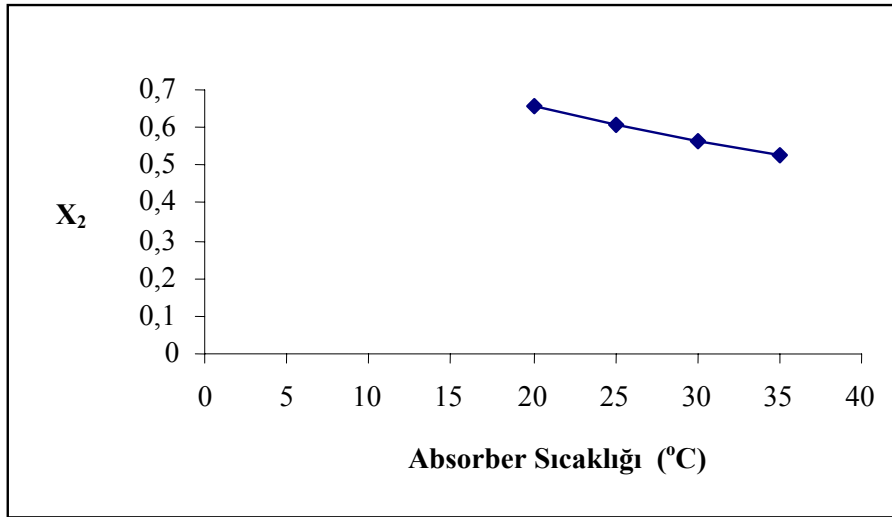
önerilen yöntemle analiz edildiğinde; Buharlaştırıcıdan çıkan kütlece 0,99 amonyak içeren buharın, Denklem 3.35. ile kütlece 0,5205 'lik çözeltiyle denge halinde olduğu hesaplanmıştır. Buharlaşma işleminin son aşamasında, kütlece 0,5205'lik amonyak içeren bu çözelti sabit basınçta buharlaşmasıyla, buharlaştırıcı sıcaklığında kayma meydana gelerek buharlaştırıcı sıcaklığında 30 °C'lik bir sıcaklık yükselmesine neden olmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde üreteçten çıkan akımın mümkün olduğunca yüksek konsantrasyona sahip olması, düşük sıcaklıklı soğutma uygulamalarında özellikle önem kazanmaktadır [35]. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, üreteç çıkışındaki buharın su miktarı azaltılmazsa, tüm sistemin operasyon şartları değişecek ve sistemin tasarım koşullarına yakın çalışması mümkün olmayacaktır [25].

4.2.4.2. Sistem komponentlerinin sıcaklık değişimi

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin sistem parametrelerinin değişimine göre, deflakmatör çıkışının 0,999 olduğu durum için yapılmıştır.

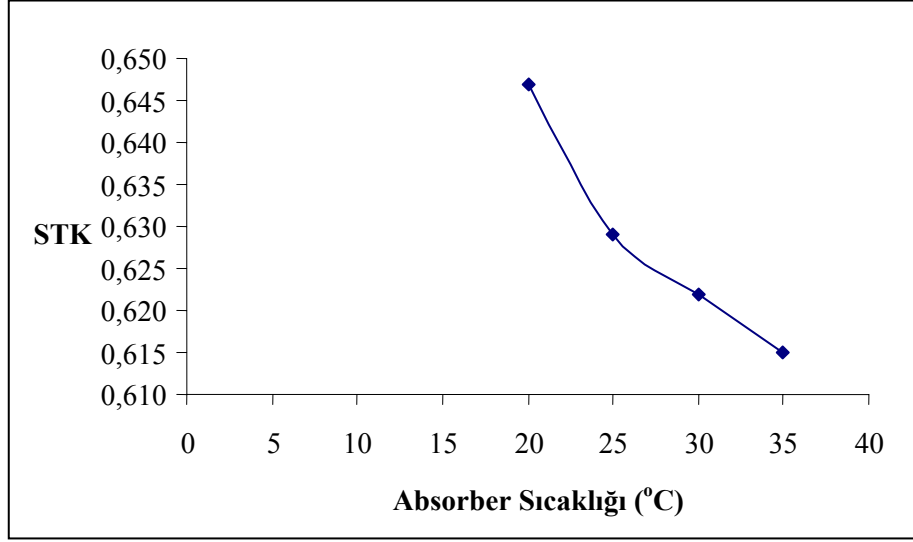
Absorber sıcaklığının, absorber çıkış akımının konsantrasyonuna (X_2) etkisi Şekil 4.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Absorber Sıcaklığının X_2 'ye etkisi

Şekil 4.2.'de de görüldüğü gibi, düşük absorber sıcaklıklarında su, daha fazla amonyak absorblayabilmekte ve üreteçe giden çözeltinin konsantrasyonu daha yüksek olmaktadır.

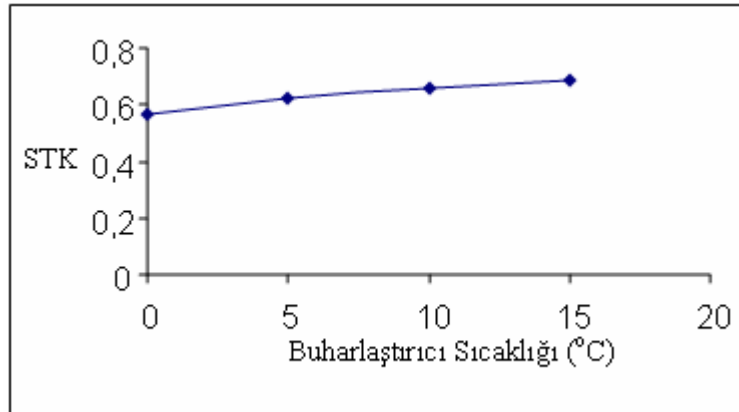
Absorber sıcaklığının değişiminin sistem performansına etkisi Şekil 4.3.'de gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Absorber Sıcaklığının STK'ya etkisi

Absorberin sıcaklığı yükseldiğinde; absorberden çıkan akımın konsantrasyonun azalmasına bağlı olarak sistemin spesifik geri akış oranı (f) artarak, absorber çıkış akımının kütle debisinin artmasına neden olur. Üreteç ısı yükünün (Q_u) ve pompa gücünün artmasıyla sistemin STK'sı düşer.

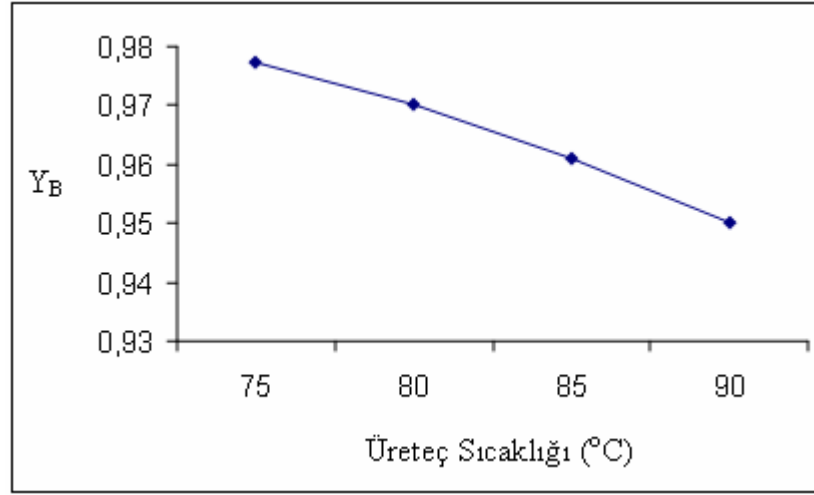
Buharlaştırıcı sıcaklığının, sistem performansına etkisi Şekil 4.4.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Buharlaştırıcı Sıcaklığının STK'a etkisi

Şekil 4.4.'de de görüldüğü gibi, buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça sistemin soğutma tesir katsayısı artmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça, o sıcaklıktaki doyma basıncı artacak yani sistemin düşük basınç değeri artacaktır. Bu durumda absorberden çıkan zengin amonyak-su karışımının konsantrasyonun artmasına bağlı olarak, üreteç ısı kapasitesi düşmekte ve sistemin STK değeri artmaktadır.

Üreteç sıcaklık değişiminin, üreteç çıkış akımı (B akımı) amonyak konsantrasyonuna etkisi Şekil 4.5.'de gösterilmektedir.



Şekil 4.5. Üreteç Sıcaklığının B akımı Konsantrasyonuna (Y_B) Etkisi

Şekil 4.5.'te de görüldüğü gibi, üreteç sıcaklığı arttıkça üreteçten daha fazla miktarda su buharlaşmakta ve B akımının amonyak konsantrasyonu düşmektedir.

Hesaplamaları yapılan üreteç sıcaklığının 75 °C olduğu sistemde, sistemin performans katsayısı (STK) Q_d ısının gözönüne alındığı durum için 0,622 iken ve gözönüne alınmadığı durum için (%100 amonyak) 0,74'dir ve sistemin performans katsayısında %16'lık fark oluşmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, sistemin tasarım şartlarına göre; Q_d ısının sistemde kullanıldığı ve sistemde kullanılmadığı durumlar için farklı tasarımlar mevcuttur. Q_d ısının sistemde kullanılmak istendiği durumda, genellikle uygulanan yöntem deflakmatörün absorber çıkışındaki zengin çözeltiyle soğutulmasıdır.

5. GÜNEŞ ENERJİSİ HESAPLAMALARI

5.1. Soğutma İhtiyacının Olduğu Aylardaki Günlük Ortalama Soğutma İhtiyacı

Bu Bölüm kapsamında; 20 kW soğutma kapasitesine sahip Antalya'daki bir butik otelin soğutma ihtiyacını karşılayacak şekilde; Bölüm 4'te çalışma şartları belirlenen, hesaplamaları ve sistem parametrelerinin değişimi incelenen sistemden, soğutma elde edilebilmesi için üretece sağlanması gereken ısı miktarının güneş enerjisiyle sağlanabilme durumu incelenecektir.

Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül ayları için Antalya ortalama hava sıcaklıkları Tablo 5.1'de gösterilmektedir [36].

Tablo 5.1. Antalya Aylık Ortalama Hava Sıcaklıkları

AY	ORTALAMA SICAKLIK (°C)
Mayıs	20,5
Haziran	25
Temmuz	28,2
Ağustos	28,1
Eylül	24,9

Tasarımı yapılan absorpsiyonlu soğutma sisteminin kapasitesi, Antalya için Temmuz ayındaki ortalama hava sıcaklığı baz alınarak 20 kW olarak seçilmiştir. İhtiyaç duyulan soğutma kapasitesinin soğutma sezonu boyunca değişimi hesaplanırken, Antalya'daki referans sıcaklık olarak 35 °C kullanılmıştır. Temmuz ayı için, referans sıcaklık değeri ve ortalama sıcaklık değeri farkı bulunursa;

$$\Delta T = T - T_{ref} = 35 \text{ °C} - 28,2 \text{ °C} = 6,8 \text{ °C}$$

Denklem 5.1.

Temmuz ayında 6,8 °C'lik sıcaklık farkı için 20 kW soğutma kapasitesine ihtiyaç duyulmaktadır. Temmuz ayındaki ΔT -Soğutma kapasitesi ilişkisi gözönüne alınarak diğer aylar için hesaplanan günlük ortalama soğutma kapasitesi ihtiyaçları Tablo 5.2'de gösterilmektedir.

Tablo 5.2. Soğutma Sezonu için Hesaplanan ΔT -Soğutma Kapasitesi Değerleri

AY	ΔT (°C)	Soğutma Kapasitesi İhtiyacı (kW)
Mayıs	14,5	9,4 kW
Haziran	10	13,6 kW
Temmuz	6,8	20 kW
Ağustos	6,9	19,7 kW
Eylül	10.1	13,5 kW

Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarındaki günlük ortalama soğutma ihtiyacının karşılanması için üreçe verilmesi gereken ısı miktarları hesaplanmış ve Tablo 5.3.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.3. Aylara göre üreçe sağlanması gereken ısı miktarları

AY	Soğutma İhtiyacı (kW)	Üreçe sağlanması gereken ısı miktarı (kW)
Mayıs	9,4	14,991
Haziran	13,6	21,802
Temmuz	20	32,063
Ağustos	19,7	31,593
Eylül	13,5	21,611

5.2. Güneş Işınımı Değerlerinin Hesabı

Soğutma ihtiyacının olduğu Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarındaki güneş ışınımı değerlerinin hesaplamalarında kullanılan, bu aylar için ortalama günü temsil eden günler, yılın kaçınıcı günü olduğu (n) ve deklinasyon açıları (d) Tablo 5.4.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.4. Aylık Ortalama Deklinasyon Açısını Veren Günler [37]

Ay	Gün	n	d
Mayıs	15	135	18,79
Haziran	11	162	23,09
Temmuz	17	198	21,18
Ağustos	16	228	13,45
Eylül	15	258	2,22

Antalya'da, ölçülmüş olan aylara göre yatay düzleme gelen günlük güneş ışınımının değerleri Tablo 5.5.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.5. Antalya için Aylık Ortalama Güneş Işınımı Değerleri [38]

Ay	Q (MJ/m ² .gün)
Mayıs	25,8
Haziran	28,6
Temmuz	28,1
Ağustos	25,9
Eylül	21,5

Seçilecek düzlem eğimi, güneye bakan düzlemler için geliştirilmiş olan Denklem 5.1. ile hesaplanmıştır [37].

$$s_0 = e - 1,5 d - \frac{|d|e}{180} \quad \text{Denklem 5.1.}$$

Denklem 5.1. ile Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül ayları için bulunan değerlerin ortalaması alınarak optimum düzlem eğimi 10° olarak bulunmuştur.

Eğik düzleme bir gün boyunca gelen toplam ışınım (\bar{Q}_e), Tablo 5.5.'de gösterilen yatay düzleme gelen ışınım değerleri ve Denklem 5.1. kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\bar{R} = \frac{\bar{Q}_e}{Q} \quad \text{Denklem 5.2.}$$

Denklem 5.1.'de bulunan \bar{R} katsayısı, güneye dönük düzlemler için Denklem 5.2. kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\bar{R} = \frac{\cos(e-s) \cos d \sin H_g + \frac{\pi}{180} H_g \sin(e-s) \sin d}{\cos e \cos d \sin H + \frac{\pi}{180} H \sin e \sin d} \quad \text{Denklem 5.3.}$$

Denklem 5.2.'de gösterilen H terimi, güneş doğuş/batış saat açısı olup Denklem 5.3. ile gösterilmiştir.

$$\cos H = -\frac{\sin d \sin e}{\cos d \cos e} = -\tan d \tan e \quad \text{Denklem 5.4.}$$

Denklem 5.2.'de bulunan H_g terimi Denklem 5.4. ile hesaplanmıştır.

$$H_g = \min [\arccos (-\tan e \tan d), \arccos (-\tan(e-s) \tan d)] \quad \text{Denklem 5.5.}$$

Tablo 5.5. ve Denklem 5.1-4. kullanılarak hesaplanan, 10 °'lik eğik düzleme düşen günlük ışı nım değ erleri Tablo 5.6.'da verilmiştir.

Tablo 5.6. Antalya'da 10 °'lik Eğ ik Düzleme Düş en Günlük Işı nım Değ erleri

Ay	Q (MJ/m ² .gün)
Mayıs	25,777
Haziran	27,945
Temmuz	27,729
Ağ ustos	26,623
Eylül	23,594

Antalya'da Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağ ustos ve Eylül aylarındaki gün uzunluğu Denklem 5.6. ile hesaplanmıştır.

$$t_o \text{ (saat)} = \frac{2}{15} H \text{ (derece)} = \frac{2}{15} \arccos(-\tan d \tan e) \quad \text{Denklem 5.6.}$$

Hesaplanan gün uzunluğu değ erleri Tablo 5.7.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.7. Antalya'da Aylara göre Gün Uzunluğu Değ erleri

Ay	t ₀ (h)
Mayıs	13,949
Haziran	14,456
Temmuz	14,256
Ağ ustos	13,364
Eylül	12,225

Günlük ortalama anlık ışı nım değ erleri, Tablo 5.6.'da gösterilen eğ ik düzleme düş en günlük toplam ışı nımın Tablo 5.6.'da gösterilen gün uzunluğ una bölünmesiyle hesaplanmış ve sonuçlar Tablo 5.8.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.8. 10 °'lik Eğ ik Düzleme Düş en Günlük Ortalama Anlık Işı nım Değ erleri

Ay	I _e (W)
Mayıs	513,326
Haziran	536,984
Temmuz	541,434
Ağ ustos	553,374
Eylül	536,116

5.3. Kollektör Verimi Hesabı

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, üreteçe gerekli ısıyı sağlayacak kollektör olarak yüksek sıcaklık elde edilebilmesinin sürekliliğinin sağlanabilmesi amacıyla, vakum borulu kollektör kullanımı gözönüne alınmıştır. “Viesmann Vitesol 200” kollektör parametreleri Tablo 5.9.’da gösterilmiştir [39].

Tablo 5.9. Viessmann Vitesol 200 Vakum Borulu Kollektör Parametreleri

Absorber yüzeyi (m²)	2
Açıklık yüzeyi (m²)	2,14
c₀	0,837
c₁ (W/m².K)	1,75
c₂ (W/m².K)	0,008

Kollektörlerden elde edilebilecek faydalı enerji miktarı Denklem 5.7. ile hesaplanmaktadır.

$$Q_f = \eta_t \cdot A_t \cdot I_e \quad \text{Denklem 5.7.}$$

Denklem 5.7.’de bulunan toplayıcı verimi, Denklem 5.8. ile hesaplanmaktadır [4].

$$\eta_t = c_0 - c_1 \cdot x - c_2 \cdot x^2 \cdot I_e \quad \text{Denklem 5.8.}$$

$$x = \frac{(T_{\text{ort}} - T_{\text{çevre}})}{I_e} \quad \text{Denklem 5.8a.}$$

$$(T_{\text{ort}} - T_{\text{çevre}}) = \Delta T \quad \text{Denklem 5.8a.}$$

Denklem 5.8a.’da yer alan T_{ort} terimi ortalama kollektör sıcaklığıdır. Tablo 5.8.’de verilmiş olan aylara göre ortalama anlık tüm ışınım değerleri kullanılarak, Denklem 5.8., Denklem 5.8a. ile $\Delta T=60$ °C değeri için hesaplanan aylara göre kollektör verimleri ve her ay için üreteçe sağlanması gereken ısı miktarları Tablo 5.10.’da gösterilmiştir.

Tablo 5.10. Antalya’da Günlük Ortalama Anlık Işınım Değerleri

AY	Çevre Sıcaklığı (°C)	Ortalama anlık tüm ışınım(W/m ²)	n _t	Q _{ii} (W)
Mayıs	20	513,326	0,58	14991
Haziran	25	536,984	0,59	21802
Temmuz	28,2	541,434	0,59	32063
Ağustos	28,1	553,374	0,6	31593
Eylül	24,9	536,116	0,59	21611

5.4. Güneş Enerjisi Kullanım Oranı

Güneş enerjili soğutma sistemleri, soğutma sisteminin çalışabilmesi için gerekli enerjinin tamamını veya bir kısmını güneş enerjisinden sağlayabilir. Soğutma sistemi için gerekli ısının tamamının güneş enerjisiyle sağlandığı özerk sistemlerin, ek ısıtıcı kaynağının olanaklı olmadığı yerlerde kullanılmaları daha ekonomik olmaktadır. Güneş enerjili soğutma sistemlerinin tasarımı, çoğunlukla güneş enerjisinin sistem için yeterli olmadığı durumda bir yardımcı kaynak kullanılacak şekilde yapılmaktadır. Güneş enerjisi destekli soğutma sistemlerinde konvansiyonel bir ek ısıtıcı veya konvansiyonel bir soğutucu kullanılmaktadır.

Soğutma sisteminin çalışabilmesi için gerekli enerjinin sağlanmasında, güneş enerjisinin kullanım oranı (solar fraksiyon=SF) Denklem 5.9 ile gösterilmiştir.

$$SF = 1 - \frac{Q_{ek}}{Q_{ii}}$$

Denklem 5.9.

Ek ısıtıcı kullanılmayan, sadece güneş enerjisiyle çalışan özerk sistemlerde, güneş enerjisi kullanım oranı (SF) %100’dür [14]. Güneş enerjili soğutma sistemi için kolektör alanı seçilirken, soğutma ihtiyacının olduğu aylar esas alınarak, yıllık soğutma ihtiyacının %70-80’inin güneş enerjisiyle karşılanmasının ekonomik olduğu gözönüne alınmaktadır [4].

Hesaplamaları yapılan sistem için; fosil yakıtla çalışan bir ek ısıtıcının olduğu kabul edilmiş ve soğutma sezonu boyunca toplam güneş enerjisinden faydalanma oranı (SF), tüm aylar için hesaplanan değerlerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.

100 m² kollektör alanı kullanımı ile; Mayıs, Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında kollektörlerden sağlanabilecek enerji miktarları (Q_f), üreteç için gereken enerji miktarları ($Q_{\bar{u}}$), ve aylara göre hesaplanan gerekli ek enerji miktarı (Q_{ek}) ve Denklem 5.9. kullanılarak SF oranları hesaplanmış ve sonuçlar Tablo 5.11.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.11. 100 m² Kollektör Alanı için Aylara göre Q_f , $Q_{\bar{u}}$, ΔQ , Q_{ek} , SF Değerleri

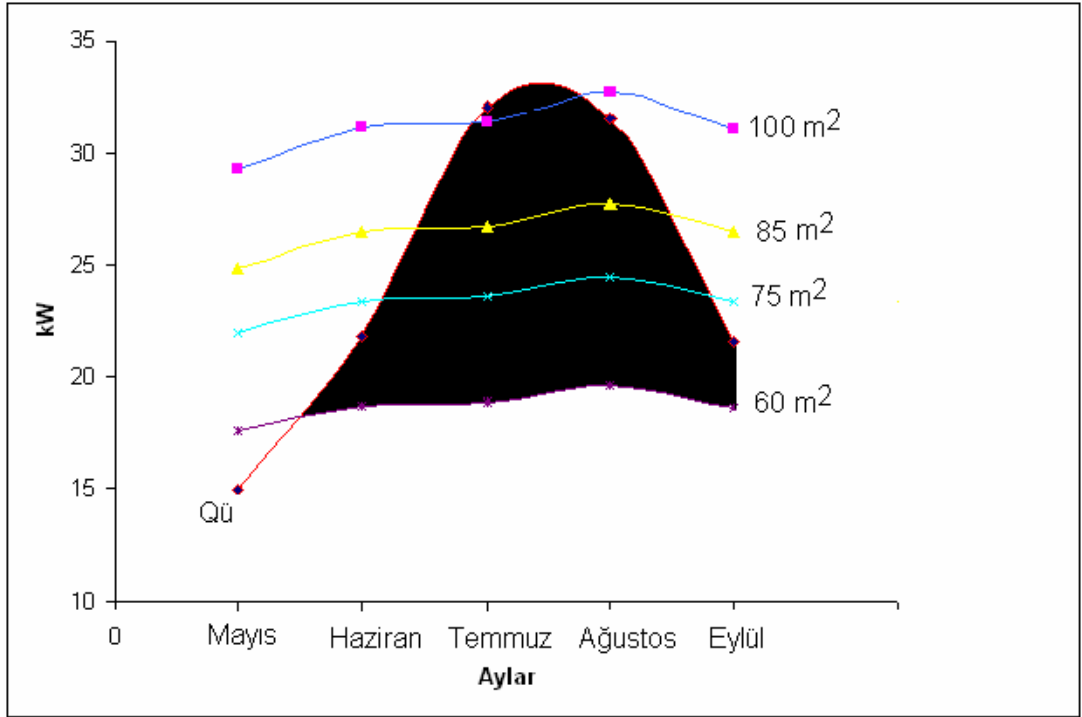
Ay	Q_f (kW)	$Q_{\bar{u}}$ (kW)	ΔQ (kW)	Q_{ek}	SF
Mayıs	29,773	14,991	14,782	0	1
Haziran	31,682	21,802	9,880	0	1
Temmuz	31,944	32,063	-0,119	0,119	0,997
Ağustos	33,202	31,593	1,609	0	1
Eylül	31,631	21,611	10,020	0	1
					Ort: %99,9

Tablo 5.11.'de de görüldüğü gibi, 100 m²'lik kollektör alanı kullanıldığı durumda, sistemin güneş enerjisinden faydalanma oranı (SF) çok yüksek çıkmaktadır. [Güneşten faydalanma oranının ekonomik olabilmesi için kullanılması gereken kollektör alanının belirlenmesi amacıyla](#); 85 m², 75 m² ve 60 m² kollektör kullanımıyla Mayıs, Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında kollektörlerden sağlanabilecek faydalı enerji miktarları (Q_f), üreteç için gereken enerji miktarları ($Q_{\bar{u}}$), aylara göre hesaplanan gerekli ek enerji miktarı (Q_{ek}) ve Denklem 5.9. kullanılarak güneş enerjisinden faydalanma oranı (SF) oranları hesaplanmış ve sonuçlar Tablo 5.12.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.12. 85 m², 75 m² ve 60m² Kollektör Alanı için Aylara göre Q_f, Q_ü, ΔQ, Q_{ek} ve SF Değerleri

85 m ² Kollektör Alanı					
Ay	Q _f (kW)	Q _ü (kW)	ΔQ (kW)	Q _{ek} (kW)	SF
Mayıs	25,307	14,991	10,316	0	1
Haziran	26,930	21,802	5,128	0	1
Temmuz	27,153	32,063	-4,910	4,91	0,847
Ağustos	28,222	31,593	-3,371	3,37	0,893
Eylül	26,886	21,611	5,275	0	1
					Ort: %94,8
75 m ² Kollektör Alanı					
Ay	Q _f (kW)	Q _ü (kW)	ΔQ (kW)	Q _{ek} (kW)	SF
Mayıs	22,330	14,991	7,339	0	1
Haziran	23,762	21,802	1,960	0	1
Temmuz	23,958	32,063	-8,105	8,105	0,747
Ağustos	24,902	31,593	-6,691	6,691	0,788
Eylül	23,723	21,611	2,112	0	1
					Ort: %90,7
60 m ² Kollektör Alanı					
Ay	Q _f (kW)	Q _ü (kW)	ΔQ (kW)	Q _{ek} (kW)	SF
Mayıs	17,864	14,991	2,873	0	1
Haziran	19,009	21,802	-2,793	2,793	0,872
Temmuz	19,167	32,063	-12,896	12,896	0,598
Ağustos	19,921	31,593	-11,672	11,672	0,631
Eylül	18,979	21,611	-2,632	2,632	0,878
					Ort: %79,6

Farklı kollektör alanlarının kullanıldığı durumda, aylara göre sisteme sağlanması gereken ek enerji miktarları Şekil 5.1.'de verilen grafikte siyah alanlar olarak gösterilmektedir.



Şekil 5.1. Kollektör Alanlarına göre Sağlanması Gereken Q_{ek}

Farklı kollektör alanlarıyla yapılan hesaplamalar sonucu, absorpsiyonlu soğutma sistemine sağlanması gereken ısının; güneş enerjisi kullanım oranının ekonomik olduğu %70-80 aralığında kalınacak şekilde, 60 m² kollektör alanı ve %79,6 güneşten faydalanma oranı ile sağlanması uygun bulunmuştur.

Güneş enerjili soğutma sistemlerinde, 1 kW soğutma kapasitesi başına kullanılan kollektör alanı spesifik kollektör alanı olarak tanımlanmaktadır. Spesifik kollektör alanı Denklem 5.10. ile hesaplanmaktadır.

$$A_{\text{kollektör, spe}} = \frac{A_t}{\dot{Q}_{\text{sog}}}$$

Denklem 5.10.

Güneşli soğutma sistemlerinin spesifik kollektör alanı, kullanılan sisteme ve uygulanan stratejiye göre değişmektedir ancak genellikle 1-6 m²/kW aralığında bulunmaktadır[4].

20 kW'lık soğutma kapasitesine sahip absorpsiyonlu soğutma sistemi ve 60 m²'lik kollektör alanıyla;

$$A_{\text{kollektör, spe}} = \frac{60 \text{ m}^2}{20 \text{ kW}} = 3 \text{ m}^2/\text{kW} \text{ olarak bulunmuştur.}$$

5.5. Referans Sistemle Karşılaştırma

Konvansiyonel soğutma sistemleriyle, ısı güneşli soğutma sistemlerinin karşılaştırılması, kullandıkları enerji türleri farklı olduğu için STK değerlerine göre yapılamaz. Sistemlerin karşılaştırılmasındaki en uygun yöntem, birincil enerji tüketim miktarlarının karşılaştırılmasıdır [14].

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri, en çok kullanılan soğutma sistemleridir; İklimlendirme amaçlı kullanılan buhar sıkıştırımlı sistemlerin STK değerleri küçük ve orta kapasiteli sistemler için yaklaşık olarak 3 ve daha büyük kapasiteli sistemler için 4-5 değerlerindedir. [40]

Elektrikle çalışan konvansiyonel bir soğutma sisteminin spesifik birincil enerji tüketimi (PE) Denklem 5.11. ile hesaplanmaktadır. [4].

$$PE_{\text{spesifik, konv}} = \frac{1}{\epsilon_{\text{elektrik}} \cdot \text{STK}_{\text{konv}}} \quad \text{Denklem 5.11.}$$

Denklem 5.11. ile gösterilen birincil enerji tüketimi (PE), kWh birincil enerji/kWh soğutma olarak tanımlanmaktadır.

Ek ısıtıcı olarak fosil yakıt kullanılan bir ısıtma sistemi olan, güneş enerjisi destekli termal soğutma sistemi için; spesifik birincil enerji tüketimi, kWh birincil enerji/kWh soğutma olarak tanımlanmaktadır ve Denklem 5.12.'de gösterilmiştir.

$$PE_{\text{spesifik, güneş}} = \frac{1}{\epsilon_{\text{fosil}} \cdot \text{STK}_{\text{termal}}} (1 - \text{SF}) + PE_{\text{spesifik, soğutma kulesi}} \quad \text{Denklem 5.12.}$$

Denklem 5.12.'de bulunan $P_{\text{spesifik, soğutma kulesi}}$ terimi; soğutma kulesinin birim soğuk üretimi için harcadığı birincil enerji miktarıdır ve Denklem 5.13. ile hesaplanmaktadır.

$$PE_{\text{spesifik, soğutmakulesi}} = \frac{E_{\text{spesifik, soğutma kulesi}}}{\epsilon_{\text{elektrik}}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\text{STK}_{\text{termal}}} \right) \quad \text{Denklem 5.13.}$$

Denklem 5.13.'te bulunan $E_{\text{spesifik, soğutma kulesi}}$ terimi, soğutma kulelerinde birim soğutma için elde etmek için harcanan, sirkülasyon pompalarının da gözönünde bulundurulduğu elektrik miktarıdır ve 0,006-0,01 kWh_{el}/kWh_{soğutma} değer aralığında bulunmaktadır.

Güneş enerjisi destekli sistem ve konvansiyonel sistemin karşılaştırılması için yapılan hesaplamalarda, sistemler için kullanılan parametreler;

Güneş enerjisi destekli sistem için;

- ✓ $STK_{\text{terminal}}=0,622$ (Bölüm 4.2.1.'de hesaplanmıştır)
- ✓ $SF=0,796$ (Bölüm 5.4.'te hesaplanmıştır)
- ✓ Fosil yakıt ile çalışan ek ısıtıcı
- ✓ $\epsilon_{\text{fosil}}=0,9$ (kWh ısı/kWh birincil enerji)
- ✓ $E_{\text{spesifik, soğutma kulesi}}=0,008$ kWh_{el}/kWh_{soğutma}

Konvansiyonel sistem için;

- ✓ Karşılaştırılacak referans sistemin performans katsayısı $STK_{\text{konv}}=2,5$
- ✓ $\epsilon_{\text{elektrik}}=0,36$ (kWh elektrik/kWh birincil enerji) [4]

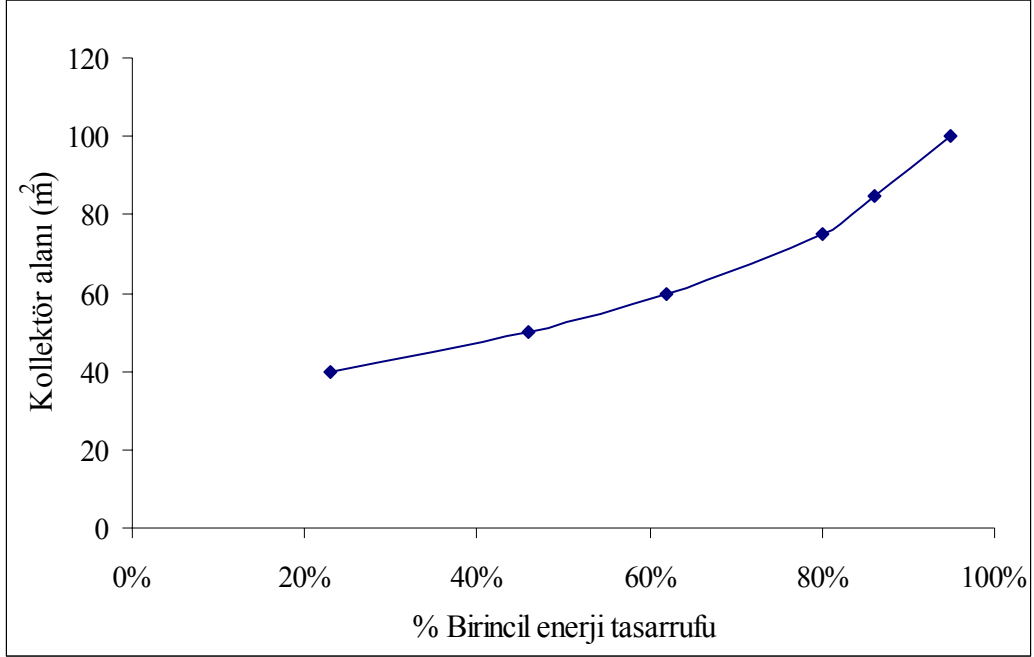
Güneş enerjisi destekli soğutma sistemlerinin, konvansiyonel soğutma sistemleri karşısında avantaj sağlayabilmesi için, birincil enerji tüketimleri daha düşük olmalıdır [4]. Kurulan bir sistemin avantajlı olarak değerlendirilebilmesi için de birincil enerji tasarrufunun %25'den fazla olması gereklidir [41]. Güneş enerjili sistem için ve konvansiyonel sistem için; Denklem 5.11., 5.12. ve 5.13. kullanılarak hesaplanan, "kWh birincil enerji tüketimi/kWh soğutma" olarak verilen birincil enerji tüketimleri ve birincil enerji tüketimi değerlerinin farkı (% fark) Tablo 5.13.'te gösterilmiştir.

Tablo 5.13. Sistemlerin Birincil Enerji Tüketimlerinin Karşılaştırılması

$E_{\text{spesifik, soğutma kulesi}}$	$PE_{\text{spesifik, soğutma kulesi}}$	$PE_{\text{spesifik, güneş}}$	$PE_{\text{spesifik, konv}}$	%fark
0,008	0,058	0,422	1,111	%62

Tablo 5.12.'de de görülmektedir ki, tasarlanan performans katsayısı 0,622 , güneş enerjisi kullanım oranı %79,6 olan absorpsiyonlu soğutma sisteminin, performans katsayısı 2,5 olan bir konvansiyonel soğutma sitemine göre birincil enerji tüketimi % 62 daha azdır.

Kullanılan kolektör alanlarına bağı olarak, sistemin güneş enerjisi kullanım oranları (SF) değıştığınden, güneş enerjili soğutma sisteminin birincil enerji tasarruf miktarı kolektör alanına göre değışmektedir. Kullanılan farklı kolektör alanlarına göre, sistemin konvansiyonel sisteme göre birincil enerji tasarruf miktarları Şekil 5.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Kolektör Alanlarına göre % Birincil Enerji Tasarrufu

Güneş enerjisi destekli sistemlerin birincil enerji tüketimlerinin daha da azaltılabilmesi, sistemin STK değerlerinin ve güneş enerjisi kullanım oranlarının yükseltilmesi ile mümkündür.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Amonyak/su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde; sistemde bulunan komponentlerin sıcaklıkları ve sistemde dolaşan soğutucu akışkan konsantrasyonu sistem performansının belirlenmesinde ve sistemin tasarım koşullarına yakın çalışmasında çok önemli bir parametredir. Absorber sıcaklığının 30°C, üreteç sıcaklığının 75°C, yoğuşturucu sıcaklığının 30°C, buharlaştırıcı sıcaklığının 5°C olduğu absorpsiyonlu soğutma sisteminde; sistemde dolaşan amonyak konsantrasyonunun 0,999 olduğu durumda sistemin soğutma tesir katsayısı (STK) 0,622 olarak, amonyak konsantrasyonunun 0,99 olduğu durumda 0,697 olarak ve amonyak konsantrasyonunun %100 olduğu durumda 0,74 olarak hesaplanmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde sistem parametrelerinin değişiminin sistem üzerine etkisi incelendiğinde, absorber sıcaklığındaki artışın sistemin performans katsayısında azalmaya neden olduğu, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışın ise sistemin performans katsayısında artış sağladığı belirlenmiştir.

Absorber sıcaklığının 30°C, üreteç sıcaklığının 75°C, yoğuşturucu sıcaklığının 30°C, buharlaştırıcı sıcaklığının 5°C ve sistemde dolaşan amonyak konsantrasyonunun 0,999 olduğu absorpsiyonlu soğutma sistemine sağlanması gereken ısı miktarları; Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında soğutma gereksinimine göre değişiklik göstermektedir. Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül aylarında kullanılacak sistem için gerekli ısıyı sağlayan kollektör sisteminin optimum eğimi 10° olarak belirlenmiştir. Aylara göre ortalama anlık tüm ışınım değerleri kullanılarak her ay için üretece gereken ısı miktarını karşılanması amacıyla farklı kollektör alanları ile hesap yapılmasına karşılık, güneş enerjisi kullanım oranının ekonomik olduğu %70-80 aralığında kalınacak şekilde 60 m² kollektör kullanım alanı ve %79,6 güneşten faydalanma oranı uygun bulunmuştur. Seçilen referans soğutma sistemiyle, %79,6 güneşten faydalanma oranı ve STK=0,622 özelliklerine sahip absorpsiyonlu soğutma sisteminin birincil enerji tüketim miktarları karşılaştırıldığında, güneş enerjisi destekli

sistemin referans sisteme göre birincil enerji tüketim miktarlarının %62 daha az olduğu hesaplanmıştır.

Son yıllarda, dünyada birçok araştırma-geliştirme ve uygulama projeleri yapılmakta olan güneş enerjili soğutma sistemlerinin uygulamalarının ÷lkemizde de arttırılması ve kurulacak sistemlerin performans değerlendirmelerinin yapılması yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Balaras, C., A., Grossman, G., Henning, H., M., Ferreira, C., Podesser, E., Wang, L., Wiemken, E.,** 2005. Solar air conditioning in Europe—an overview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **20**, 1-16.
- [2] **Onaygil, S., Güler, Ö., Erkin, E., Goralı, E.,** 2005. Ticari Binaların Elektrik Enerjisi Tüketiminde Aydınlatmanın Payı, III. Ulusal Aydınlatma Sempozyumu ve Sergisi, Ankara, 23-25 Kasım, s. 157-163.
- [3] **Sabatelli, V., Fiorenza, G., Marano, D.,** 2005. Technical status report on solar desalination and solar cooling, *New Generation of Solar Thermal Systems European Comission FP 6 Project Technical Report*, <http://www.swt-technologie.de/html/negst.html>
- [4] **Henning, H., M.,** 2004. Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings, Springer Press, Viyana.
- [5] **Özkol, N.,** 2004. Uygulamalı Soğutma Tekniği, Özkan Matbaacılık, İstanbul.
- [6] **Büyükalaca, O., Yılmaz, T.,** 2003. Güneş enerjisi ile soğutma teknolojilerine genel bir bakış, *Tesisat müh. Dergisi.*, **75**, 45-56.
- [7] **Kuzgun, Ö.,** 1997. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin incelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [8] **Kesten, D., Tereci, A.,** 2005. Soğutma sistemlerinde güneş enerjisi kullanımı, Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, Mersin, 24-25 Haziran, s. 18-26.
- [9] **Yiğit, A.,** 1984. Güneş Enerjisinden Faydalanarak Çalışan Soğutma Sistemleri, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [10] **Öztürk, A., Kılıç, A.,** 1998. Çözümlü problemlerle termodinamik, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.

- [11] **Henning, H., M.**, Erpenbeck, T., Hindenburg, C., Paulussen, S., 1998. Solar cooling of buildings- possible techniques, potential and international development, Eurosun'98, www.wire0.ises.org
- [12] **Ermiş, K., Kılıçaslan, İ.**, 1995. Güneş Enerjisiyle Soğurmalı Soğutma, 5. Türk Alman Enerji Sempozyumu Bidiri Kitabı, s. 25-35.
- [13] **Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S.**, 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, Vipaş, Bursa.
- [14] **Technical Overview of active techniques**, 2002. Promoting Solar Air Conditioning ALTANER Project Report, **4.1030/Z/02-121/2002**, http://raee.org/climatisationsolaire/doc/technical_overview_of_active_techniques.pdf
- [15] **Sumathy, K., Yeung, K., H., Yong, L.**, 2003. Technology development in the solar adsorption refrigeration systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, **29**, 301–327.
- [16] **Höfker, G., Eicker, U., Lomas, K., Eppel, H.**, 2001. Dessicant Cooling With Solar Energy, CIBSE Conference, London, www.zafh.net
- [17] **Yılmaz, T., Büyükalaca, O.**, 2000. Desisif-evaporatif soğutma sistemleri, Tesisat Mühendisliği Kongresi, Kasım.
- [18] **Can, A.**, 1998. Güneş enerjisiyle soğutma ve ekstrem şartlar, Güneş Günü Sempozyumu ve Fuarı Bildiri Kitabı, İzmir, 19-21 Haziran, s. 57-62
- [19] **Sun, D., W.**, 1996. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems, *Energy Convers. Mgmt*, **39**, 357-368
- [20] **Eicker, U.**, 2003. Solar Technologies for Buildings, Wiley, İngiltere.
- [21] **Srihirin, P., Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S.**, 2001. A review of Absorption Refrigeration Technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, **5**, 343-371
- [22] **Ataer, E., Göğüş, Y.**, 1991. Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system, *Int. Jou. Of Refr.*, **14**, 86-92
- [23] **Çengel, Y.**, 1999. Heat Transfer A Practical Approach, McGraw-Hill, New York

- [24] **Tamm, G., Goswami, D., Y., Lu, S., Hasan, A., A.,** 2004. Theoretical and experimental investigation of an ammonia-water poer and refrigeration thermodynamic cycle, *Solar Energy*, **76**, 217-228
- [25] **Herold, K., Radermacher, R., Klein, S.,** 1996. Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC press, USA.
- [26] **Seara, J., F., Sieres, J., Vazquez, M.,** 2003. Distillation column configurations in ammonia-water absorption refrigeration systems, , *Int. Jou. Of Refr*, **26**, 28-34.
- [27] **Sayigh, A., A., M., McVeigh, J., C.,** 1992. Solar Air Conditioning and Refrigeration, Pergamon Press, UK.
- [28] **Akıncı, F.,** 1991. Amonyak/su ile çalışan soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik analizi ve distilasyon kolonunun tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [29] **Erdoğan, İ.,** 1992. Güneş enerjisiyle çalışan amonyak/sulu soğurmalı soğutma sisteminin tasarımı ve imali, *Yüksek Lisans Tezi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [30] **McCabe, W., L., Smith, J., Harriot,** 1993. Unit operations of chemical engineering, McGraw-Hill, Singapur.
- [31] **Patek, J., Klomfar, J.,** 1995. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic propertiaes of the ammonia-water system, *Int. Jou. Of Refr*, **18**, 228-234.
- [32] **Seara, J., F., Sieres, J., Vazquez, M.,** 2003. Heat and mass transfer anaysis of a helical coil rectifier in an ammonia-water absorption system, *Int. Jou. Of Thermal Systemr*, **42**, 783-794.
- [33] **Seara, J., F., Sieres, J.,** 2006. Ammonia-water absorption refrigeration system with flooded evaporators, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 2236-2246.
- [34] **Engler, M., Grossman, G., Hellmann, H., M.,** 1997. Comparative simulation and investigation of ammonia-water: absorption cycles for heat pump applications, , *Int. Jou. Of Refr*, **20**, 504-516.

- [35] **Sieres, J., Seara, J., F.**, 2005. Evaluation of the column components size on the vapour enrichment and system performance in small power NH₃-H₂O absorption refrigeration machines, *Int. Jou. Of Refr*, 1-10.
- [36] **Boğaziçi Üniversitesi Kandilli Rasathanesi ve Deprem Araştırma Enstitüsü**,
<http://www.koeri.boun.edu.tr/meteoroloji/default.htm>
- [37] **Kılıç, A., Öztürk, A.**, 1983. Güneş Enerjisi, Kipaş Dağıtımçılık, İstanbul.
- [38] **Elektrik İşleri Etüd İdaresi Genel Müdürlüğü**, 2001. Türkiye güneş ışınımı ve güneşlenme süresi değerleri
- [39] **Viesmann**, “Güneş enerjisi sistemleri planlama kılavuzu”,
www.viessmann.com.tr
- [40] **Rona, N.**, 2004. Solar Air-conditioning systems, Chalmer University of Technology, Sweden.
- [41] **Henning, H., M.**, 2003. Economic study results report, „SACE – Solar Air Conditioning in Europe, EU project NNE5/2001/00025, Freiburg
<http://www.ocp.tudelft.nl/ev/res/sace.htm>.

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında İstanbul'da doğan Evren Goralı ortaokul ve lise öğrenimini Cağaloğlu Anadolu Lisesinde tamamladı. İTÜ Kimya-Metalurji Fakültesi Kimya Mühendisliği Lisans Programını 2004 yılında bitirdi ve İTÜ Enerji Enstitüsü Enerji Bilim ve Teknoloji Yüksek Lisans Programına başladı. Nisan 2005'ten itibaren İTÜ Enerji Enstitüsü Enerji Planlaması ve Yönetimi Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.