

46951

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÜŞÜK SICAKLIKLI ISI ENERJİSİYLE ÇALIŞAN
ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE
ISIL KOMPRESÖRLER

Kim.Müh. Cemal ÜÇÜNCÜ

F.B.E. Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Isı Proses Programında
hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Olcay Kıncay

İSTANBUL, 1995

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER	iii
SEMBOL LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	xii
TABLO LİSTESİ	xv
TEŞEKKÜR	xvi
TÜRKÇE ÖZET	xvii
ABSTRACT	xviii

BÖLÜM I

1. GİRİŞ	1
----------	---

BÖLÜM II

2. SOĞUTMAYA GENEL BİR BAKIŞ	3
2.1. İdeal Soğutma Çevrimi	4
2.2. Soğutma Sistemleri	8
2.3. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	10

BÖLÜM III

3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNE GİRİŞ	15
3.1. Gazların sıvılar içerisine absorpsiyonu	17
3.2. Temel absorpsiyon çevrimi	21
3.3. Sistemdeki çalışma akışkanları	27
3.4. Termodinamik analiz	29
3.4.1. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ısı analizi ve kütle denklikleri	31
3.4.2. Soğutma etkisi katsayısı, COP	38

3.4.3. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin teorik soğutma etkisi katsayısı	40
3.4.4. Gerçek enerji oranı, PER	43
3.5. Kapasite kontrol	46
3.6. Lityum bromid - Su çalışma akışkanı çiftli absorbsiyonlu soğutma sistemleri	47
3.7. Su - Amonyak çalışma akışkanı çiftli absorbsiyonlu soğutma sistemleri	53
3.8. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ortaya çıkan problemler	56
3.8.1. Kristalizasyon	57
3.8.2. Sızdırmazlık	58
3.8.3. Yoğunlaşmayan gazlar	59
3.8.4. Korozyon	59

BÖLÜM IV

4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNDE TAHRİK MEKANİZMASINA GENEL BİR BAKIŞ	60
4.1. Çalışma akışkanı çiftinin özellikleri	62
4.2 . Absorbsiyon sistemindeki akışkan akımı döngüleri	65
4.3 . Isıl kompresörü meydana getiren elemanlar ve özellikleri	67
4.3.1. Ayırıcı	67
4.3.2. Zenginleştirme kolonu	69
4.3.3. Sıvı-sıvı ısı değiştirici	70
4.3.4. Eriyik pompası	71
4.3.5. Kaynatici	73
4.3.5.1. Kaynatici prosesi analizi	74
4.3.5.2. Kaynaticıda kullanılan enerji kaynakları	77
4.3.6. Absorber	78
4.3.6.1. Absorber prosesi analizi	78
4.4. Tipik çalışma şartları	81
4.5. Çalışma şartlarının absorbsiyonlu soğutma sisteminin maksimum performansı üzerine etkileri	83

BÖLÜM V

5. GÜNEŞ ENERJİLİ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ISIL KOMPRESÖR	85
5.1. Kollektörler	86
5.1.1. Düz tablalı güneş kolektörleri	86
5.1.1.1. Kollektör verimliliği	91
5.1.2. Vakum tüplü güneş kolektörleri	92
5.2. Enerji depolama ve sistem açısından önemi	94
5.3. Güneş enerjili absorbsiyonlu soğutma sistemleri	97
5.3.1. Sürekli kapalı çevrimli sistemler	97
5.3.2. Kesikli kapalı çevrimli sistemler	99
5.3.2.1. Kesikli kapalı çevrimli sistemlerde kolektör analizi	102
5.3.3. Açık çevrimli sistemler	107
5.3.3.1. Açık çevrimli sistem analizi	110

BÖLÜM VI

6. ATIK ISIYLA ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNE GİRİŞ	119
6.1. Sistemdeki ısı kompresör ve sistemin çalışması	120
6.2. Atık ısı endoreversibl bir absorbsiyonlu soğutucunun analizi	122
6.3. Gaz türbini atık ısıyla çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi	124

BÖLÜM VII

7. SONUÇ	128
KAYNAKLAR	132
ÖZGEÇMİŞ	

SEMBOLLER

- A : Alan. [m^2]
 A_i : Kollektör borularının iç yüzey alanı. [m^2]
 A_x : Isı değiştiricinin yüzey alanı. [m^2]
 C_1 : Kollektör yüzeyinin ısı sığası.
 C_2 : Kollektör, boru, hazne, izolasyon ve sırlamanın efektif ısı sığası.
 C_p : Isı kapasitesi. [$kJ/kg^{\circ}C$]
 C_{pz} : Zayıf eriyiğin ısı kapasitesi. [$kJ/kg^{\circ}C$]
 c : Molar konsantrasyon. [$kmol/m^3$]
 c_b : Boruları birbirine bağlayan bağlantıların iletkenliği. [$W/m K$]
 c_p : Özgöl ısı. [$kJ/kg^{\circ}C$]
 c_{pc} : Emilen havanın ortalama özgöl ısısı. [$kJ/kg^{\circ}C$]
 c_{pf} : Bacaya giren gazların ortalama özgöl ısısı. [$kJ/kg^{\circ}C$]
 c_{pAk} : Akışkanın özgöl ısısı. [$kJ/kg^{\circ}C$]
 c_{peri} : Su-amonyak eriyiğinin özgöl ısısı. [$kJ/kg^{\circ}C$]
 COP : Soğutma etkisi katsayısı. [-]
 COP_A : Absorbsiyonlu sistemin soğutma etkisi katsayısı. [-]
 COP_M : Buhar sıkıştırmalı sistemin soğutma etkisi katsayısı. [-]
 COP_{ideal} : Rankine çevrimi verimliliği. [-]
 F_R : Kollektöre ait ısı toplama faktörü. [-]
 G_0 : Birim kollektör genişliği başına zayıf eriyik başlangıç debisi. [kg/ms]
 Gr : Grashow sayısı.
 Gr_L : Sıvı faza ait Grashow sayısı.
 H : Entalpi. [kJ]
 H_A : A 'daki akımın entalpisi. [kJ]
 H_B : B 'deki akımın entalpisi. [kJ]
 H_D : D 'deki akımın entalpisi. [kJ]
 h_A : A 'daki akımın özgöl entalpisi. [kJ/kg]
 h_B : B 'deki akımın özgöl entalpisi. [kJ/kg]

- h_D : D 'deki akımın özgül entalpisi.[kj/kg]
 h_c : Absorberle soğurucu eriyik arasındaki konveksiyonla ısı transfer katsayısı.
 [W/m²°C]
 h_i : Boru çeperleriyle eriyik arasındaki konveksiyonla ısı transfer katsayısı.[W/m²°C]
 h_m : Kütle transfer katsayısı.
 h_r : Radyasyonla ısı transfer katsayısı.[W/m²°C]
 h_{buh} : Buharın özgül entalpisi.[kj/kg]
 h_{eri} : Eriyiğin özgül entalpisi.[kj/kg]
 h'_{amo} : Amonyanın eriyik sıcaklığındaki özgül entalpisi.[kj/kg]
 h'_{fg} : Suyun soğurucu eriyikten buharlaşması için gereken ısı.[kj]
 h'_{su} : Suyun eriyik sıcaklığındaki özgül entalpisi.[kj/kg]
 H_p : Hidrolik beygir gücü.[W] -
 I : Radyasyon yoğunluğu.[W/m²]
 I_d : Yatay bir yüzey üzerinde dağılmış radyasyon yoğunluğu.[W/m²]
 I_t : Yatay bir yüzey üzerindeki tüm radyasyon yoğunluğu.[W/m²]
 I_β : Kollektörün eğimli yüzeyi üzerine gelen radyasyon yoğunluğu.[W/m²]
 I_{kol} : Kollektöre ulaşan güneş enerjisi yoğunluğu.[W/m²]
 I_{max} : Gün doğuşu ile gün batımı arasındaki radyasyon yoğunluğu.[W/m²]
 J : Joule Thomson katsayısı.[778]
 K : Henry Kanunu sabiti.[Pa]
 K_m : Kayıp iş.[kj]
 k_D : Kütle taşınım katsayısı.[m²/s]
 L : Gün uzunluğu.[sa]
 l : Tuz eriyiğinin güneş kollektörü boyunca katettiği mesafe.[m]
 M : Molekül ağırlığı.[kg/kmol]
 m : Kütle.[kg]
 m_{Ak} : Pompalanan akışkan kütlesi.[kg]
 m_{gf} : Absorberden çıkan güçlü eriyik miktarı.[kg]
 m_{su} : Her bir x mesafesi için birim kollektör genişliği başına zayıf eriyikten birim zamanda buharlaşan su miktarı.[kg/ms]

- m_{amo} : Yoğuşan amonyak miktarı.[kg]
 m_{buh} : Üretilen buharın miktarı.[kg]
 m_{eri} : Eriyik kütlesi.[kg]
 m' : Debi.[kg/s]
 m'_f : Türbini terkedip bacaya giren sıcak gazların debisi.[kg/s]
 m'_h : Soğutulan havanın debisi.[kg/s]
 m'_s : Birim kollektör genişliği başına soğurucu madde debisi.[kg/ms]
 n : Mol sayısı.[mol]
 Nu : Nusselt sayısı.
 Nu_L : Sıvı faza ait Nusselt sayısı
 P : Basınç.[Pa]
 P_0 : Zayıf eriyikteki suyun başlangıçtaki buhar basıncı.[Pa]
 P_{buh} : Zayıf eriyiği terkeden suyun buhar basıncı.[Pa]
 P_{∞} : Atmosferik su buharı basıncı.[Pa]
 P_{ba} : Basma basıncı.[Pa]
 P_{em} : Emme basıncı.[Pa]
 p_i : i bileşeninin kısmi buhar basıncı.[Pa]
 P°_i : i bileşeninin saf haldeki doymuş buhar basıncı.[Pa]
 PER : Gerçek enerji miktarı.[-]
 Pr : Prandtl sayısı.
 Q : Transfer edilen ısı miktarı.[kJ]
 Q_A : Absorbsiyon çevriminden çevreye bırakılan ısı miktarı.[kJ]
 Q_c : Soğutmadan sonra çıkış havasının sahip olduğu enerji.[kJ]
 Q_d : Absorbsiyon sistemini tahrik etmekte kullanılan ısı enerjisi.[kJ]
 Q_f : Baca gazlarından elde edilen ısı.[kJ]
 Q_i : Toplam ısı aktarımı.[kJ]
 Q_n : Absorber ve yoğuşturucudan uzaklaştırılan ısı miktarı.[kJ]
 Q_o : Baca gazlarının sahip olduğu ısı.[kJ]
 Q_s : Eriyiğe transfer edilen ısı.[kJ]
 Q_v : Vakum tüplü bir güneş kollektöründen olan ısı kaybı.[kJ]

- Q_{ai} : Emilen havayla giren ısı. [kj]
 Q_{em} : Emilen havaya giren ısı miktarı. [kj]
 Q_{fg} : Suyun soğurucu eriyikten buharlaşması için gereken ısı. [kj]
 Q_{buh} : Buhara transfer edilen ısı miktarı. [kj]
 $Q_{yük}$: Soğutma yükü. [kj]
 q_u : Eriyiğin absorpsiyon ısısı. [kj/kg]
 R_{buh} : Su buharı için gaz sabiti. [kj/kgK]
 Re : Reynold sayısı.
 Re_L : Sıvı faza ait Reynold sayısı.
 S : Entropi. [kj/kg]
 S_n : Absorber ve yoğuşturucuya ait entropi. [kj/kg]
 Sc : Schmidt sayısı
 Sh_L : Sıvı faza ait Sherwood sayısı
 T, t : Sıcaklık. [°C]
 T_0 : Çevre sıcaklığı [°C]
 T_A : A 'daki akımın sıcaklığı. [°C]
 T_B : B 'deki akımın sıcaklığı. [°C]
 T_D : D 'deki akımın sıcaklığı. [°C]
 T_c : Kompresöre giren havanın sıcaklığı. [°C]
 T_g : Etkili siyah cisim sıcaklığı. [°C]
 T_i : Eleman sıcaklığı. [°C]
 T_n : Absorber ve yoğuşturucudan geçen soğutma suyu sıcaklığı. [°C]
 T_p : Soğurucu yüzeyin ortalama sıcaklığı. [°C]
 $T_{Akç}$: Akışkan çıkış sıcaklığı. [°C]
 T_{Aki} : Akışkan giriş sıcaklığı. [°C]
 T_{eri} : Bölgesel eriyik sıcaklığı. [°C]
 T_{ort} : Ortalama akışkan sıcaklığı. [°C]
 T' : Mutlak sıcaklık. [K]
 T'_{ko} : Kollektörün koruyucu yüzeyinin mutlak sıcaklığı. [K]
 T'_{so} : Kollektör soğurucu yüzeyinin mutlak sıcaklığı. [K]

- t_{ϕ} : Boru çeperi sıcaklığı. [°C]
 t_w : Suyun saf haldeki kaynama noktası sıcaklığı. [°C]
 t_{eri} : Eriyik sıcaklığı. [°C]
 U : İç enerji. [kJ] - 27
 U' : Tüm ısı kayıp katsayısı. [kJ/m²sa]
 U'_{ara} : Ortamla çalışma akışkanı arasındaki tüm ısı kayıp katsayısı. [kJ/m²sa]
 U'_{kol} : Kollektör tüm ısı kayıp katsayısı. [kJ/m²sa]
 V : Hacim. [m³]
 V_{Ak} : Pompalanan akışkan hacmi. [m³]
 v_g : Güçlü eriyiğin özgül hacmi. [m³/kg]
 v_{Ak} : Akışkan özgül hacmi. [m³/kg]
 v_{su} : Suyun özgül hacmi. [m³/kg]
 v_{amo} : Amonyanın özgül hacmi. [m³/kg]
 v_{eri} : Eriyiğin özgül hacmi. [m³/kg]
 W : İş. [kJ]
 W_{ep} : Eriyik pompası işi. [kJ]
 X : Mol fraksiyonu. [-]
 x : Ağırlık konsantrasyonu. [%]
 x_g : Güçlü eriyikteki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]
 x_k : Kaynatıcıyı terkeden akımdaki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]
 x_z : Zayıf eriyikteki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]
 x_{amo} : Eriyikteki amonyanın ağırlık konsantrasyonu. [%]
 η : Verimlilik. [-]
 η_A : Absorpsiyonlu sistemin verimliliği. [-]
 η_M : Buhar sıkıştırma sisteminin verimliliği. [-]
 η_{IM} : Buhar sıkıştırma sistemi için mekanik enerji üreten ısı makinasının verimliliği. [-]
 η_k : Kaynatıcı verimliliği. [-]
 η_P : Elektrik santralinin verimliliği. [-]
 η_{ep} : Pompa verimi. [-]
 η_{xA} : Absorpsiyon sistemindeki ısı değiştirici verimliliği. [-]
 η_{xb} : Bacadaki ısı değiştirici verimliliği. [-]
 η_{kom} : Kompresör verimliliği. [-]
 η'_P : Buharın çekildiği noktadaki alt akımın verimliliği. [-]
 λ : Zayıf eriyik özgül dolaşım oranı. [-]
 ε : Eriyiğin yayınımlı. [-]
 θ : Zaman. [s]

τ	: Geçirgenlik.
α	: Soğurganlık. [-]
σ	: Stefan-Boltzman sabiti. [-]
ζ	: Eriyikteki soğurucu maddenin konsantrasyonu. [kg/kg]
ϕ	: Yatay yüzeyin eğim açısı. [°]
β	: Kollektör yüzeyi ile yatay arasındaki eğim açısı. [°]
ε_a	: Absorber yüzeyinin yayınımlı. [-]
ε_p	: Koruyucu yüzeyin yayınımlı. [-]
α_t	: Kollektörün soğurucu yüzeyi ve sıvı tabakasının soğurganlığı. [-]
ζ_0	: Eriyikteki soğurucu madde başlangıç konsantrasyonu. [kg/kg]
β_i	: Güneş ışığının meyilli kollektör yüzeyi üzerine geliş açısı. [°]
ε_{eri}	: Eriyiğin yayınımlı. [-]
τ_{kol}	: Kollektör koruyucu yüzeyinin geçirgenliği. [-]
α_{kol}	: Kollektör yüzeyinin soğurganlığı. [-]
ε'	: Kollektörün soğurucu yüzeyinin fiili yayınımlı. [-]
ζ'	: Eriyikteki amonyağın konsantrasyonu. [kg/kg]
ζ''	: Buhardaki amonyağın konsantrasyonu [kg/kg]

ALT İNDİSLER

a	: Absorber.	ay	: Ayırıcı.
b	: Buharlaştırıcı.	ep	: Eriyik pompası.
c	: Çıkan.	gv	: Genleşme vanası.
g	: Güçlü eriyik.	kv	: Kısılma vanası.
k	: Kaynatıcı.	su	: Su
r	: Giren	zk	: Zenginleştirme kolonu
x	: Isı değiştirici	amo	: Amonyak.
y	: Yoğuşturucu	eri	: Eriyik.
z	: Zengin eriyik.	kol	: Kollektör.
Ak	: Akışkan.		

ŞEKİL LİSTESİ

BÖLÜM II

Şekil 2.1. Ters carnot çevrimi enerji akış diyagramı	4
Şekil 2.2. Ters carnot çevrimi Pv diyagramı	5
Şekil 2.3. Ters carnot çevrimi Ts diyagramı	6
Şekil 2.4a Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi	10
Şekil 2.4b Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi Ts ve Pv diyagramı	11
Şekil 2.5. Tersinir olmayan ısı transferinin buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi üzerine etkisi	13

BÖLÜM III

Şekil 3.1. Karışan sıvılar sisteminde ideal ve ideal olmayan davranışlar	19
Şekil 3.2. Temel absorpsiyonlu soğutma çevrimi	22
Şekil 3.3. Isı değiştiricili temel absorpsiyon çevrimi	23
Şekil 3.4. Lityum bromid denge diyagramı	24
Şekil 3.5. Absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizi	30
Şekil 3.6. Kaynatıcıya giren ve çıkan akımlar	32
Şekil 3.7. Absorpsiyonlu soğutma sistemine ait ısı ve kütle denklikleri	33
Şekil 3.8. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji akışı	41
Şekil 3.9. Yoğuşma sıcaklığını arttırıp kaynatıcıyı terkeden LiBr eriyiğinin konsantrasyonunu azaltarak cihazın soğutma kapasitesini düşürme	47
Şekil 3.10. Tipik bir LiBr-su sistemi	49
Şekil 3.11. LiBr-su çalışma akışkanı çiftli su soğutucusunun verimlilik karakteristikleri	51
Şekil 3.12. Su-Amonyak çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemi	54

Şekil 5.10. Kollektör yüzeyi üzerinde akan zayıf eriyiğe ait bir diferansiyel akışkan elemanı	111
---	-----

BÖLÜM VI

Şekil 6.1. Atık ısı enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi	121
Şekil 6.2. Gaz türbini ile absorpsiyonlu soğutma sistemi kombinasyonu	125
Şekil 6.3. Gaz türbini ile absorpsiyonlu soğutma sistemi kombinasyonuna ait akış diyagramı	126
Şekil 6.4. Farklı toplam verimlilik değerleri için $\Delta T_f - \Delta T_c$ diyagramı	127



TABLO LİSTESİ

BÖLÜM III

Tablo 3.1. Lityum bromid absorpsiyon makinası çevrim verileri	25
Tablo 3.2. PER ve COP'ye göre iki farklı sistemin karşılaştırılması	45



TEŞEKKÜR

Özellikle son yıllarda fosil yakıtların pahalılaşması ve buna paralel olarak enerji maliyetlerinin artmasıyla soğutma sistemlerinde tahrik unsuru olarak kullanılan elektrik enerjisi gibi değerli ve pahalı bir enerji yerine alternatif enerji türlerinin kullanımı üzerine yapılan çalışmalar ağırlık kazanmıştır. Bu çalışmalar absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin, düşük sıcaklıklı ısı enerjisi kullanarak soğuk üretebildiklerini ortaya çıkarmıştır. Güneş enerjisi gibi temiz ve sınırsız bir enerji türünün yanısıra endüstriyel proseslerden çevreye bırakılan düşük sıcaklıklı atık ısı enerjisiyle çalışabilmeleri ilgiyi, bu tür sistemlerin üzerine çekmiştir.

Çalışmanın gerçekleşmesinde her türlü ilgi ve yardımını esirgemeyen sayın hocam Doç. Dr. Olcay KINCAY 'a teşekkürü bir borç bilirim. Aynı zamanda beni bu konuda çalışmaya teşvik eden sayın hocam Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR 'e teşekkür ederim. Tezin hazırlanmasında yardımları olan herkese teşekkür ederim.

Müh. Cemal ÜÇÜNCÜ

1995 - İstanbul

TÜRKÇE ÖZETİ

Yiyeceklerin saklanması, çeşitli endüstriyel proseslerde ve hacimlerin yaz aylarında iklimlendirilmesinde yoğun enerji tüketen soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Bu ünitelerin en yaygın olanı çalıştırılması için elektrik enerjisi gibi pahalı ve değerli bir enerji türünün kullanıldığı buhar sıkıştırma soğutma sistemleridir. Fakat özellikle son yıllarda enerji fiyatlarındaki artış ve bu tür sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanların çevre kirliliğine yol açmalarından dolayı buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinin yerini alabilecek yeni soğutma sistemleri üzerine araştırmalar yapılmaktadır. Yapılan bu çalışmalarda düşük sıcaklıklı ısı enerjisiyle çalıştırılabilen çok değişik soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Bunlar absorpsiyonlu soğutma sistemleridir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, farklı olarak kaynatıcı ve absorberden meydana gelmiş bir ısıl kompresör bulunmaktadır. Uygun koşullarda soğutucu akışkanı soğurup üzerine ısı uygulandığı zaman bu özelliğini kaybederek soğutucu akışkanı salıveren kimyasal bir madde vasıtasıyla, buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma etkisi üreten soğutucu akışkan, ısıl kompresörde, eriyik içerisine yoğunlaştırılmakta ve daha sonra saf halde elde edilip tekrar buharlaşmaya hazır hale getirilmektedir. Bu yöntemle sistemin sürekli soğuk etkisi üretmesi sağlanmaktadır.

Hareketli parça bulundurmaması nedeniyle sessiz çalışması ve 80 - 115°C sıcaklıkları mertebesinde bir ısı kaynağı yardımıyla tahrik edilebilmesi absorpsiyonlu soğutma sistemlerini buhar sıkıştırma sistemlere karşı güçlü bir alternatif yapmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin tahrik edilmesi için düşük sıcaklıklı ısı kaynağı olarak güneş enerjisi veya endüstriyel proseslerden çevreye bırakılan atık ısı kullanımı üzerine yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Soğutma yükünün en fazla olduğu zamanlarda ortamdaki güneş enerjisi yoğunluğunun da o derece fazla olması ve güneş enerjisi ve atık ısı enerjilerinin maliyetlerinin düşük olması sistemleri avantajlı bir duruma getirmektedir. Sisteme ait verimliliklerin değerlendirilmesi için soğutma etkisi katsayısı, COP temel alındığında buhar sıkıştırma sistemlere nazaran çok düşük değerlerle karşılaşılmasına rağmen gerçek enerji oranı, PER kavramı açısından değerlendirildiğinde daha makul değerler elde edilmektedir.

Bu çalışmada, öncelikle çeşitli soğutma yöntemleri ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri hakkında bilgi verildikten sonra absorpsiyonlu sistemin ısıl kompresörü ayrıntılı bir biçimde incelenmektedir. Temel olarak su-amonyak çalışma akışkanı çiftli bir sisteme ait ısıl kompresörün seçilmesi ise su-amonyaklı sistemin ısıl kompresöründeki olayların LiBr-su çalışma akışkanlı sistemin ısıl kompresöründeki olayları kapsamaması ve ayrıca soğutucu akışkanın saflaştırılması için ilave işlemler içermesi nedeniyle daha karmaşık olmasındandır. Son iki bölümde ise güneş enerjili ve atık ısı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ısıl kompresörlerindeki farklılıklar açıklanmakta ve sistemlerin performansları genel olarak değerlendirilmektedir. Ayrıca çalışmanın bütününde absorpsiyonlu soğutma sistemlerine ait avantaj ve dezavantajların değerlendirilmesi uygulamada en yaygın kullanıma sahip buhar sıkıştırma soğutma sistemlerine karşı yapılmaktadır.

ABSTRACT

For preserving food, various industrial processes or comfort conditioning in the summer, conventional cooling systems use more energy. The most common type of these systems is vapor compression cooling system. In these kind of systems, electrical energy that is very valuable and expensive is used for stimulation. Since the increases in the cost of electricity in the last decades and environmental pollution caused by the refrigerants used in the vapor compression systems, many research have been carried out for new cooling systems which can replace with vapor compression cooling systems. These new cooling systems which can be driven by low temperature heat energy are absorption cooling systems.

In the absorption cooling system, thermal compressor including absorber and generator is used instead of conventional one. So the process in the compressor is different. The refrigerant that generates cooling effect by vaporizing in the evaporator condenses into the solution in the thermal compressor by using an absorbent which absorbs the refrigerant in the suitable conditions. Then heat energy applies to the solution and refrigerant is obtained for vaporizing in the evaporator again. Therefore, the absorption system provides continuous cooling effect.

System runs very silently since it does not include any moving parts and it can be driven by a heat sources whose temperatures are in 80 - 115°C range. These advantages make the system a good substitute versus the vapor compression cooling system.

Many research have been carried out on the absorption cooling systems powered by solar energy and low temperature waste energy released from industrial processes. The much cooling effect is desired, the much solar energy is. Besides, the cost of the waste and solar energy is extremely low. Performance of the absorption cooling systems are comparable to the vapor compression systems' when evaluating primary energy amount, PER although coefficient of performance of the absorption cooling systems are much lower than the vapor compression systems'.

In this study, necessary information about basic cooling methods and absorption cooling systems is given in first three chapters. Then thermal compressor of the absorption cooling system is analyzed thoroughly. In the analysis, thermal compressor of water-ammonia absorption cooling system was chosen as basis. Because, the processes in the thermal compressor of the water-ammonia absorption machine includes the process in the thermal compressor of the LiBr-water absorption machines. Moreover water-ammonia absorption machines are more complicated than LiBr-water absorption machines by reason of having more components for distilling the refrigerant. In the last two chapters, the differences of the thermal compressors of the absorption machines powered by solar energy and waste heat are discussed. And the performances of both system are evaluated generally. In addition, pros and cons of the absorption cooling systems in any part of the study are evaluated versus vapour compression cooling systems which are used commonly in practice.

BÖLÜM I

1. Giriş

Günümüzde, soğutma uygulamalarında ve hacimlerin yaz aylarında iklimlendirilmesinde yoğun enerji kullanan kompresörlü soğutma üniteleri kullanılmaktadır. Bu tür sistemlerin soğuk etkisi üretme verimliliği, (COP) diğerlerine nazaran oldukça yüksektir. Oysa bu alanda mevcut olan diğer alternatifler enerji tüketimi ve çevresel etkilere göre değerlendirildiğinde, soğutma sistemlerini işletmekte kullanılan enerji türlerinin önemi ortaya çıkmaktadır. Bu açıdan bakıldığında absorpsiyonlu soğutma sistemleri ön plana çıkmaktadır.

Absorpsiyon teknolojisi; soğutma, hava şartlandırma, ısı pompaları ve ısı geri kazanımı alanlarında popüler olmaya başlayan bir teknolojidir. Birkaç yüz watt kapasiteli ev tipi cihazlardan 10 megawatt kapasiteli büyük çaplı sistemlere kadar pek çok uygulamada güvenilir ve etkili olduğu şu ana kadar yapılan çalışmalarla kanıtlanmıştır.

Son yıllarda, absorpsiyonlu sistemlerle ilgili pek çok ileri çevrim incelendi. Bu nedenle absorpsiyon sistemlerinin kapsadığı potansiyel uygulama alanı hala gelişmektedir. Üstelik, absorpsiyonlu sistemlerin kompresörlü sistemlerle kombinasyonu uygulamaları, standart absorpsiyonlu veya buhar sıkıştırma sistemlerinin geliştirilmesi hatta onların yerini alması yönünde başka bir sahanın önünü açmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri; uzun hizmet süresine sahip olmaları, sessiz çalışmaları, fazla bakım gerektirmemeleri, işletme kolaylıkları ve ozon tabakasına zarar vermeyen çalışma akışkanları içermeleri nedeniyle yakın bir gelecekte buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinin en güçlü alternatifleridir.

Buhar sıkıştırma sistemlerinin aksine absorpsiyonlu sistemlerdeki temel zayıflıklar genellikle sistemin çalışma sıcaklıklarındaki sınırlamalar ve cihazın ilk kuruluş maliyetinin nispeten

yüksek olması şeklindedir. Ayrıca soğutma etkisi katsayısı, (COP) buhar sıkıştırmalı sistemlerle karşılaştırıldığında küçüktür. Bununla beraber, sözünü ettiğimiz bu zayıflıklar absorpsiyonlu sistemlerin işletme ve çevresel avantajları bakımından tekrar gözden geçirilmeli ve soğutma sistemi gerçek enerji(PE) tüketimi açısından tekrar değerlendirilmelidir.

Absorpsiyonlu sistemler ; kimyasal proses ve tesislerden salıverilen atık ısılar ve güneş enerjisi de dahil olmak üzere her çeşit ısı kaynağı ile işletilebilir. Sonuçta, absorpsiyonlu soğutma sistemine ait düşük COP değerleri ; soğutma sistemlerinin COP değerlerinden ziyade gerçek enerji tüketimlerine(PE) göre değerlendirilmeleri halinde önemini kaybetmektedir.

Bu çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sisteminin tahrik mekanizması olan ısı kompresör ve onun sistem performansı üzerine etkileri değerlendirildi. Ayrıca güneş enerjisi ve atık ısıyla tahrik edilen absorpsiyonlu soğutma sistemleri incelendi.

BÖLÜM II

2. Soğutmaya Genel Bir Bakış

Soğutma, ısı transferinin özel bir halidir ve bir dizi proses yardımıyla atmosfer sıcaklığının altındaki sıcaklıklarda ortamların eldesi ve bu tür düşük sıcaklıktaki ortamların çeşitli alanlarda kullanımıyla ilgilidir. Soğutma etkisinin bir makine veya diğer mekanik cihazlarla üretilmesi ise mekanik soğutma adını alır. Doğadaki maddeler sahip oldukları ısıyı doğal veya suni olarak kendilerinden daha soğuk olan katı, sıvı veya gaz ortamlara aralarındaki sıcaklık farkı sebebiyle aktardıkları zaman soğurlar. Bu durum ısının daima sıcaklığı yüksek olan bir maddeden düşük olan başka bir maddeye akması nedeniyledir. Bu prensip ve termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları mekanik soğutma prosesinin temelini teşkil eder.

Ticari anlamda soğutma ilk defa 19. yüzyılda kullanılmaya başlandı. Bundan önce endüstride ve diğer alanlardaki soğuk etkisi ihtiyacı doğal buzun kullanımıyla karşılanmaktaydı. 19. yüzyılın sonlarına kadar mekanik soğutma yöntemi geliştirilmiş ve yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştı. Bu tarihlerde mekanik soğutma genellikle yiyeceklerin muhafazasında, kimyasal alanda, metalurjik uygulamalarda ve tıp alanında kullanılmaktaydı. Daha sonraları çevre havasının sıcaklık ve neminin kontrolü olan hava şartlandırma uygulamalarında da mekanik soğutma sistemleri kullanılmaya başlandı.

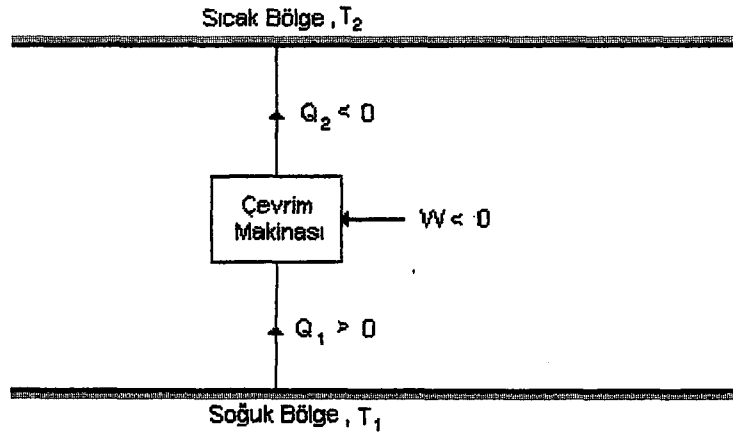
Soğutma etkisinin sürekli olarak sağlanmasında kullanılan sistemler temelde buhar sıkıştırma, gaz sıkıştırma, absorpsiyonlu ve vakumlu soğutma sistemleri olmak üzere dört çeşittir. Bu sistemler içerdikleri kapalı devre soğutucu akışkan akımları nedeniyle az çok birbirlerine benzerler. Sürekli soğutma etkisinin eldesinde farklı metodlar kullanan bu sistemleri meydana getiren cihazlar aynıdır. Bu soğutma sistemlerinin hemen hepsinde yüksek ve düşük basınç seviyeli ısı değiştiriciler, basınç farkı yaratan elemanlar, basınç üreticileri ve basınç azaltıcı elemanlar mevcuttur. Buhar sıkıştırma sistemde ısı değiştiriciler soğutucu akışkanın gizli ısı etkisini temel alırken gaz sıkıştırma sistemdeki ısı

değiştiriciler hissedilir ısı etkisini esas alırlar.Sözünü ettiğimiz tüm bu sistemlerde soğuk üretimi sisteme dışarıdan bir enerji girdisiyle gerçekleştirilir.Bu enerji girdisi buhar sıkıştırma sistemlerinde sistemin basınç üreten elemanına elektrik enerjisi formunda iş verilmesiyle olabildiği gibi absorpsiyonlu sistemlerde kaynatıcıya doğrudan ısı formunda enerji verilmesiyle gerçekleştirilir.

2.1. İdeal Soğutma Çevrimi

Soğutma sistemlerine temel teşkil eden prensip " Ters Carnot Çevrimi " dir.Ters carnot çevrimi veya diğer bir deyişle " Carnot Soğutma Çevrimi " bütün mekanik soğutma sistemleri için standart teorik bir çevrimdir.

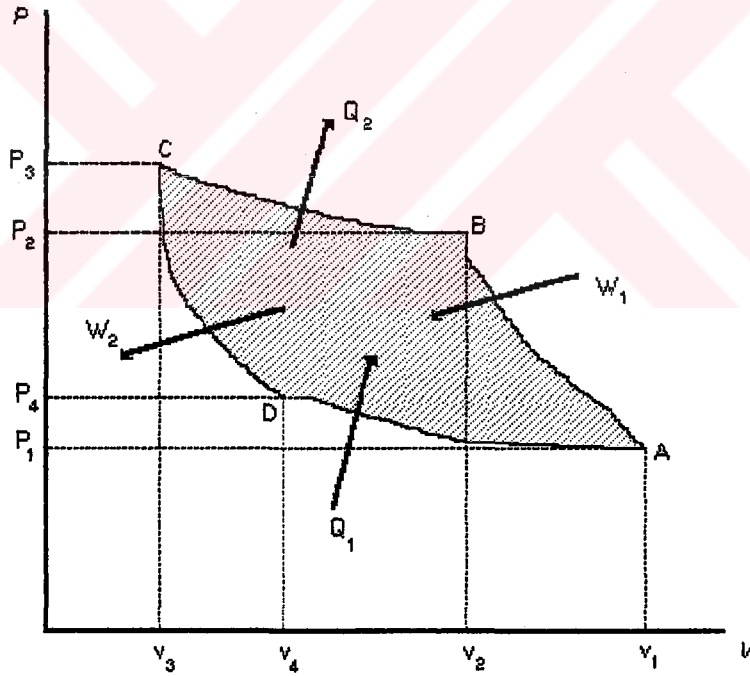
Çevrimin enerji akışı diyagramı Şekil 2.1 'de görülmektedir.Buna göre sisteme verilen iş, T_1 sıcaklığındaki soğuk bölgeden ısıyı alıp T_2 'deki sıcak bölgeye aktarmak için kullanılmaktadır. Ters Carnot çevrimi dört tersinir proses içerir.Bunlar; biri T_1 diğeri T_2 sıcaklıklarında olmak üzere tersinir ve sabit sıcaklıklı iki ısı transfer prosesi, adyabatik bir sıkıştırma prosesi ve adyabatik bir genişleme prosesisidir.



Şekil 2.1. Ters carnot çevrimi enerji akışı diyagramı.

Şekil 2.2. 'de görülen Pv diyagramında, AB adyabatik sıkıştırması çevrimde dolaşan

akışkanı $A(p_1, v_1, T_1)$ şartlarından $B(p_2, v_2, T_2)$ şartlarına getirir. Bu esnada sisteme W_1 işi verilir. B noktasında sistem T_2 sıcaklığındaki sıcak bölge ile temasa getirilir ve izotermik olarak bu bölgeye Q_2 ısı aktarılır. O halde BC izotermik bir sıkıştırma. CD adyabatik genişlemesi akışkanı $C(p_3, v_3, T_3)$ şartlarından $D(p_4, v_4, T_1)$ şartlarına getirir. Bu işlem sırasında sistem W_2 faydalı işini yapar. Bu durumda sisteme verilen gerçek iş $W = W_1 - W_2$ olur. D noktasında sistem T_1 sıcaklığındaki soğuk bölge ile temasa getirilir ve bölgeden izotermik olarak Q_1 ısı çekilir. DA, akışkanı tekrar $A(p_1, v_1, T_1)$ şartlarına geri getiren bir genişlemedir (Aybers, 1971). Carnot çevrimi tersinirdir ve istenilen soğutmayı elde etmek için sarfedilen güç de minimumdur.



Şekil 2.2. Ters Carnot çevrimi Pv diyagramı.

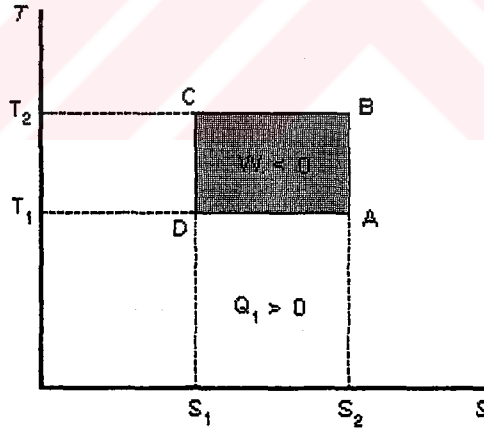
Ancak pratikte Carnot çevrimiyle çalışan bir sistemi gerçekleştirmede bazı zorluklarla karşılaşılır. Sözgelimi AB adyabatik sıkıştırması ile CD adyabatik genişlemesinin iyice izole edilmiş silindirlere içerisinde yapılabileceği farzedilse dahi, BC ve DA izotermik ısı alışverişlerinin bir gazla gerçekleştirilmesi imkansızdır. Bununla beraber, Carnot çevrimini

ancak yoğuşan buharla gerçekleştirmek mümkün olabilir.Bu taktirde BC izotermik sıkıştırması yoğuşma yoluyla, DA izotermik genleşmesi de buharlaşma yoluyla elde edilebilir.Yoğuşma ve buharlaşma esnasında izotermik ısı alışverişi de mümkündür.

şekil 2.3. 'de görülen Ts diyagramında, soğuk bölgeden alınan ısı, Q_1 DA 'nın altında kalan alana eşdeğerdir ve

$$Q_1 = T_1(S_2 - S_1) \quad (2.1)$$

- Q_1 :Soğuk bölgeden alınan ısı. [kJ]
- T_1 :Soğuk bölgenin sıcaklığı. [°C]
- S_2 :Sıcak bölgenin entropisi. [kJ/K]
- S_1 :Soğuk bölgenin entropisi. [kJ/K]



şekil 2.3. Ters carnot evrimi Ts diyagramı.

Sıcak bölgeye verilen ısı, Q_2 ise CB 'nin altında kalan toplam alana eşdeğerdir ve

$$-Q_2 = T_2(S_1 - S_2) \quad (2.2)$$

- Q_2 :Sıcak bölgeye verilen ısı. [kJ]
- T_2 :Sıcak bölge sıcaklığı. [°C]

S_1 :Soğuk bölgenin entropisi. [kJ/K]
 S_2 :Sıcak bölgenin entropisi. [kJ/K]

Mutlak değer olarak $Q_2 > Q_1$ olduğuna göre sisteme verilen iş, W

$$-W = (-Q_2) + (+Q_1) \text{ 'olarak bulunur.} \quad (2.3)$$

W :İş. [kJ]
 Q_2 :Sıcak bölgeye verilen ısı. [kJ]
 Q_1 :Soğuk bölgeden alınan ısı. [kJ]

Nümerik değer olarak $Q_2 = W + Q_1$ 'dir.Carnot teoremine göre

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_2}{T_1} \text{ 'şeklindedir.Buradan}$$
$$\frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.4)$$

O halde sıcak ve soğuk bölge sıcaklıkları bilindiği zaman belirli bir miktar iş harcamak suretiyle soğuk kaynaktan ne kadar ısı çekildiği(soğutma yapıldığı) bulunabilir.Denklem (2.4) 'ten hareketle,

$$Q_1 = W \cdot \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.5)$$

Q_1 :Soğuk bölgeden alınan ısı. [kJ]
 W :İş. [kJ]
 T_1 :Soğuk bölgenin sıcaklığı. [°C]
 T_2 :Sıcak bölgenin sıcaklığı. [°C]

Isı makinalarının değerlendirilmesinde önemli bir kriter olarak kullanılan ısıl verimlilik, soğutma makinaları için soğutma etkisi katsayısı,(COP) olarak karşımıza çıkar.2.4 denkleminde ifade edildiği gibi soğutma etkisi katsayısı; çevrimden elde edilen soğutmanın,

sisteme verilen işe oranı olarak tanımlanır (Wark, 1988). Bu ifadeden de anlaşıldığı üzere Carnot çevriminin COP 'si aralarında ısı transferi yaptığı bölgelerin sıcaklıklarının (T_1 ve T_2) bir fonksiyonudur ve değeri bu iki sıcaklık arasındaki fark azaldıkça artar. Bu sonuçlar çevrimde kullanılan çalışma akışkanının özelliklerinden bağımsızdır. Gerçek çevrimin, Carnot çevrimine dayanan ideal proseslerden herhangi bir sapması COP değerlerinin idealden daha az olmasına neden olur (Granet, 1985).

2.2. Soğutma Sistemleri

Genel olarak, soğutma etkisini elde etmede kullanılan üç metod vardır. Bunlar;

1. Kimyasal yollarla soğutma etkisi üretimi. Bu durumda soğutma etkisinin üretimi için endotermik reaksiyonlardan faydalanılır. Gerçekleşmesi için dışarıdan ısı enerjisi ilavesine ihtiyaç gösteren kimyasal bir reaksiyon vasıtasıyla soğutulacak olan maddeden ısı çekilir.
2. Soğutulacak olan maddeyi soğuk su veya buz gibi soğutucu bir ortamla temasa geçirerek soğuk etkisi üretme.
3. Bir ısı pompasına iş veya ısı formunda enerji vererek soğuk etkisi üretme. Bu şekilde ısı düşük sıcaklıktaki bir maddeden alınır ve ısı pompasına verilen enerjiyle beraber yüksek sıcaklıktaki başka bir maddeye aktarılır.

Günümüzde kullanılan mekanik sistemlerin çoğu son grupta ifade edilen ilkeyi esas alır. Ortaya çıkışından günümüze kullanılan belli başlı soğutma sistemleri ise kısaca aşağıdaki şekilde açıklanabilir;

1. *Buzla Soğutma* : Ticari anlamda en eski soğuk üretme yöntemidir. Bu yöntemde buz soğutulması istenen ortama konur, erimesi için gereken ısıyı bulunduğu ortamdan çekerek burayı belirli bir süre çevre sıcaklığının altındaki sıcaklıklarda tutar ve soğutma etkisini yaratır.

Bu yöntem eskiden doğal buz kullanılarak gerçekleştirilirken günümüzde katı karbondioksit (kuru buz) kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır.

2. *Soğutucu Karışımlar* : Buzun tuz gibi bazı maddelerle yaptığı karışımlarla buzun tek başına yapabileceği soğutma etkisinden daha fazla soğutma etkisi elde edilebilir.

3. *Gazla Soğutma* : Sıkıştırılıp soğutulan bir gazın daha sonra genişletilmesiyle elde edilen soğutmadır.

4. *Kısılmayla Soğutma* : Bir kısılma prosesi sırasında gerçek bir gaz için entalpi değerlerinde bir değişiklik, ideal bir gaz için ise sıcaklıkta bir değişiklik yoktur. Bununla beraber gerçek gazlar ideallikten saparlar ve bu proses sırasında gerçek gazların sıcaklıklarında da önemli bir değişiklik genellikle azalma görülür. Bu özellik yardımıyla üretilen soğutma etkisidir.

5. *Tersinir Genleşmeyle Soğutma* : Soğutucu akışkan olarak kullanılan gazın genişleşip çevreye iş yaparak meydana getirdiği soğutma etkisidir.

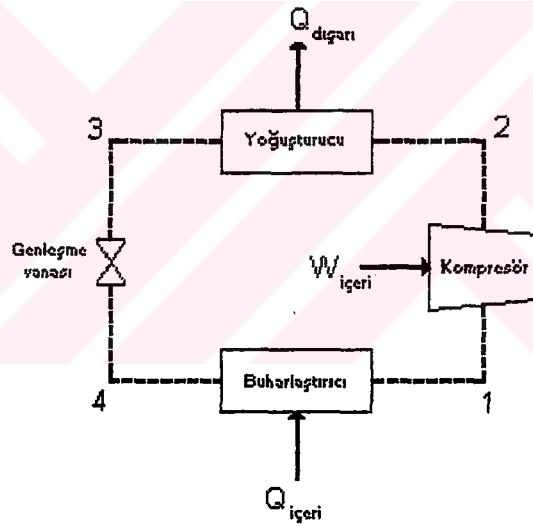
6. *Hava Makinalarıyla Soğutma* : Bir silindirde sıkıştırıldıktan sonra suyla soğutulan havanın genişletilerek sıcaklığının düşürülmesi ve bu şekilde soğutma etkisinin yaratılmasında kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemle -45°C - (70°C) gibi düşük sıcaklıklar elde edilebilir.

7. *Bir Sıvının Buharlaşmasıyla Soğutma* : Bu yöntemde buharlaşmakta olan bazı sıvıların buharlaşma gizli ısılarından faydalanarak soğutma etkisi üretilir. Bu durumda sıvı, buharlaşması için gerekli gizli ıyı çevresinde bulunan soğutulacak maddeden çekecek ve soğutma işlemini gerçekleştirecektir.

8. *Buhar Sıkıştırılmalı Sistem Vasıtasıyla Soğutma* : Bu yöntemde soğutucu akışkan olarak adlandırılan bir gaz kapalı bir devre içerisinde ısı değiştiriciler ve basınç ayarlayıcı elemanlar vasıtasıyla düşük basınç ve sıcaklığa getirilmekte ve hal değişimlerinden faydalanılarak buharlaştırılıp soğutma etkisi yaratılmaktadır. Daha sonra dışarıdan verilen enerji yardımıyla yüklenmiş olduğu ıyı başka bir ısı değiştiricide çevreye bırakarak tekrar ısı yüklenmeye hazır hale gelmekte ve bu şekilde sürekli bir soğuk etkisi sağlanmaktadır (Faires, 1962).

2.3. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

Carnot soğutma çevrimi, gerçek bütün soğutma çevrimleri için bir standart olmasına rağmen soğutma amaçları için pratik bir makina değildir. Bununla beraber, mümkün olan en yüksek soğutma etkisi katsayısının eldesi için sabit sıcaklıkta ısı çekilmesi ve bu ısının dışarı atılması prosesi şarttır. Bu ise, buhar sıkıştırmalı bir soğutma makinasıyla yeterli bir şekilde sağlanabilir. Böyle bir soğutma makinası ve bu makinaya ait Pv ve Ts diyagramları Şekil 2.4a ve Şekil 2.4b 'de görülmektedir.

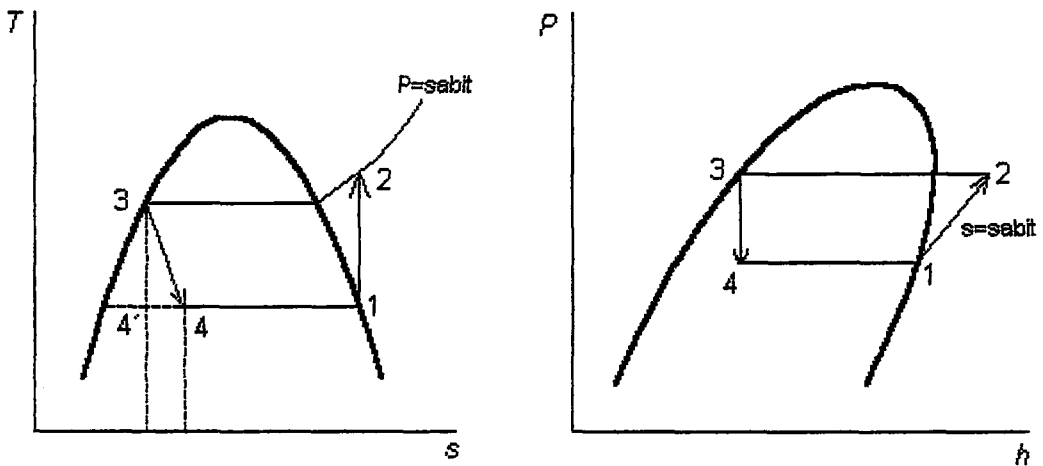


Şekil 2.4a Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi.

Buna göre 1 durumundaki doymuş buhar izentropik bir sıkırtmayla 2 durumunda kızgın buhar haline getirilir. Sonra bu buhar yoğurturucuya girer ve 3 durumunda doymuş bir sıvı haline gelinceye kadar sabit basınçta soğutulur. Bundan sonra bir vana veya kapiler bir tüp boyunca adyabatik olarak genişletilerek 4 durumunda daha düşük basınçta bir sıvı haline getirilir. Şekil 2.4a 'daki cihaz şemasında görülen 3-4 prosesi bir kısılma prosesidir ve bu proses sırasında $h_3 = h_4$ 'tür. 4 durumundaki soğutucu akışkan ıslak buhar halindedir. Soğutucu akışkan son aşama olarak sabit basınçta bir buharlaştıncıdan geçer ve bu şekilde soğuk kaynaktan gelerek buharlaştıncıya giren ısıyı üzerine alır ve doymuş

buhar haline gelir.Böylece çevrim tamamlanmış olur.Diğer çoğu ideal çevrimin tersine Şekil 2.4a 'da modellenen buhar sıkıştırmalı çevrim tersinir olmayan bir proses içerir.Bu proses kısılma prosesidir. Çevrimde, kısılma prosesi haricindeki diğer bütün proseslerin tersinir olduğu kabul edilir.

Şekil 2.4b 'de görülen Ts diyagramındaki 3-4 kısılma prosesinin yerine diyagramda gösterilen 3-4' izentropik genleşme prosesi kullanılarak tüm çevrim tersinir yapılabilir.Teorik olarak, genleşme vanasında soğutucu akışkanın genişletilmesiyle elde edilen iş çevrimdeki kompresörü çalıştırmak için kullanılabilir.İlaveten, $Q_{içeri}$ 'nin 4 'ten 1 'e akışı yerine 4' 'den 1 'e akması soğutucu akışkanın birim kütlesi başına yaratacağı soğutma etkisini arttıracaktır.Diğer bir deyişle, çevrimde kısılma prosesi kullanıldığı zamanki soğutma etkisi Ts diyagramındaki 4'-4 hattının altındaki alana eşdeğer bir miktarda azalır.Diğer taraftan, çevrimdeki kısılma prosesinin yerine bir genleşme prosesi kullanılması hem makinaya verilen işi azaltıp hem de üretilen soğutma miktarını arttırdığı için çevrimin COP 'sini arttırır.



Şekil 2.4b Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi Ts ve Ph diyagramı.

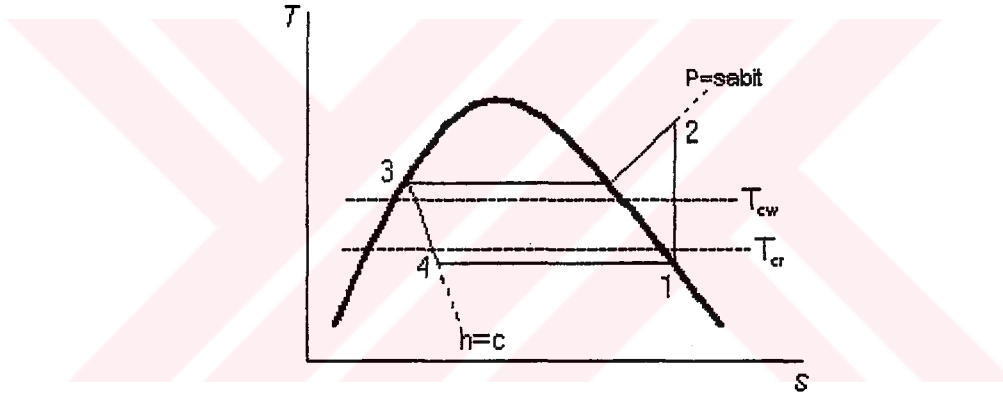
Soğutma sistemlerinin birbirlerine göre değerlendirilmesi ünite tasarım şartlarıyla belirlenen ton soğutma şeklinde verilir.Bir ton soğutma,soğuk bölgeden dakikada uzaklaştırılan(veya

buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan tarafından soğurulan) 211 kJ veya 200 Btu ısı miktarı olarak tanımlanır. Soğutma makinası için kullanılan bir diğer nicelik kompresöre giren soğutucu akışkanın hacimsel debisidir. Buna kompresörün *efektif yer değiştirmesi* denir.

Gerçekte, bir soğutma çevrimi bir çok yönden ideal çevrimden farklılıklar gösterir. Akışkanın çevrim boyunca ve kompresöre izentropik olmayan akışı sırasındaki sürtünmeler basınç düşüşlerine neden olur. Ayrıca çevrimdeki ısı transferinin varlığı göz önüne alınmalıdır. Buharlaştırıcıyı terkeden akışkanı tam olarak kontrol etmek mümkün olmadığından, akışkan buharlaştırıcıyı genellikle ideal çevrimde olduğu gibi doymuş buhar olarak değil de kızgın buhar olarak terk etmektedir. Soğutucu akışkanın kompresöre akışı sırasındaki tersinmezlikler akışkanın proses sırasındaki entropisinin artmasına yol açmakta ve son sıcaklıkta ideal durumda bulunmanın üzerinde tabii bir sıcaklık artışına neden olmaktadır. Eğer kompresörde meydana gelen ısı kayıpları yeterince fazlaysa akışkanın kompresörün çıkışındaki gerçek entropisi giriştekinden daha az olabilir. Yoğuşturucudaki ısı kayıpları küçük olsa bile yoğuşturucuyu terkeden akışkan, ideal çevrimde ifade edildiği gibi doymuş sıvı halinde değil de muhtemelen doymamış sıvı durumunda olacaktır. Doymamış sıvı halindeki düşük entalpili soğutucu akışkanı buharlaştırma süreci sırasında ideal çevrimde olduğundan daha fazla miktarda ısı soğurması, doymamış sıvı etkisini avantajlı hale getirir.

Soğutma çevrimlerinin yararına olan belirli bazı parametrelerin değerlendirilmesi soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda ve yoğuşturucudaki doymunluk sıcaklıklarına bakılarak yapılır. Bununla beraber, gerçek bir çevrimdeki çalışma sıcaklıkları aslında soğuk ortamda sağlanması gereken sıcaklık ve yoğuşturucuda kullanım için mevcut bulunan hava veya soğutma suyunun sıcaklığı tarafından tayin edilir. Şekil 2.5. bu noktayı açıklamaktadır. Sistemde etkili ısı transferi sağlamak için akışkanlar arası sıcaklık farkı en azından 10°C kabilinden olmalıdır. Buharlaştırıcıda, akışkanın sabit sıcaklıktaki faz değişimi vasıtasıyla soğuk bölgeden ısı çekilmek suretiyle soğutma yapılır. Eğer soğuk bölgenin sıcaklığı (Şekil

2.5. 'te T_{cr}) mesela -18°C olacaksa etkili ısı transferi için soğutucu akışkanın sıcaklığı buna karşılık -25°C gibi bir değerde olmalıdır. Aynı zamanda yoğuşturucudaki soğutucu akışkan da sistem haricindeki soğutucu bir akışkan akımına ısı transfer ederek yoğuşmaktadır. Soğutucu su veya atmosferik hava yoğuşturucuda yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanlara iki örnektir. Bu iki madde doğada genellikle $15 - 30^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığında (Şekil 2.5. 'te T_{cw}) mevcut bulunduğu için soğutucu akışkanın yoğuşturucudaki doyumluk sıcaklığı bu aralığın üzerinde olmalıdır.



Şekil 2.5. Tersinir olmayan ısı transferinin buhar sıkıştırma soğutma çevrimi üzerine etkisi.

Buhar sıkıştırma çevriminde buharlaşma ve yoğuşma prosesleri için istenen iki doyumluk sıcaklığı, sistemde kullanılan soğutucu akışkana ait sistem çalışma basınçlarını belirler. Bunun sonucunda sistemde kullanılan soğutucu akışkanın seçimi kısmen doyumluk basıncı-sıcaklığı ilişkisine bağlıdır. Normalde, çevrimdeki minimum basınç olası sızıntılardan kurtulmak için 1 atm 'in üzerinde olmalıdır. Diğer taraftan 10-15 bar 'ın üzerindeki basınçlar da istenmez. Ayrıca soğutucu akışkanın zehirsiz, kararlı, ucuz ve buharlaşma entalpisinin yüksek olması istenir. Bu ve diğer bazı sınırlamalar soğutma çevrimleri için uygun olan soğutucu akışkan çeşidini azaltır. Gerçekte soğutma çevrimlerinin uygulamalarının da çeşitliliği nedeniyle hiç bir soğutucu akışkan tüm uygulamalar için uygun değildir. En uygun

soğutucu akışkanın seçimiyle bile, soğutma etkisi katsayısının değerini arttırmak için çevrimde bir dizi düzenleme yapılmalıdır (Wark, 1988).



BÖLÜM III

3. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerine Giriş

Herhangi bir soğutma prosesinde, soğuk bölgeden uzaklaştırılan enerji sonuçta daha yüksek sıcaklıktaki bir başka bölgeye atılır. Bu ikinci bölge genellikle çevre havasıdır. Isının çevre havaya atılması prosesinin gerçekleşmesi için soğutma çevrimindeki akışkan sıcaklığının çevre havası sıcaklığının üzerindeki bir değere yükseltilmiş olması gereklidir. Buhar sıkıştırma bir soğutma çevriminde buharlaştırıcıyı terkeden buharın sıcaklığı bir sıkıştırma işlemiyle artırılır. İdeal bir kararlı durum sıkıştırma işleminde harcanan iş $\int v \cdot dP$ integrali ile verilir. İntegraldeki basınç sınırları, çevrimin buharlaştırıcı ve yoğuşturucusunda gereken doygunluk sıcaklıkları ile verilir. Kullanılan bir soğutucu akışkan için basınç aralığı bir kez belirlendikten sonra sistem için gereken iş miktarını kontrol eden temel değişken akışkanın özgül hacmidir. Buhar sıkıştırma bir soğutma çevriminde, sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkan kızgın buhar bölgesinde olduğu için v 'nin değeri nispeten büyüktür. Bu durumda sisteme verilmesi gereken iş miktarı da oldukça fazladır. Bu dezavantajı ortadan kaldırmamanın bir yolu sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkanın sıvı halde olduğu bir soğutma çevrimi tasarlamaktır. O zaman çevrim için gereken iş miktarı da çok daha az olacaktır. Absorbsiyonlu soğutma tekniği bu yeni yaklaşıma dayanır (Wark, 1988).

Absorbsiyonlu soğutma buhar sıkıştırma soğutmayı andırır. Çünkü her iki sistemde de sistemin düşük basınçlı tarafı değişmeksizin aynıdır. Yüksek basınçlı kısımda ise buhar sıkıştırma sistemdeki kompresörün yerini absorbsiyonlu sistemde ısı transfer kapları ve pompalardan oluşan bir düzenek alır. Bu düzenek, soğutucu akışkanın soğurucu bir madde içerisindeki erime kabiliyetinin basınç ve sıcaklıklara bağlı olan değişimlerden faydalanarak, soğutma etkisini yaratan buhar haldeki soğutucu akışkanı sıvı hale dönüştürür ve soğutma çevriminin sürekliliğini sağlar (Kenneth, 1950).

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri çeşitli kriterlere göre sınıflandırılabilir. Bu kriterler ve

sınıflandırmalar aşağıdaki şekilde sıralanabilir;

Sistemde kullanılan enerji türüne göre; kaynatıcıda enerji sağlaması açısından buhar, sıcak su, veya sıcak gaz kullanılıyorsa "doğrudan olmayan yakmalı absorpsiyonlu soğutma sistemleri", doğal gaz gibi çeşitli yakıtların doğrudan alevi kullanılıyorsa "doğrudan yakmalı absorpsiyonlu soğutma sistemleri" olarak sınıflandırılabilirler.

Sahip oldukları kaynatıcı sayısına göre; tek kaynatıcıya sahip olanlar "tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri", iki kaynatıcılı olanlar ise "iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri " olarak sınıflandırılabilirler.

Cihazın soğuk üretme durumuna göre; "sürekli çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri" ve güneş enerjisiyle çalışan bazı sistemlerde olduğu gibi "kesikli çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri" olarak sınıflandırılabilirler.

İçerdikleri soğutucu akışkan akımlarının durumuna göre de "açık çevrimli sistemler" ve "kapalı çevrimli sistemler" olarak sınıflandırılabilirler (Grimm et al, 1990) , (Kaushik at al, 1989).

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, sistemi tahrik eden mekanizma ısıl kompresördür. Isıl kompresörün kaynatıcısına doğrudan alev yoluyla ısı verilebildiği gibi buhar veya sıcak su akımı vasıtasıyla da ısı transferi sağlanabilir. Fakat özellikle son yıllarda popüler olan mevcut enerjilerin en iyi şekilde kullanılması ve tasarruf yapılması düşüncesinden hareketle gündeme gelen atık proses ısıları(düşük sıcaklıklı buhar veya baca gazı gibi) veya doğal güneş enerjisinin ısı absorpsiyonlu sistemlerde enerji kaynağı olabilecek potansiyele sahiptir. Tipik bir ticari absorpsiyonlu soğutma ünitesi için sistemi harekete geçirme sıcaklığının etkili aralığı soğutma kulesinden gelen su sıcaklığının 10-30°C arasında olması durumunda 45 - 115°C sıcaklık aralığında bir değişim gösterir.Sözünü ettiğimiz alternatif enerji kaynaklarının büyük bir bölümünün sıcaklığı da 110-115°C aralığındadır (Yiğit, 1990).Bu durumda bu tür enerji kaynaklarıyla çalıştırılan absorpsiyon ünitelerinin özellikle soğutma etkisi katsayısını,COP arttırmaya yönelik çalışmalarla bu tür sistemlerin sürekli soğuk etkisi üretimi alanında buhar sıkıştırılmalı sistemlerle rekabet edebilmesi ve kullanımlarının yaygınlaştırılması sağlanabilir.

3.1. Gazların Sıvılar İçerisine Absorbsiyonu

Absorbsiyonlu soğutma sistemini buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminden ayıran temel fark daha önce de ifade ettiğimiz gibi sistemdeki soğutucu akışkanın sistemin düşük basınçlı kısmından yüksek basınçlı kısmına aktarmadaki yöntemidir. Bunun için absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde gazların sıvılar içerisindeki çözünürlüğünden faydalanarak çalışan bir düzenek mevcuttur.

Sıvı fazdaki bazı maddeler nispeten düşük bir sıcaklıkta gaz fazındaki başka maddelerin moleküllerine çekim uygulayıp onları bünyelerinde tutabilirler. Bundan faydalanarak uygun basınç ve sıcaklıkta gaz fazındaki bir maddeyi sıvı fazdaki başka bir madde içerisine soğurarak yoğunlaştırmak mümkündür. Sıvı haldeki madde ile gaz arasındaki bu olaya absorbsiyon denir. Soğurma olayı sırasında bu iki madde arasında kimyasal bir reaksiyon da meydana gelebilir. Soğutucu akışkanın buharı sıvılaştırıldıktan sonra eriyiğe ısı verilerek sıvı faz içerisinde çözünmüş halde bulunan soğutucu akışkan eriyikten ayrılabilir.

Soğurma işlemi, absorbsiyonlu soğutma sisteminin absorber kısmında meydana gelir. Bu bölümde soğurucu madde içerisine yoğunlaşarak soğurulan soğutucu akışkan bu eriyik vasıtasıyla kaynatıcıya gönderilir. Soğutucu akışkanın soğurucu maddeden ayrılması için gönderildiği yer olan kaynatıcıdaki proses, çalışma akışkanlarının durumuna göre LiBr-Su çalışma akışkanlı sistemlerde bir buharlaştırıcı, su-amonyak çalışma akışkanlı sistemlerde ise bir distilasyon prosesi olarak ele alınabilir. Kaynatıcıdaki proses sırasında dikkat edilecek temel parametre buradaki eriyiğin bileşimi olacaktır. Bu ise eriyik içerisindeki maddelerin uçucu olup olmadığına büyük ölçüde bağlıdır. LiBr-Su çalışma akışkanlı sistemlerde olduğu gibi eriyik içerisinde buharlaşmayan madde (LiBr) varsa bunun kısmi buhar basıncı sıfıra yakın olduğundan toplam buhar basıncında önemli bir payı bulunmayacak ve ihmal edilebilecektir. Oysa eriyikte birden fazla buharlaşabilen bileşen bulunması (su-amonyak sisteminde olduğu gibi) durumunda buharın bileşimi ve dolayısıyla kaynatıcıdaki prosesin gelişimi farklılıklar gösterecektir (Faires, 1962).

Sıvı-sıvı karışımları ve gazların sıvılar içerisindeki çözünürlüğüne ilişkin prosesler Henry ve Raoult kanunlarına göre düzenlenir. A ve B bileşenlerinden meydana gelmiş bir eriyik göz önünde bulundurulduğunda Raoult kanununa göre eriyikteki her bir bileşenin kısmi basıncı, bu bileşenlerin mol fraksiyonlarıyla saf haldeki doymuş buhar basınçlarının çarpımına eşittir. Bu durum aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$p_A = X_A \cdot p_A^o \quad (3.1)$$

p_A : A bileşenin kısmi buhar basıncı. [Pa]

X_A : A bileşenin eriyikteki mol fraksiyonu. [—]

p_A^o : A bileşenin saf haldeki doymuş buhar basıncı. [Pa]

Henry kanunu ise gazların sıvılardaki çözünürlüğü ile ilgilidir. Buna göre sabit sıcaklıkta birim hacimdeki bir çözücü içerisinde çözülmüş halde bulunan A gazının kısmi basıncı aynı gazın eriyikteki mol fraksiyonu ile doğru orantılıdır. Böylece;

$$p_A = X_A \cdot K \quad (3.2)$$

p_A : A bileşenin kısmi buhar basıncı. [Pa]

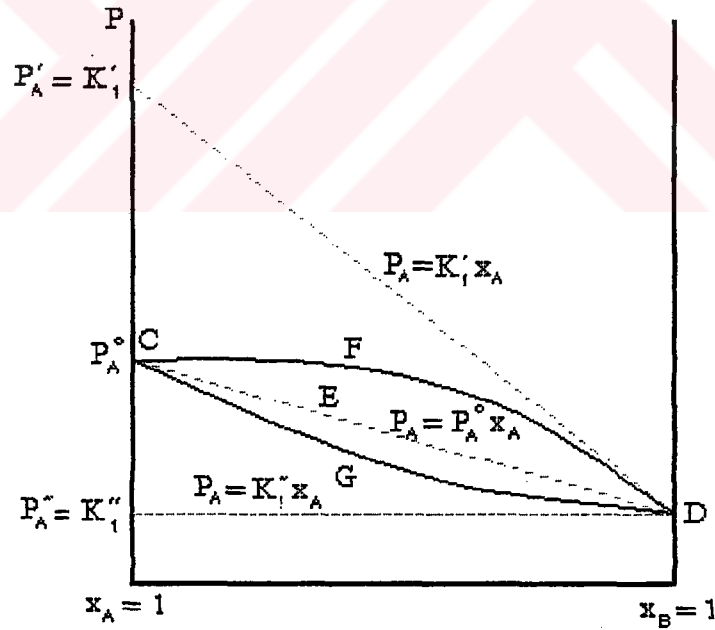
X_A : A bileşenin eriyikteki mol fraksiyonu. [—]

K : Henry kanunu sabiti.

Eğer söz konusu eriyik bütün bileşimlerinde ideal davranıyorsa 3.2. ifadesindeki K 'nın nümerik değeri eriyikteki A bileşenin saf haldeki buhar basıncına (p_A^o) eşit bulunur. Bu değer Şekil 3.1. 'de CED doğrusuyla gösterilmektedir. Bu değer Henry kanununda yerine konması durumunda ise Raoult kanunu ifadesi karşımıza çıkar. Öyleyse ideal çözeltiler için Raoult ve Henry kanunları birbirinin aynısıdır. Diğer taraftan sözünü ettiğimiz 3.1 ve 3.2 denklemleri ideal eriyikler için geçerlidir. Gerçek proseslerde kullandığımız eriyikler ideal olmadığından denklemlerin uygulamasında idealden bir takım sapmalar meydana gelecektir.

K değeri p_A^o 'dan büyükse eriyik ideallikten pozitif bir sapma gösterir. Yani A bileşenin eriyikteki buhar basıncı ideal bir çözeltekinden fazladır. Bu durum Şekil 3.2 'de CFD

eğrisiyle belirtilmiştir. Buharlaşabilir iki bileşenden meydana gelmiş eriyiklerin (amonyak- su eriyiğinde olduğu gibi) çoğu için geçerli olan bir durumdur. Buradaki pozitif sapma, eriyiği meydana getiren bileşenlerin birbirleri içerisinde mükemmel bir şekilde karışamaması olarak yorumlanabilir. Eğer eriyiği meydana getiren bileşenlerden birine ait moleküllerin kendi aralarındaki çekim kuvveti, bu moleküllerin eriyiği meydana getiren diğer bileşenin moleküllerine olan çekim kuvvetlerinden fazla ise bu durumda her bir bileşenin eriyik içerisinde farklı molekül gruplarına ayrılması yönünde bir eğilim ortaya çıkaracaktır. Pozitif sapmanın bu durumdan daha aşırı bir hali ise eriyiği meydana getiren bileşenlerin birbirleriyle karışabilir olmaması şeklinde ortaya çıkan durumdur. Pozitif sapma, belirli bir bileşen kompozisyona sahip bir karışımdaki toplam buhar basıncında bir maksimuma neden olur.



Şekil 3.1. Karışan sıvılar sisteminde ideal ve ideal olmayan davranışlar.

K değeri, p_A^o 'dan küçük olduğu zaman, eriyik ideallikten negatif bir sapma gösterir. Yani A bileşeninin eriyikteki buhar basıncı ideal çözeltidekinden daha azdır. Bu durum Şekil 3.1 'de

CGD eğrisiyle belirtilmiştir. Buna çizilen teğetin gösterdiği değer öngördüğü gibi p_A^o 'dan küçüktür. Negatif sapma, karışımdaki buhar basıncında bir minimuma neden olur. $K_1'D$, doğrusu CFD eğrisine $x=1$ bölgesinde çizilen teğettir. Henry kanunu veren denklem genellikle $x_B=1$ bölgesine uygulanır. Bu bakımdan Henry kanunu daha çok çözünen madde yönünden doğrudur. $x_A=1$ olan bölgede ise eğrinin teğeti p_A^o 'ya yaklaşır, buralarda Raoult kanununa uygunluk daha fazladır. Dolayısıyla Raoult kanunu genellikle çözücüye uygulanır.

Eğer eriyik içerisinde çözünmüş halde bulunan madde buharlaşabilen bir madde değilse, (LiBr-Su çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde olduğu gibi) eriyiğin toplam buhar basıncı çözücünün kısmi buharlaşma basıncına eşittir. Eriyikteki A bileşenini çözücü, B bileşenini ise çözünen madde olarak düşünürsek bu durumda moleküler ağırlığı M_B olan çözünen maddenin eriyik içerisindeki konsantrasyonu eriyikteki buhar basıncı azalmasından bulunabilir. Buna göre;

$$\frac{p_A^o}{p_A} = \frac{1}{X_A} = \frac{n_A + n_B}{n_A}, \quad (3.3)$$

p_A^o : A bileşeninin saf haldeki doymuş buhar basıncı. [Pa]

p_A : A bileşeninin kısmi buhar basıncı. [Pa]

X_A : A bileşeninin eriyikteki mol fraksiyonu . [-]

n_A : A bileşeninin mol sayısı. [mol]

n_B : B bileşeninin mol sayısı. [mol] (Uyanık, 1979)

$$\frac{p_A^o - p_A}{p_A} = \frac{n_B}{n_A} = \frac{c_B \cdot M_A}{c_A \cdot M_B},$$

ve

$$M_B = \frac{c_B \cdot M_A \cdot p_A}{c_A \cdot (p_A^o - p_A)} \quad \text{bulunur.}$$

M_B : B bileşeninin molekül ağırlığı. [kg/kmol]

c_B : B bileşeninin eriyikteki konsantrasyonu. [kmol/m³]

M_A : A bileşeninin molekül ağırlığı. [kg/kmol]

p_A : A bileşeninin kısmi buhar basıncı. [Pa]

c_A : A bileşeninin eriyikteki konsantrasyonu. [kmol/m³]

p_A^o : A bileşeninin saf haldeki doymuş buhar basıncı. [Pa] (Adam, 1985)

Gazların sıvılar içerisindeki çözünürlüğü gazın basıncı arttıkça artar, sıcaklık arttıkça ise azalır (Pekin ve diğerleri, 1990).

3.2. Temel Absorbsiyon Çevrimi

Absorbsiyonlu soğutma çevrimine geçmeden önce sıkça karşılaştığımız bazı terimleri açıklamakta fayda vardır:

ERİYİK: İki maddenin homojen bir karışımı.

SOĞUTUCU AKIŞKAN: Bir soğutma çevriminde soğutulacak ortamdan ısıyı alarak üzerinde taşıyan akışkan.

SOĞURUCU MADDE: Soğutucu akışkan moleküllerine karşı güçlü bir çekime sahip olan madde.

SOĞUTULMUŞ SU: Absorbsiyonlu soğutma sistemi tarafından soğutulan ve asıl soğutma sistemine gönderilen su veya salamura olabilen soğutucu ortam.

GÜÇLÜ ERİYİK: Soğutucu akışkanca doymuş halde bulunan eriyik.

ZAYIF ERİYİK: Soğutucu akışkanca doyurulmamış halde bulunan soğutucu akışkan-soğurucu madde eriyiği.

KAYNATICI: Soğutucu akışkanın buharlaşarak güçlü eriyikten ayrılması için ısı verildiği sistem elemanı.

YOĞUŞTURUCU: Kaynaticıdan gelen buhar haldeki soğutucu akışkanın yoğuşturularak sıvı hale getirildiği sistem elemanı.

BUHARLAŞTIRICI: Sıvı haldeki soğutucu akışkanın soğutma etkisini üretmek üzere buharlaştırıldığı sistem elemanı.

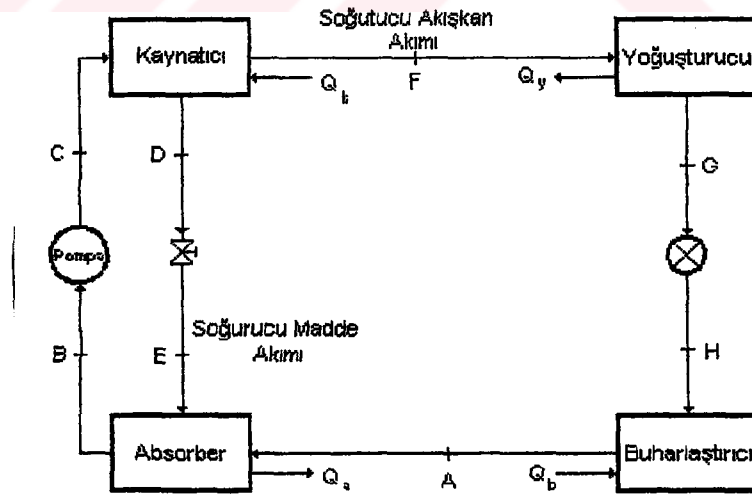
ABSORBER: Soğutma etkisini üreten soğutucu akışkan buharının soğurucu madde tarafından soğurulduğu sistem elemanı.

SIVI-SIVI ISI DEĞİŞTİRİCİ: Kaynaticıdan absorbere geri dönen sıcak zayıf eriyikten, kaynaticıya pompalanan güçlü eriyiğe ısı transferini gerçekleştiren sistem elemanı.

SEYRELTME ISISI: İki sıvının birbiriyle karışması sırasında açığa çıkan ısı. Karışma prosesinde sıvılardan biri diğerini soğurduğundan dolayı bu ısı daha çok absorpsiyon ısı olarak algılanır.

HİSSEDİLİR ISI: Bir maddenin sıcaklığını arttırmak veya azaltmak için verilen ısıdır (The Trane Company, 1965).

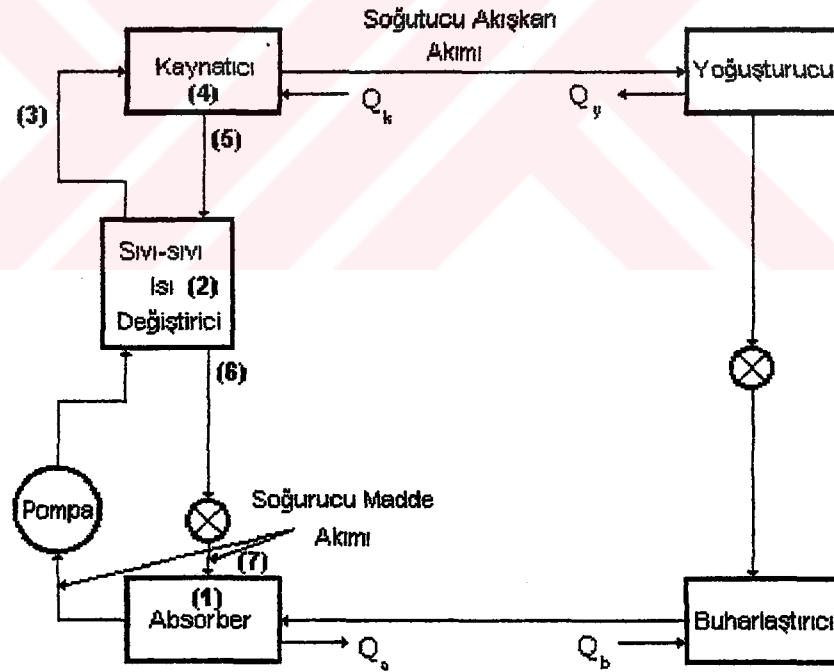
Şekil 3.2. 'de temel absorpsiyon çevriminin akış diyagramı görülmektedir. Buna göre soğutucu akışkan buharı A durumunda buharlaştırıcıyı terkederek absorbere girer. Diğer taraftan absorbere E durumunda mütemadiyen bir zayıf eriyik akışı vardır. Absorbere gelen soğutucu akışkan buharı buradaki zayıf eriyik tarafından soğurulur. Soğurma işlemi sırasında enerji açığa çıkar (Q_a). Gazların sıvılar içerisine absorpsiyonu artan sıcaklıkla azaldığından bu ısı ortamdan uzaklaştırılmalı ve karışım mümkün olduğu kadar düşük sıcaklıkta tutulmalıdır. Bu durumda istenmeyen bu ısı soğutma suyu tarafından absorberden uzaklaştırılır. Absorpsiyon prosesinden sonra B durumunda absorberi terkederek güçlü eriyiktir.



Şekil 3.2. Temel absorpsiyonlu soğutma çevrimi.

Güçlü eriyik bir pompa vasıtasıyla gereken yoğusturucu basıncına sıkıştırılır. Pompa işi

nedeniyle güçlü eriyikte meydana gelen sıcaklık artışı oldukça düşüktür. Bu nedenle C durumunda kaynatıcıya girerken doymamış sıvı halindedir. Güçlü eriyiği doygunluk sıcaklığına kadar ısıtmak ve içerisindeki soğutucu akışkanın bir kısmını buharlaştırmak için kaynatıcıya Q_k ısı verilir. Bu sayede buharlaşan bir kısım soğutucu akışkan F durumunda yoğuşturucuya geçer. Bundan sonra bir genişleme vanası boyunca basıncı düşürülerek H durumunda buharlaştırıcıya ulaşır. Burada Q_b ısı çekip soğutma etkisini ürettikten sonra A durumu boyunca absorbere geri döner. Diğer taraftan, kaynatıcıda kalan zayıf eriyik D durumunda basıncının düşürüleceği bir kısıma vanası boyunca absorbere akar ve burada kalan eriyikle karışarak buharlaştırıcıdan gelen buharı tekrar soğutmaya hazır hale gelir ve çevrim aynı şekilde tekrar ederek sürekli soğutma etkisini üretir (Wark, 1988).

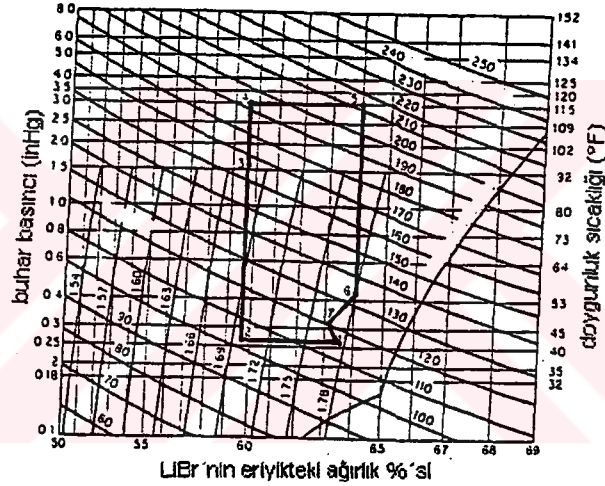


Şekil 3.3. Isı değişiricili temel absorpsiyon çevrimi.

Temel absorpsiyonlu soğutma sistemindeki yetersizliğin ana nedenlerinden birisi hissedilir ısı etkileridir. Sıcak haldeki zayıf eriyiğin kaynatıcıdan absorbere akışı sırasında önemli miktarda ısı kaybı meydana gelir. Oysa bu akımdan, kaynatıcıya pompalanan güçlü eriyiğe

enerji transfer eden bir sıvı-sıvı ısı değiştiricisinin sistemde kullanılması kaybedilen bu ısının önemli miktarını kurtarır.Şekil 3.3. ısı değiştiricili absorpsiyonlu soğutma sisteminin akış diyagramını göstermektedir.

Temel absorpsiyonlu soğutma çevrimine ait denge diyagramı Şekil 3.4.'de LiBr-Su çalışma akışkanı çiftli sistem için görölmektedir.1'den 7'ye kadar olan noktalar tüm bir absorpsiyon çevrimini ifade eder. Bu noktalar aynı zamanda Şekil 3.3. 'tende takip edilebilir.



Şekil 3.4. Lityum bromid denge diyagramı.

Sıcaklığın, basıncın ve eriyik konsantrasyonun özel nokta değerleri ise Tablo 3.1.'de görölmektedir. Herbir noktanın ve noktalar arası çizilen çizgilerin açıklaması aşağıdadır:

1 .NOKTA: Absorberdeki güçlü eriyiğin soğutucu akışkanı soğurmaya başladığı durumdur.

2 .NOKTA: Zayıf eriyiğin absorberi terkedip ısı değiştiricisine girdiği durumdur..1-2 hattı buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan buharının soğurulması nedeniyle LiBr konsantrasyonunda meydana gelen azalmayı gösterir.

3 .NOKTA: Zayıf eriyiğin ısı değiştiriciden geçtikten sonraki durumudur.2-3 hattı ısı değiştiricide eriyik tarafından kazanılan ışıyı ifade eder.

4 .NOKTA: Zayıf eriyiğin kaynatıcıya girdiği ve ısıtıldığı durumdur.3-4 hattı zayıf

eriyiğin kaynamaya başlaması için gereken ısı miktarını ifade eder.

5. NOKTA: Güçlü eriyiğin kaynatıcırı terkettiği sıradaki durumudur.4-5 hattı eriyik içerisindeki soğutucu akışkanı buharlaştırmak için gereken ısı miktarını gösterir.

6. NOKTA: Güçlü eriyiğin ısı değiştiriciden geçtikten sonraki halidir.5-6 hattı konsantrasyonunda bir değişiklik olmaksızın kaynatıcıdan ısı değiştiriciye akan eriyik akımını göstermektedir.

7. NOKTA: Absorbere giren güçlü eriyik durumudur.

Tablo 3.1. Lityum bromid absorpsiyon makinası çevrim verileri.

Nokta	Eriyik Sıcaklığı, °F.	Buhar Basıncı, inHg (mutlak)	Lityum Bromid Eriyiği, %	Doğgunluk Sıcaklığı, °F.
1	115	0.27	63.3	42
2	104	0.27	59.5	42
3	167	1.65	59.5	95
4	192	3	59.5	115
5	215	3	64	115
6	135	0.45	64	55
7	120	0.32	63.3	46

Absorpsiyonlu soğutma çevriminde, düşük basınçtaki soğutucu akışkan buharı yine düşük basınçta sıvı bir faza(eriyik) dönüştürülür. Bu dönüşüm absorber bölümünde buharlaştıracıdan gelen buharın, soğurucu madde olarak adlandırılan ikinci bir akışkana soğurulmasıyla gerçekleştirilir. Absorpsiyon prosesi; karışabilir maddelerin birbiriyle karışma eğilimi ve soğurucu madde molekülleriyle soğutucu akışkan molekülleri arasındaki çekim nedeniyle meydana gelir. Absorpsiyon prosesi sırasında yoğuşma ısısı, hissedilir ısı ve seyreltme ısısı gibi absorpsiyon prosesinin verimini azaltan istenmeyen ısılar ortaya çıkar.

Absorberde, soğutucu akışkanı soğurarak güçlü eriyik haline gelen soğutucu akışkan-soğurucu madde karışımı bir pompa vasıtasıyla kaynatıcıya basılır. Burada güçlü eriyiğe ısı verilir ve kaynatma prosesiyle belirli bir miktar soğutucu akışkan soğurucu maddeden ayrılır. Soğurucu maddenin lityumbromid-su sisteminde olduğu gibi buharlaşamayan saf bir madde olması durumunda bu ayırma işlemi için basit bir buharlaştırıcı yeterlidir. Bununla beraber, saf soğurucu maddenin su-amonyak sisteminde olduğu gibi soğutucu akışkanınkine yakın bir buharlaşma sıcaklığına sahip olması durumunda fraksiyonlu distilasyon cihazı gereklidir. Eğer soğutucu akışkan tam olarak soğurucu maddeden arındırılamazsa soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda tamamıyla buharlaşması bir ölçüde engellenir.

Tazelenen yani içerisindeki soğutucu akışkanın bir kısmı kaynatıcıda buharlaştırılarak uzaklaştırılan soğurucu madde eriyiği normalde bol miktarda soğutucu akışkan içerir. Eğer soğurucu madde LiBr-Su sisteminde olduğu gibi katılaşmaya meyilli ise, eriyik içerisinde soğurucu maddeyi her zaman erimiş halde tutacak miktarda soğutucu akışkan mevcut bulunmalıdır. Bu yüzden kaynatıcıdaki proses sırasında eriyik kompozisyonuna büyük ölçüde dikkat edilmelidir. Kaynatıcıda aşırı yüksek sıcaklıklardan kaçınılması gibi belirli bazı durumlarda, muayyen bir miktardaki soğutucu akışkanın tazelenmiş soğurucu madde içerisinde bulunması gereklidir. Bu arada tazeleme için gereken yüksek sıcaklıklı enerji miktarı absorpsiyon prosesinde uzaklaştırılan orta sıcaklıktaki enerji miktarına yaklaşık olarak eşittir.

Şekil 3.3.'de görüldüğü gibi soğutucu akışkan ve soğurucu madde farklı sirkülasyonlara sahiptir. Soğutucu akışkan; kaynatıcıdan yoğunlaştırıcıya, buharlaştırıcıya, absorbere gider ve eriyik pompası yardımıyla kaynatıcıya geri döner. Soğurucu maddenin sirkülasyonu ise kaynatıcıdan absorbere olmak üzere daha kısadır. Burada soğurucu madde, taşıyıcı bir akışkan olarak göz önünde bulundurulabilir. Yani sarfedilen soğutucu akışkanı çevrimin düşük basınçlı kısmından yüksek basınçlı kısmına taşır.

Absorbsiyonlu sistemin önemli bir ayırt edici özelliği de çok az miktarda pompa işine gereksinim duymasındır. Bununla beraber, absorbsiyon sisteminde buhar sıkıştırma sistemde olduğundan daha fazla sayıda cihaz mevcuttur. Bu nedenle absorbsiyonlu sistemin ilk kuruluş maliyeti yüksektir. Bundan dolayı, kullanılması ancak düşük maliyetli bir ısı enerjisi kaynağının mevcut olduğu durumlarda ekonomik açıdan faydalıdır (Dwight et al, 1986).

3.3. Sistemdeki Çalışma Akışkanları

Soğutucu akışkan-soğurucu madde çiftini meydana getiren maddelerin absorbsiyonlu bir soğutma sisteminde kullanıma uygun olabilmeleri için aşağıdaki gereklilikleri sağlamaları beklenir:

KATI FAZ OLUŞTURMAMALARI : Soğutucu akışkan-soğurucu madde çifti sistemin maruz kalabileceği sıcaklık ve konsantrasyon aralığının üzerindeki değerlerde katı faz meydana getirmemelidir. Eğer akışkan akımlarından birinin içerisinde katı bir faz oluşursa bu oluşum büyük olasılıkla akımı durduracak ve cihazın devre dışı kalmasına neden olacaktır.

BUHARLAŞABİLME ORANI : Soğutucu akışkanın soğurucu maddeden kolaylıkla ayrılabilmesi için buharlaşabilirliği soğurucu maddeninkinden fazla olmalıdır.

MOLEKÜLLERARASI ÇEKİM: Absorbsiyonun meydana geldiği şartlar altında soğurucu madde molekülleri ile soğutucu akışkan molekülleri arasında güçlü bir çekim olması gereklidir. Bu çekim; Raoult kanunundan negatif bir sapmaya neden olur; sistemde sirküle edecek soğurucu madde miktarı yine bu çekime bağlı olarak azalır veya artar ve bunun sonucunda sistemde hissedilir ısı etkisinden kaybedilecek miktar artar veya azalır. Moleküllerarası çekim aynı zamanda sistemde kullanılacak olan sıvı-sıvı ısı değiştiricisinin boyutlarını da etkiler. Diğer taraftan çekim kuvvetinin yüksek olması seyreltme ısıısının da yüksek olması anlamına gelir. Bunun sonucunda kaynatıcıda, soğutucu akışkanı soğurucu maddeden ayırmak için ilave ısı gerekli olacaktır.

KARARLILIK: Sistemde kullanılan akışkanların kimyasal açıdan kararlı olması

gereklidir.Dengesizlik; sistem içerisinde istenmeyen gazların, katların veya korozif maddelerin oluşumuna neden olabilir.

GÜVENLİK: Akışkanlar sistemde kullanılmak üzere bir yerde depolanıyorsa zehirsiz ve alev almayan maddeler olmalıdırlar.

TAŞINIM ÖZELLİKLERİ: Viskozite, yüzey gerilim, ısı difüzyon ve kütle difüzyon soğutucu akışkan ve soğurucu madde çiftinin önemli karakteristiklerindedir.

GİZLİ ISI: Soğutucu akışkanın gizli ısı; soğutucu akışkan ve soğurucu madde miktarını sistem içerisinde minimumda tutabilecek kadar yüksek olmalıdır.

Bilinen soğutucu akışkan-soğurucu madde çiftlerinin hiçbirisi bu şartların tümünü sağlamaz. Bununla beraber su-amonyak ve lityumbromid(LiBr)-su akışkan çiftleri bu şartların çoğunu karşılayan ve ticari alanda yaygın olarak kullanılan çalışma akışkanı çiftleridir.

Düşük sıcaklıklarda çalışan endüstriyel proseslerdeki absorpsiyon sistemlerinde yaygın olarak kullanılan su-amonyak çifti yukarıdaki şartların çoğunu karşılar.Fakat diğer taraftan su-amonyak akışkan çiftinin buharlaşma oranı çok düşüktür ve yüksek çalışma basınçları gerektirir.Dahası, amonyak ASHRAE Standartlarına göre 2. dereceden zehirli kimyasal bir maddedir.Bu durum onun kapalı alanlar içerisindeki kullanımını da sınırlar.

LiBr-su çifti ise zehirli olmaması, yüksek buharlaşma oranına sahip olması, moleküllerarası çekim kuvvetinin yüksek olması, akışkan çiftinin kararlı olması ve yüksek gizli ısıya sahip olması bakımından absorpsiyon sisteminde kullanıma uygundur.Fakat bununla beraber bu akışkan çiftinin katı faz oluşturma gibi bir dezavantajı vardır.Soğutucu akışkan 0°C`da donduğundan daha düşük sıcaklıktaki soğutmalar için kullanılamaz.Bu yüzden LiBr-su çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu soğutma makinaları yaygın olarak hava iklimlendirme sistemlerinde kullanılır.Lityum bromid orta konsantrasyonlarda özellikle havayla soğutulduğu zaman kristallenir.Bununla beraber soğurucu madde olarak çeşitli tuzlardan

meydana gelen bir kombinasyon kullanılması bu kristallenme eğilimini sistemde havayla soğutma yapılmasına izin verecek derecede azaltır. LiBr-su çiftinin diğer dezavantajları arasında düşük çalışma basınçları gerektirmesi ve lityum bromid eriyiğinin yüksek viskoziteye sahip olması vardır. Yaygın olarak kullanılan bu iki çalışma akışkanı çiftinin dışında absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilen diğer soğutucu akışkan-soğurucu madde çiftleri aşağıdadır:

** Amonyak - Tuzlar

** Metilamin - Tuzlar

** Alkoller - Tuzlar

** Amonyak - Organik çözücüler

** Sülfürdioksit - Organik çözücüler

** Halojenli hidrokarbonlar - Organik çözücüler (ASHRAE Handbook, 1993).

3.4. Termodinamik Analiz

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, ideal carnot çevrimi olarak düşünüldüğünde termodinamik sistemin analiz edilmesi için termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının yazılması gerekir. Genel halde çevrim için termodinamiğin birinci kanunu,

$$\Delta U = \sum Q_i + W \quad (3.4)$$

ΔU : Sistem sınırları içerisindeki iç enerji değişimi. [kJ]

$\sum Q_i$: Toplam ısı aktarımı. [kJ]

W : İş. [kJ]

şeklinde dir. Termodinamiğin ikinci kanunu ise,

$$\Delta S = \sum \frac{Q_i}{T_i} + \frac{K_m}{T_0} \quad (3.5)$$

ΔS : Sistem sınırları içerisindeki entropi değişimi. [kJ/K]

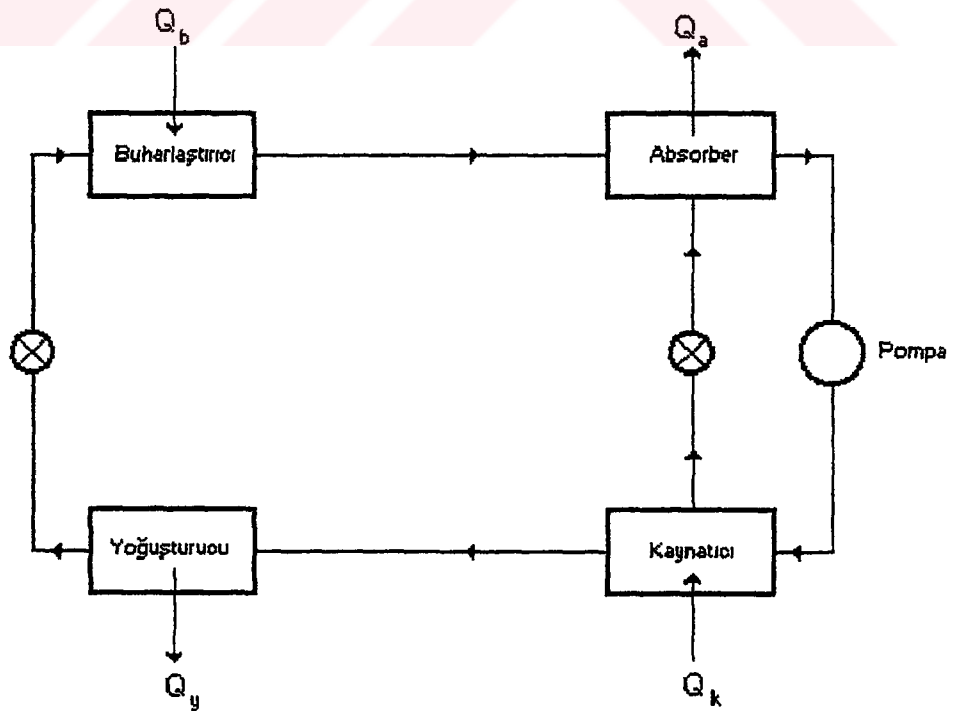
- Q_i :i elemanına ait ısı aktarımı. [kj]
- T_i :Eleman sıcaklığı. [°C]
- K_m :Kayıp iş. [kj]
- T_0 :Çevre sıcaklığı. [°C]

olarak yazılabilir.Bir soğutma sisteminde olay bir çevrim boyunca gerçekleştiği için $\Delta U = \Delta S = 0$ olur.Eriyik pompasının işi ihmal edilirse ($W_p = 0$) , Şekil 3.5. 'daki sisteme göre termodinamiğin birinci kanunu,

$$\Sigma Q_i = 0$$

$$Q_k + Q_y + Q_b + Q_a = 0 \quad (3.6)$$

- Q_k :Kaynatıcıya sağlanan ısı. [kj]
- Q_y :Yoğuşturucudan uzaklaştırılan ısı. [kj]
- Q_b :Buharlaştırıcıdan çekilen ısı. [kj]
- Q_a :Absorberden uzaklaştırılan ısı. [kj]



Şekil 3.5. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi.

şeklini alır.Yine Şekil 3.5. 'e göre termodinamiğin ikinci kanunu yazılırsa;

$$\frac{Q_k}{T_k} + \frac{Q_y}{T_y} + \frac{Q_b}{T_b} + \frac{Q_a}{T_a} + \frac{K_m}{T_0} = 0 \quad (3.7)$$

- Q_k :Kaynatacıya sağlanan ısı. [kJ]
 Q_y :Yoğuşturucudan uzaklaştırılan ısı. [kJ]
 Q_b :Buharlaştırıcıdan çekilen ısı. [kJ]
 Q_a :Absorberden uzaklaştırılan ısı. [kJ]
 T_k :Kaynatacı sıcaklığı. [°C]
 T_y :Yoğuşturucu sıcaklığı. [°C]
 T_b :Buharlaştırıcı sıcaklığı. [°C]
 T_a :Absorber sıcaklığı. [°C]
 K_m :Kayıp iş. [kJ]
 T_0 :Çevre sıcaklığı. [°C]

elde edilir.Bu soğutma sisteminin termodinamik olarak mümkün olabilmesi için soğutma sistemi 3.6 ve 3.7 numaralı eşitliği sağlamalı ve 3.7 numaralı eşitlikte kayıp iş (K_m) pozitif değer olmalıdır (Yiğit, 1990).

3.4.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Isıl Analizi ve Kütle Denklikleri

Öncelikle bu denklikleri ifade etmekte sıkça kullanacağımız bir parametre üzerinde durmakta fayda vardır." λ " harfiyle gösterilen ve zayıf eriyik özgül dolaşım oranı olarak adlandırılan bu parametre, buharlaştırıcıdan gelen birim miktardaki soğutucu akışkanı soğurtmak için gerekli olan zayıf eriyik miktarıdır.

Absorberde birim zamanda 1 kg soğutucu akışkanın soğurulabilmesi için λ kg zayıf eriyiğin absorbere girmesi gerektiği düşünülürse denge durumunda sistemdeki zayıf eriyik özgül dolaşım oranı, λ Şekil 3.6. 'daki absorbere ait diyagramda görüldüğü gibi ;

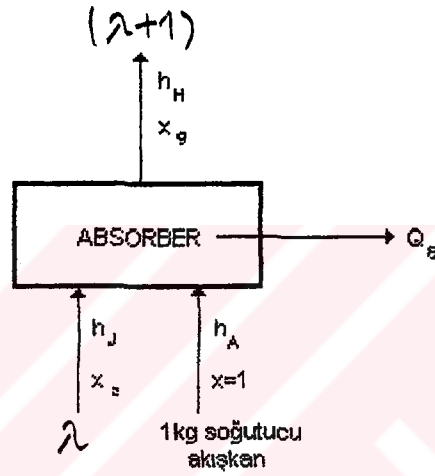
$$1 + \lambda \cdot x_z = (\lambda + 1) \cdot x_g \quad \text{'dir.} \quad (3.8)$$
$$1 + \lambda \cdot x_z = \lambda \cdot x_g + x_g$$

$$\lambda = \frac{1 - x_g}{x_g - x_z} \quad \text{şeklinde elde edilir.} \quad (3.9)$$

λ :Zayıf eriyik özgül dolaşım oranı. [-]

x_g :Güçlü eriyikteki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]

x_z :Zayıf eriyikteki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]



Şekil 3.6. Absorbere giren ve çıkan akımlar.

Diğer taraftan, Şekil 3.6 'ya göre kurulan kütle dengesinden birim miktar soğutucu akışkanın soğurulması sırasında absorberi terkeden güçlü eriyik özgül dolaşım miktarı $(\lambda + 1)$ olarak elde edilir ve

$$(\lambda + 1) = \frac{1 - x_z}{x_g - x_z} \quad \text{olur.} \quad (3.10)$$

Bu durumda Şekil 3.7. 'da gösterilen temel bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin ısı ve kütle analizi, diyagramın belirli yerlerinde harflerle ifade edilen noktalara ait çeşitli parametrelerle aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

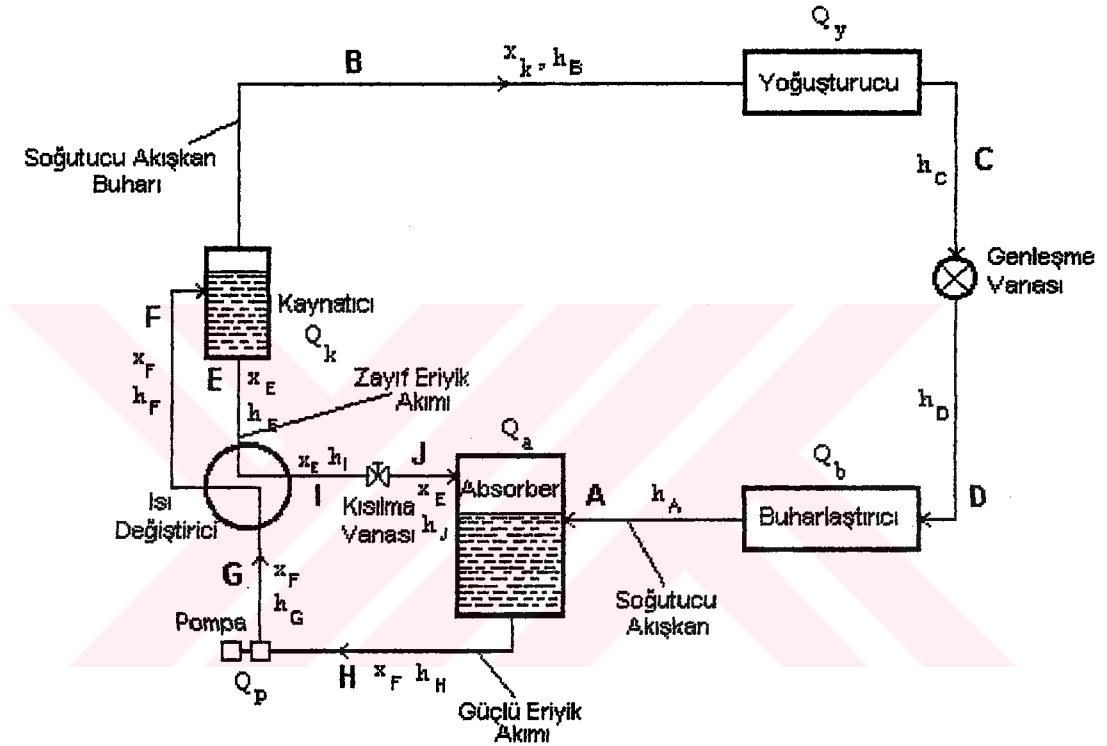
Yoğuşturucu

Soğutucu akışkanın yoğuşması nedeniyle yoğuşturucudan uzaklaştırılan ısı miktarı Q_y olmak üzere ;

$$Q_y = H_B - H_C \quad (3.11)$$

H_B :Yoğuşturucuya B yönünde giren akımın entalpisi. [kj]

H_C :Yoğuşturucuyu C yönünde terkeden akımın entalpisi. [kj]



Şekil 3.7. Absorbsiyonlu soğutma sistemine ait ısı ve kütle denklikleri.

Genleşme Vanası

Genleşme vanasına ait ısı denge;

$$H_C = H_D \quad \text{şeklinde dir.} \quad (3.12)$$

H_C :C yönünde genleşme vanasına giren akımın entalpisi. [kj]

H_D :D yönünde genleşme vanasından çıkan akımın entalpisi. [kj]

Buharlaştırıcı

Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda üzerine aldığı ısı miktarı Q_b olmak üzere ;

$$Q_b = H_A - H_D$$

ve

$$Q_b = H_A - H_C \quad \text{elde edilir.} \quad (3.13)$$

H_A :Buharlaştırıcıyı A yönünde terkeden akımın entalpisi. [kj]

H_C :Genleşme vanasına C yönünde giren akımın entalpisi. [kj]

Kısılma Vanası

Kısılma vanasına ait ısıl denge ;

$$H_I = H_J \quad \text{şeklindedir.} \quad (3.14)$$

H_I :Kısılma vanasına I yönünde giren akımın entalpisi. [kj]

H_J :Kısılma vanasını J yönünde terkeden akımın entalpisi.[kj](Macintire et al, 1950)

Absorber

Absorbere ait kütle denklilikleri ;

$$m_H = m_J + m_A \quad (3.15)$$

m_H :Absorberi H yönünde terkeden akım miktarı. [kg]

m_J :Absorbere J yönünde giren akım miktarı. [kg]

m_A :Absorbere A yönünde giren akım miktarı. [kg]

$$x_g \cdot m_H = x_z \cdot m_J + 1 \cdot m_A \quad (3.16)$$

3.15 ifadesi 3.16 'de yerine konursa ,

$$x_g \cdot m_J + x_g \cdot m_A = x_z \cdot m_J + m_A$$

$$m_J = \frac{m_A \cdot (1 - x_g)}{x_g - x_z} \quad \text{şeklinde elde edilir.} \quad (3.17)$$

m_J : Absorbere J yönünde giren akım miktarı. [kg]
 m_A : Absorbere A yönünde giren akım miktarı. [kg]
 x_g : Güçlü eriyikteki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]
 x_z : Zayıf eriyikteki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]

Absorberden uzaklaştırılan ısı miktarı Q_a olmak üzere ,

$$Q_a = H_A + \lambda \cdot H_J - (\lambda + 1) \cdot H_H \quad (3.18)$$

veya

$$Q_a = H_A + \lambda \cdot H_I - (\lambda + 1) \cdot H_H$$

3.18 denklemini tekrar düzenlenirse ,

$$Q_a = (H_A - H_H) + \lambda \cdot (H_I - H_H) \quad \text{elde edilir.} \quad (3.19)$$

H_A : Absorbere A yönünde giren akımın entalpisi. [kJ]
 H_H : Absorberi H yönünde terkeden akımın entalpisi. [kJ]
 λ : Zayıf eriyik özgül dolaşım oranı. [-]
 H_I : Kısılma vanasına I yönünde giren akımın entalpisi. [kJ]

3.19 denklemini absorber ısısının nasıl oluştuğunu açık bir şekilde göstermektedir. Denklemtteki ilk terim olan $(H_A - H_H)$; A durumundaki soğutucu akışkan buharının H durumundaki eriyik içerisine soğurulması sırasında açığa çıkan buharlaşma entalpisiyle suyun ve aynı sıcaklıkta ondan biraz daha az olan eriyiğin entalpileri arasındaki farkın küçük bir katkısının toplamını temsil eder. İkinci terim olan $(H_I - H_H)$ ise esasen eriyiği , absorbere girdiği sıcaklıktan, çıktığı sıcaklığa kadar soğutmak için gereken ısı ve konsantrasyonlar farkından dolayı eriyik entalpisinin buna küçük bir katkısının toplamını temsil eder (Gosney, 1982) .

Eriyik Pompası

Sisteme verilen pompa işine eşdeğer ısı miktarı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir ;

$$Q_{ep} = \frac{m_{gc} \cdot (P_G - P_H)}{J \cdot \eta_{ep}} \cdot v_g \quad (3.20)$$

- Q_{ep} :Sisteme verilen pompa işine eşdeğer ısı miktarı. [kJ]
 m_{gc} :Absorberden çıkan güçlü eriyik miktarı. [kg]
 P_G :Pompadan G yönünde çıkan akımın basıncı. [Pa]
 P_H :Pompaya H yönünde giren akımın basıncı. [Pa]
 J :Joule Thomson katsayısı. [778]
 η_{ep} :Pompa verimi.
 v_g :Güçlü eriyiğin özgül hacmi. [m³/kg] (Kenneth, 1950)

Isı Değiştirici

Çevreden ısı değiştiriciye olan ısı transferini ihmal ederek, ısı değiştiriciden karşı akışla geçen iki akıma ait ısı transferi miktarı Q_x olmak üzere ,

$$Q_x = \lambda \cdot m_I \cdot (h_E - h_I) = (\lambda + 1) \cdot m_G \cdot (h_F - h_G) \quad (3.21)$$

- λ :Zayıf eriyik özgül dolaşım oranı. [-]
 m_I :Isı değiştiriciyi I yönünde terkeden akım miktarı. [kg]
 h_E :Isı değiştiriciye E yönünde giren akımın özgül entalpisi. [kJ/kg]
 h_I :Isı değiştiriciyi I yönünde terkeden akımın özgül entalpisi. [kJ/kg]
 m_G :Isı değiştiriciye G yönünde giren akım miktarı. [kg]
 h_F :Isı değiştiriciyi F yönünde terkeden akımın özgül entalpisi. [kJ/kg]
 h_G :Isı değiştiriciye G yönünde giren akımın özgül entalpisi. [kJ/kg]

Kaynatacı

Kütle Denklikleri:

$$m_F = m_B + m_E \quad (3.22)$$

$$x_g \cdot m_F = x_k \cdot m_B + x_z \cdot m_E \quad (3.23)$$

3.22 denklemini 3.23 'te yerine koyarsak ,

$$x_g \cdot (m_B + m_E) = m_B + x_z \cdot m_E$$

$$m_B = \frac{m_E \cdot (x_z - x_g)}{(x_g - x_k)} \quad \text{elde edilir.} \quad (3.24)$$

- m_B :Kaynatıcıyı B yönünde terkeden akımın miktarı. [kg]
 m_E :Kaynatıcıyı E yönünde terkeden akımın miktarı. [kg]
 x_z :Zayıf eriyikteki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]
 x_g :Güçlü eriyikteki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]
 x_k :Kaynatıcıyı terkeden akımdaki soğutucu akışkan ağırlık konsantrasyonu. [%]

Isı denklemlerini çıkarırken zenginleştirme kolonu ve ayırıcıyı da kaynatıcıya ait kontrol hacminin içerisine dahil edersek, kaynatıcıya verilmesi gereken net ısı transferi, Q_k ;

$$Q_k = [H_B + \lambda \cdot H_E - (\lambda + 1) \cdot H_F] + Q_{ay} \quad (3.25)$$

$$Q_k = (H_B - H_F) + \lambda \cdot (H_E - H_F) + Q_{ay} \quad \text{elde edilir.} \quad (3.26)$$

- H_B :Kaynatıcıyı B yönünde terkeden akımın entalpisi. [kj]
 H_F :Kaynatıcıya F yönünde giren akımın entalpisi. [kj]
 λ :Zayıf eriyik özgül dolaşım oranı. [-]
 H_E :Kaynatıcıyı E yönünde terkeden akımın entalpisi. [kj]
 Q_{ay} :Ayırıcıdan olan ısı transferi. [kj]

Eğer ısı değiştirici de adyabatik olmak kaydıyla kontrol hacmine dahil edilirse ;

$$Q_k = [H_B + \lambda \cdot H_I - (\lambda + 1) \cdot H_G] + Q_{ay} \quad (3.27)$$

$$Q_k = (H_B - H_G) + \lambda \cdot (H_I - H_G) + Q_{ay} \quad (3.28)$$

- H_B :Kaynatıcıyı B yönünde terkeden akımın entalpisi. [kj]
 H_G :Isı değiştiriciye G yönünde giren akımın entalpisi. [kj]
 λ :Zayıf eriyik dolaşım oranı. [-]
 H_I :Isı değiştiriciyi I yönünde terkeden akımın entalpisi. [kj]
 Q_{ay} :Ayırıcıdan olan ısı transferi. [kj]

Toplam entalpinin yaklaşık %10 'u olan eriyik entalpisi ihmal edildiğinde, 3.28 denkleminin ilk terimi olan $(H_B - H_G)$; G durumundaki amonyaktan B durumunda amonyak buharı elde etmek için gereken ısıyı temsil eder. Absorber sıcaklığını aşağı yukarı sabit kabul edersek bu terim de yaklaşık olarak sabit bir değer olur. İkinci terim olan $\lambda \cdot (H_I - H_G)$ ise eriyiğin sıcaklığını G durumundaki sıcaklıktan absorbere giriş sıcaklığına çıkarmak için gerekli olan ısıdır. Eğer ısı değiştiricideki ısı değişimi $t_1 = t_G$ olacak şekilde tam olursa bu ikinci terim

hemen hemen sıfıra eşit olur.

Eriyik konsantrasyonları arasındaki fark küçük olduğu zaman zayıf eriyik özgül dolaşım oranı, λ büyük olur. Eğer ısı değiştiricideki ısı değişimi tam olmazsa ikinci terimin sıcaklık arttırmak için gerekli olan ısı miktarı üzerine önemli bir etkisi olduğu görülür (Gosney, 1982).

Toplam ısı Denge

$$Q_b + Q_k + Q_{ep} = Q_a + Q_y \quad (3.29)$$

$$Q_b = H_A - H_C$$

$$Q_k = (H_B - H_F) + \lambda \cdot (H_E - H_F) + Q_{ay}$$

$$Q_{ep} = \frac{m_{gc} \cdot (P_G - P_H)}{J \cdot \eta_{ep}} \cdot v_E$$

$$Q_a = (H_A - H_H) + \lambda \cdot (H_I - H_H)$$

$$Q_y = H_B - H_C$$

3.4.2. Soğutma Etkisi Katsayısı, COP

Soğutma etkisi katsayısı, (COP) soğutma çevrimlerinin verimliliklerinin değerlendirilmesinde kullanılan önemli bir ölçüttür. Soğutma etkisi katsayısı esasen çevrim tarafından üretilen soğutma etkisinin çevrim için harcanan enerji miktarına oranıdır. Yani

$$COP = \frac{\text{soğutma - etkisi}}{\text{enerji - tüketimi}} \quad (3.30)$$

Bir absorpsiyon çevrimine ait soğutma etkisi katsayısı, COP aşağıdaki ifadeyle verilir;

$$COP = \frac{Q_b}{Q_k + Q_{ep}} \quad (3.31)$$

COP : Soğutma etkisi katsayısı.

Q_b :Buharlaştırıcıdan çekilen ısı. [kj]

Q_k :Kaynatıcıya sağlanan ısı. [kj]

Q_{ep} :Pompa işine eşdeğer ısı. [kj]

Sistemde, pompa tarafından harcanan enerji miktarı kaynatıcıya verilen miktarın yanında çok küçük bir değer olduğu için (yaklaşık %1 'i kadar) ihmal edilebilir.Bu durumda;

$$COP = \frac{Q_b}{Q_k} \quad \text{şeklinde elde edilir.} \quad (3.32)$$

COP : Soğutma etkisi katsayısı.

Q_b :Buharlaştırıcıdan çekilen ısı.[kj]

Q_k :Kaynatıcıya sağlanan ısı. [kj]

Birbirine benzer birkaç çevrim ortak bir uygulama için birbirleriyle karşılaştırıldıkları zaman içlerinde en büyük COP değerine sahip olan en iyi çevrim olarak değerlendirilmektedir. Diğer taraftan, farklı tipteki çevrimlerin ortak bir uygulama için birbirleriyle karşılaştırılmasında (absorbsiyonlu soğutma çevriminin buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimiyle karşılaştırılması gibi) COP iyi bir ölçüt değildir.Bu tip karşılaştırmalarda ortak bir uygulama için absorbsiyonlu bir sistemin COP 'si 0.4-0.6 aralığında değişirken mesela buhar sıkıştırmalı bir sistemin COP 'si 3-5 gibi yüksek değerlere ulaşmaktadır (Shiran et al, 1982).Bu durumda buhar sıkıştırmalı sistemin absorbsiyonlu sisteme göre çok daha kazançlı ve uygun bir sistem olduğu gibi bir sonuç çıkmaktadır ki bu doğru değildir (Wilbert et al, 1982) , (Ziegler et al, 1993).

Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde sıkıştırma prosesi için mekanik bir kompresör kullanılırken absorbsiyonlu soğutma sisteminde ısı bir kompresör bulunur. Bu durumda buhar sıkıştırmalı sistemde gereken enerji mekanik, absorbsiyonlu sistemde ise ısı enerjisidir.

Böylece absorpsiyonlu soğutma makinaları sadece ısı enerjisinin mevcut bulunması durumunda bu enerjiyi doğrudan kullanabilmesine rağmen buhar sıkıştırmalı soğutma makinaları için ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülmelidir. Bu durumda her iki sisteme ait toplam performanslar göz önüne alındığında absorpsiyonlu soğutma makinasının performansı, buhar sıkıştırmalı soğutma makinası ve bu makinaya enerji üreten ısı makinasının toplam performansı ile karşılaştırılmalıdır. Böyle olduğu takdirde iki farklı soğutma sisteminin COP katsayıları daha doğru bir şekilde değerlendirilebilir. Absorpsiyon makinaları ve ısı makinalarının performanslarına ait kesin veriler olmamasına rağmen böyle bir değerlendirmede kaba bir tahminle her iki soğutma çevriminin toplam performanslarının aşağı yukarı eşit olduğu söylenebilir (Keizer, 1982).

Termodinamik açıdan rasyonel bir bakış açısıyla, ısı enerjisinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi ve üretilen mekanik enerjinin taşınımı sırasındaki kayıplar göz önünde bulundurulduğunda absorpsiyonlu soğutma sistemleri, çeşitli soğutma uygulamaları için buhar sıkıştırmalı sistemlerin yanında daha avantajlı bir şekilde kullanılabilirler. Bu durum aşağıdaki şekilde daha iyi ifade edilebilir (Shiran et al, 1982).

$$COP_A \cdot \eta_A < COP_M \cdot \eta_M \cdot \eta_{DM} \quad (3.33)$$

COP_A : Absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma etkisi katsayısı.

η_A : Absorpsiyonlu soğutma sisteminin verimliliği.

COP_M : Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin soğutma etkisi katsayısı.

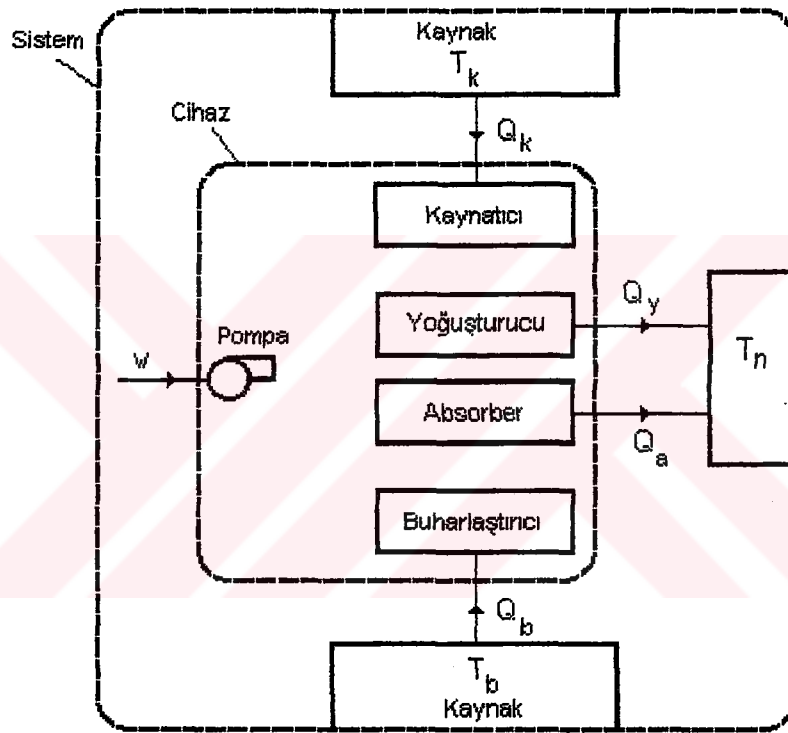
η_M : Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin verimliliği.

η_{DM} : Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi için mekanik enerji üreten ısı makinasının verimliliği

3.4.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Teorik Soğutma Etkisi Katsayısı

Absorpsiyon sistemine ait mümkün olan en büyük soğutma etkisi katsayısı değeri için bir ifade türetmek mümkündür. Şekil 3.8. bir absorpsiyon sistemine giren ve çıkan enerji akışlarını göstermektedir. Burada toplam soğutma etkisinin, (Q_b) , T_b sıcaklığında bir sabit

sıcaklık prosesiyle sağlandığı, kaynatıcıya verilen enerjinin, (Q_k), T_k sıcaklığında bir sabit sıcaklık prosesinden temin edildiği, absorber ve yoğuşturucudan dışarıya olan tüm ısı transferinin T_n sıcaklığında meydana geldiği kabul edilmektedir.



Şekil 3.8. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin enerji akışı.

Sistemdeki pompa işi ihmal edilecektir. Termodinamiğin birinci kanununa göre sisteme net enerji girişi sıfır olmalıdır. Yani

$$Q_b + Q_k = Q_a + Q_y = Q_n \quad (3.34)$$

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ise sistemdeki net entropi değişimi ya ideal durumda sıfıra eşittir veya sistemde tersinmezliklerin mevcut olması durumunda sıfırdan büyüktür. Diğer taraftan, sisteme soğutma çevrimini meydana getiren elemanlar dahil edildiği gibi ısı

transferlerinin meydana geldiği T_k , T_b , T_n sıcaklıklarındaki kaynaklar da dahil edilmelidir. Soğutma çevrimini meydana getiren elemanlar sürekli bir çevrimle çalışırlar ve belirli aralıklarla başlangıç noktasına geri dönerler. Bu nedenle sisteme ait entropi değişimi sıfır olmalıdır. Sonuç olarak,

$$\Delta S_b + \Delta S_k + \Delta S_n \geq 0 \quad (3.35)$$

Sistemde meydana gelen her bir ısı transferinin sabit sıcaklıkta meydana geldiği kabul edildiğine göre

$$-\frac{Q_b}{T_b} - \frac{Q_k}{T_k} + \frac{Q_n}{T_n} \geq 0 \quad (3.36)$$

$$\frac{Q_b}{T_b} + \frac{Q_k}{T_k} \leq \frac{Q_b + Q_k}{T_n} \quad (3.37)$$

$$Q_b \cdot \left(\frac{T_n - T_b}{T_b} \right) \leq Q_k \cdot \left(\frac{T_k - T_n}{T_k} \right) \quad (3.38)$$

Böylece absorpsiyonlu bir soğutma prosesinin mümkün olan en büyük soğutma etkisi katsayısı, ki bu katsayı sistem tarafından sağlanan soğutma etkisinin sisteme verilen ısı enerjisine oranıdır, aşağıdaki ifadeyle verilir;

$$\frac{Q_b}{Q_k} \leq \left(\frac{T_b}{T_n - T_b} \right) \cdot \left(\frac{T_k - T_n}{T_k} \right) \quad (3.39)$$

Yukarıdaki ifadeden görüldüğü gibi sisteme ait maksimum soğutma etkisi katsayısı; T_b ve T_n sıcaklıkları arasında çalışan soğutucunun ideal soğutma etkisi katsayısı ile T_n ve T_k değerleri arasında çalışan bir ısı makinasının ideal ısıl verimliliğinin bir çarpımıdır (Benrand, 1981). Absorpsiyonlu soğutma sistemi içerisinde soğutma veya ısı pompası etkisini yaratan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu gibi elemanlar bulunduğu gibi çevrimin sürekliliğini mümkün kılan absorber ve kaynatıcıda mevcuttur. Bu durumda sistemdeki kaynatıcının bir

ısı makinasındaki boiler ile ve buharlaştırıcının ise bir soğutma makinasındaki buharlaştırıcıyla aynı rolü oynadığı düşünülebilir (Keizer, 1982).

3.4.4. Gerçek Enerji Oranı, PER

COP, soğutma sistemlerinin verimliliklerinin değerlendirilmesinde kullanılan bir ölçüttür. Aynı bir uygulama için benzer tipte bir kaç soğutma sistemi karşılaştırıldığında büyük COP değerine sahip olan sistem verimlilik açısından en iyi sistemdir. Bununla beraber ısı enerjisiyle tahrik edilen absorpsiyonlu soğutma sistemi ile elektrik enerjisi ile tahrik edilen buhar sıkıştırma soğutma sisteminin karşılaştırılmasında olduğu gibi eğer sistemler farklı tipte ise COP bir ölçüt olarak kullanılamaz. Çünkü temelde farklı anlamlar taşır. Öncelikle buhar sıkıştırma sistemlerinde kullanılan iş absorpsiyonlu sistemlerde kullanılan ısı enerjisinden daha değerlidir ve üretimi daha pahalıdır. Diğer taraftan, buhar sıkıştırma sistemlerin değeri 3-5 arasında değişen soğutma etkisi katsayıları değerlendirilirken sistemde kullanılan elektrik enerjisinin enerji santralinde üretimi sırasındaki verimliliği dikkate alınmalıdır. Söz gelimi elektrik üretimi ve taşınımı verimliliğinin 0.3 olduğu bir santralde üretilen elektrik enerjisiyle çalışan 4.1 soğutma etkisi katsayısına sahip buhar sıkıştırma bir soğutma sisteminin gerçek verimliliği yaklaşık olarak $(0.3)(4.1)=1.23$ seviyesinde olacaktır ki bu değer aynı kapasitedeki absorpsiyonlu bir soğutma sistemin 0.4-0.6 aralığında değişen soğutma etkisi katsayısından çok fazla farklı değildir. Bu durumda yukarıda ifade edildiği gibi farklı tipteki soğutma sistemlerinin karşılaştırılmasında "gerçek enerji oranı", PER (Primary energy rate) kavramı kullanılabilir. Gerçek enerji oranı, PER bir alana ait ısıtma veya soğutma ihtiyacını karşılamak için harcanan gerçek enerji miktarıdır. Buna göre en düşük PER değerine sahip olan sistem enerji tüketimi açısından en iyi sistemdir.

Elektrik enerjisiyle çalışan buhar sıkıştırma bir soğutma sistemi için;

$$PER = \frac{1}{COP \cdot \eta_p} \quad (3.40)$$

PER :Gerçek enerji oranı. [-]
 COP :Soğutma etkisi katsayısı. [-]
 η_p :Elektrik santralının verimliliği. [-]

Burada verimliliği yüksek, modern bir enerji santrali dikkate alınarak $\eta_p = 0.4$ alınmıştır. Diğer taraftan (3.40) ifadesindeki COP ;

$$COP = COP_{ideal} \cdot \eta_{kom} \quad \text{şeklinde ifade edilebilir.} \quad (3.41)$$

COP_{ideal} :Rankine çevrimi verimliliği. [-]
 η_{kom} :Kompresör verimliliği. [-]

Yukarıdaki ifadede yer alan Rankine çevrimi verimliliği (Ziegler et al, 1993),3.40 ifadesindeki COP 'yi hesaplamak için kullanıldı. Kompresör verimliliği olan η_{kom} ise 0.6 kabul edilmiştir.İsı enerjisiyle çalışan doğrudan yakmalı absorpsiyonlu bir soğutma sistemi için; (sistemdeki eriyik pompalarına sağlanan elektrik enerjisinin ısıl eşdeğeri kaynatıcıya sağlanan ısı enerjisine oranla düşük olduğu için ihmal edilmiştir)

$$PER = \frac{1}{COP \cdot \eta_k} \quad (3.42)$$

PER :Gerçek enerji oranı. [-]
 COP :Soğutma etkisi katsayısı. [-]
 η_k :Kaynatıcı verimliliği. [-]

Diğer taraftan absorpsiyonlu soğutma ünitesi bir cogeneration sisteminden ısı çekilerek de çalıştırılabilir.Burada söz konusu olan cogeneration sistemi bir buhar santralidir ve buradan alınacak buharla çalıştırılan bir absorpsiyon sistemine ait gerçek enerji miktarı,PER;

$$PER = \frac{\eta'_p}{COP \cdot \eta_p} \quad \text{şeklinde dir.} \quad (3.43)$$

PER :Gerçek enerji oranı. [-]
 η'_p :Buharın çekildiği noktadaki alt akımın verimliliği. [-]
 COP :Soğutma etkisi katsayısı. [-]

η_p :Buhar santralinin verimliliği. [-]

Absorbsiyonlu soğutma ünitesinin atık ısıyla çalıştırılması durumunda ise üniteye ait gerçek enerji miktarı,PER tabi ki sıfır olacaktır.

Yukarıdaki ifadelerden yararlanarak farklı tipteki ısı kaynaklarıyla tahrik edilen tek kademeli, su-amonyaklı bir absorbsiyonlu soğutma sistemi ile R22 soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırma bir soğutma sistemine ait elde edilen PER ve COP değerleri aşağıdaki tabloda görülmektedir. Doğrudan yakmalı absorbsiyonlu bir soğutucunun gerçek enerji miktarının,PER 2.58 olduğu görülmektedir.Bu değer buhar sıkıştırma sisteminin 1.47'lik değerinden fazladır ve bu haliyle dezavantajlı bir konumdadır.

Tablo 3.2. PER ve COP'ye göre iki farklı sistemin karşılaştırılması.

Soğuk ortam sic.	-30°C	
Çevre sıcaklığı	25°C	
Ünite tipi	Tek kademeli, absorbsiyonlu soğutma ünitesi.	Tek kademeli, buhar sıkıştırma soğutma ünitesi.
COP	0.43	1.7
Sisteme verilen enerji	165°C'da ısı enerjisi	Elektrik enerjisi
PER	Doğrudan yakmalı buharlı atık ısı 2.58 1.51 0	1.47

Diğer taraftan cogeneration sisteminden çekilen buharla çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi ise 1.51'lik PER değeriyle verimlilik açısından buhar sıkıştırma sisteme yakın bir konumdadır (Ziegler et al, 1993).

3.5. Kapasite Kontrol

Absorbsiyonlu bir soğutma sistemi için kapasite kontrolün gerçek anlamı *kapasite azaltma* dır.Kapasite kontrol mekanizması olmadığı zaman cihaz daima maksimumda çalışır.Bu durumda düşük soğutma yükü ihtiyacında dahi tam kapasitede çalışırken harcadığı enerjiyi harcar.Kontrol mekanizmasının bulunmaması durumunda karşılaşılabilecek diğer bir problem buharlaştırıcıyı terkeden soğutulmuş suyun sıcaklığının aşırı bir şekilde düşmesi hatta sistemin düşük basınçlı kısmının basıncının soğutucu akışkanın donabileceği bir değere ulaşmasıdır.

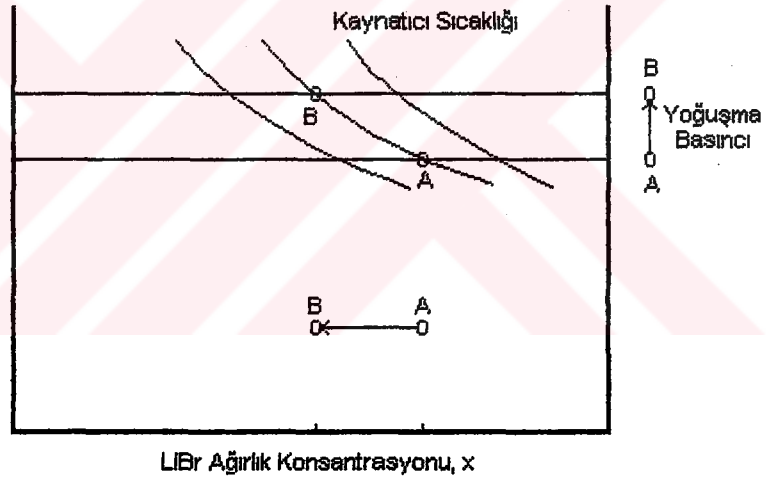
Absorbsiyonlu soğutma ünitelerindeki kontrol sistemlerinin çoğu buharlaştırıcıyı terkeden soğutulmuş suyun sıcaklığını sabit tutmaya çalışır.Sistemin, maksimum soğutma yükünden daha az yüklerde çalıştığı durumlarda absorbsiyon ünitesinin kapasitesi azaltılmalıdır.Bu azaltmayı sağlamak için birkaç yöntem mevcuttur.Temelde bu yöntemlerin en önemli etkileri kaynaticıdan çıkan soğutucu akışkan buharının, yoğuşturucudan çıkan yoğuşmuş soğutucu akışkanın ve buharlaştırıcıyı terkeden soğutucu akışkan buharının debilerini azaltmak şeklindedir.Bunu sağlamak için aşağıdaki yöntemler kullanılır(Wilbert et al, 1982).

1. *Güçlü eriyik pompasıyla kaynaticıya basılan eriyik debisinin azaltılması* : Bu yöntemde pompayla kaynaticıya basılan eriyik debisi azaltılarak, yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkan miktarı düşürülür ve bu sayede cihazın soğutma kapasitesinde bir azalma sağlanır.Bu yöntem, cihazın soğutma kapasitesindeki azalma miktarı kadar azalmayı kaynaticıya verilen ısı miktarında yarattığı için oldukça kazançlıdır.

2. *Kaynaticı sıcaklığının azaltılması* : Kaynaticı sıcaklığındaki bir azalma cihazın soğutma kapasitesini azaltacaktır.Bu durum ısı kaynağına göre kaynaticıya giren buharın basıncı kısılarak veya ısı kaynağı olarak verilen sıcak suyun debisi azaltılarak sağlanır.

3. *Yoğuşturucu sıcaklığının artırılması* : Absorbsiyonlu soğutma makinasının soğutma

kapasitesini azaltmanın diğeri bir etkili yöntemi ise yoğuşma sıcaklığını arttırmaktır. Bunun için sistemin yoğuşturucusuna sağlanan soğutma suyunun sıcaklığı yükseltilir. Artan yoğuşma sıcaklığının çevrim performansına etkisi kaynatıcı sıcaklığının azalmasıyla meydana gelen etkinin aynısıdır yani Şekil 3.9. 'deki p-x-t diyagramında görüldüğü gibi LiBr-su çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu bir soğutma makinası için kaynatıcıdan absorbere geri dönen eriyiğin LiBr konsantrasyonu azalır. Eğer A noktası orjinal çalışma durumu ise yoğuşma sıcaklığı ve basıncındaki bir artış, bu çalışma durumunu sabit kaynatıcı sıcaklığı boyunca B noktasına taşır ve LiBr konsantrasyonu düşer. Bu durumda eriyik tarafından absorberde soğurulan ve kaynatıcıda bu eriyikten buharlaştırılan soğutucu akışkan miktarı da azalır. Böylece sistemin soğutma kapasitesinde bir azalma meydana gelmiş olur.



Şekil 3.9. Yoğuşma sıcaklığını arttırıp kaynatıcıyı terkeden LiBr eriyiğinin konsantrasyonunu azaltarak cihazın soğutma kapasitesini düşürme.

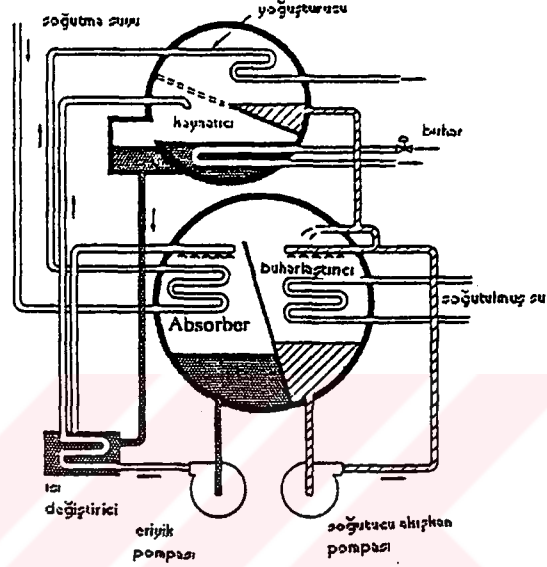
3.6. Lityum Bromid - Su Çalışma Akışkanı Çiftli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Lityum bromid(LiBr)-su çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu üniteler soğutma etkisinin üretiminde iki temel faktörden istifade eder; suyun yüksek vakum altında düşük sıcaklıklarda ani ve hızlı bir şekilde buharlaşması ve oluşan su buharının çeşitli tuzlarla soğurulması. LiBr eriyiği soğutma çevriminde yüksek verimlilik sağlayan en iyi erime kabiliyeti-buhar basıncı

ilişkinine sahip su emici tuz eriyiğidir (Perry et al, 1984).

LiBr 'li absorpsiyonlu soğutma ünitesindeki soğutma prosesi vakum altında(5-100 mmHg mutlak basınç) çalışır.Düşük basınçlarda üniteyi meydana getiren cihazlar içerisindeki su buharının özgül hacmi çok büyüktür.(5°C 'da doymuş buhar için yaklaşık 147 m³/kg).Bu durumda su buharının cihazlar arası taşınımında aşırı basınç düşüşlerini önlemek için geniş çaplı borulara ihtiyaç vardır.Bunu ortadan kaldırmak için sistemde yaklaşık olarak aynı basınçlarda çalışan cihazlar bir kaba konur ve farklı sıvı hazneleri bölmelerle birbirinden ayrılır.Böylece sistemde buharlaştırıcı ve absorber bir kaba, kaynatıcı ve yoğuşturucu ise diğer bir kaba konur.Hatta bazı uygulamalarda soğutma sistemini meydana getiren bütün cihazlar bir kaba konur ve cihazın yüksek basınçlı kısmıyla düşük basınçlı kısmı bir diyaframla birbirinden ayrılır.Kaynatıcı-yoğuşturucu kabının buharlaştırıcı- absorber kabı üzerine konulması yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya ve kaynatıcıdaki konsantrasyon lityum bromid eriyiğinin ise absorbere yerçekimi etkisiyle akmasını sağlamak içindir.Absorberden kaynatıcıya pompalanan zayıf eriyiğin absorberdeki soğutma serpantinlerine veya yoğuşturucudan gelen sıvı haldeki soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdaki serpantinlerin üzerine püskürtülerek gönderilmesi akışkan akımları arasındaki ısı transferini arttırmak içindir.Şekil 3.10. 50-1500 ton(176-5280 kW) kapasiteleri arasında değişen doğrudan olmayan yakmalı LiBr-su çalışma akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutucuların tipik bir diyagramını göstermektedir (Dwight et al, 1986).

Şekil 3.10.'a göre alttaki kabın dip kısmındaki zayıf eriyik(yüksek oranda su içeren) P₁ pompası tarafından ısı değiştirici boyunca 2 durumunda kaynatıcı yoğuşturucu kabına girer.Bu kabın kaynatıcı kısmındaki ısıtma serpantininde dolaşan buhar veya sıcak sudan zayıf eriyiğe ısı transfer edilir.Bu eriyik, içerisindeki suyun kabın yaklaşık 100 mmHg mutlak basıncında su buharı olarak ayrılacağı 3 durumundaki basınç ve sıcaklığa kadar ısıtılır. Suyun buharlaşmasından sonra kalan eriyikteki LiBr konsantrasyonu böylece 3 durumundan 4 durumuna artar ve güçlü eriyik(az su içeren) ısı değiştirici yoluyla alttaki kaba ulaşır.1-2 ve 4-5 hatları arasındaki üç yollu bir vana üstteki kap ile alttaki arasındaki



Şekil 3.10. Tipik bir LiBr-su sistemi.

svrı sirkülasyonu miktarını soğutulmuş su sıcaklığı değişimlerine bağlı olarak düzenler. Üstteki kaptaki bulunan eriyikten uzaklaştırılan su buharı yoğuşturucu kısmındaki soğutma serpantinlerine temas ettiği zaman kap basıncında yoğuşur. Yoğuşan bu buharın aynı kabın kaynatıcı kısmında bulunan eriyiğe geri dönmesi yoğuşturucudaki soğutma serpantinlerinin altında bulunan bir tava sayesinde engellenir ve yine bu tava sayesinde yoğuşmuş su buharı aynı bir hat boyunca alttaki kabın üst kısmına ulaşır. Sistemin yüksek basınçlı kısmıyla düşük basınçlı kısmı arasındaki basınç farkı oldukça küçük olduğu için bu basınç farkı, kısılma vanası yerine bu hat üzerinde bir U borusu kullanılmak suretiyle dengelenebilir (Bernard, 1981).

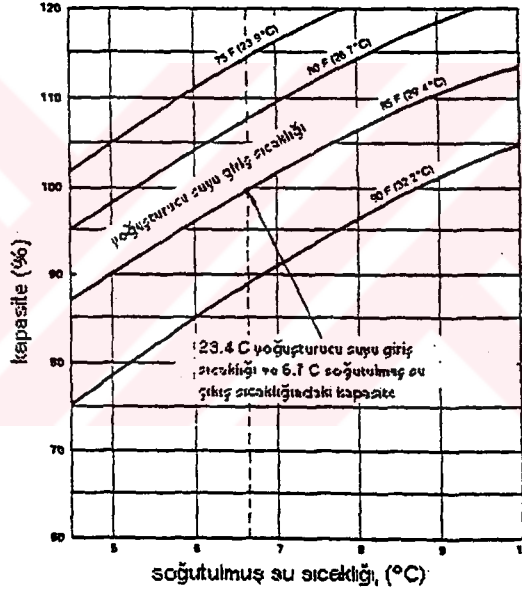
Soğutma etkisi; yoğuşturucuda yoğuşan suyun buharlaştırıcı bölümünde düşük basınçta ya buhar haline ani ve çabuk bir şekilde buharlaşması ve kendi buharlaşma ısısına eşit miktardaki enerjiyi soğurmasıyla sağlanır. Buharlaşma ısısına eşit miktardaki bu enerji gerçek soğutma sisteminde sirküle eden soğutulmuş su veya salamura üzerinden alınır. Bu

kısımdaki P₂ pompasının amacı ise temelde yüksek vakum altında buharlaştırılarak elde edilen soğutucu akışkan,suyun buharlaştırıcıdaki soğutulmuş su serpantinleri üzerine püskürtmek ve bu sayede ısı transfer miktarını arttırmaktır.Alttaki kaptaki mutlak basınçta 6.2 mmHg civarında bir basınç söz konusudur.Bu sayede düşük sıcaklıkta daha fazla miktarda su hızlı bir şekilde LiBr-su eriyiğinin içerisine alınır.Bu eriyiğin konsantrasyonu Şekil 3.10.'da 5 durumundan, 1 durumuna bir değişim gösterir.Yoğuşma ve eriyik ısıları, absorber olarak adlandırılan alttaki kabın bu kısmında sirküle eden ve soğutma kulesinden gelen soğutma suyu tarafından uzaklaştırılır.Absorber bölümünde püskürtme yapılması ise absorpsiyon olayına yardım açısından eriyikle su buharını daha yakın temas içerisine getirmek ve absorberdeki soğutma suyu serpantinlerine olan ısı transferini kolaylaştırmak içindir.

Buharlaştırıcı-absorber kabındaki aşırı düşük basınç, sistemdeki yoğunlaşamayan gazları temizleyen bir düzenek olmadıkça tam olarak sağlanamaz. Temizleme işlemini gerçekleştiren bu düzenek ya en basitinden bir vakum pompası, ya bir jet ejektörü, ya da daha komplike bir sistem olan kabarcıklı bir kolondur (Bernard, 1981).

Küçük ticari ünitelerde, LiBr eriyiğinin konsantrasyonları genellikle %54-58.5 aralığındadır.Bu konsantrasyonlar, soğurucu madde LiBr 'nin cihaz içerisindeki kristalizasyonunu engellemek için bu değerlerdedir.Daha yüksek absorber sıcaklıklarında çalışan büyük ticari ünitelerde ise %60-64.5 gibi yüksek konsantrasyonlar mevcuttur.Bu değerdeki konsantrasyonlar ise sistemdeki ısı değiştiricinin maliyetinden tasarruf edilmesine olanak sağlarlar.Bu büyük ünitelerde kristalizasyonu önlemek için ise çeşitli kontrol mekanizmaları (karışma, sıcaklık, akış hızı vb.'ni kontrol ederler) kullanılır.Bütün LiBr-Su çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemleri; soğutma yükü değişimlerini ve soğutulmuş su sıcaklığını, soğurucu madde eriyiğinin konsantrasyonunu düzenleyerek ayarlarlar.Herhangi bir soğutma yükünde, soğutulmuş suyun sıcaklığı soğutucu akışkan ile soğutulmuş su arasında bir sıcaklık farkıyla sağlanır.Soğutma yükü değişimleri bu yüklere tekabül eden soğutulmuş su sıcaklığındaki değişimlerle tespit edilir.Mesela soğutma

yükünde meydana gelebilecek bir azalma buharlaştırıcıda olması gereken sıcaklık farkının ve eriyik akış miktarının veya konsantrasyonun daha az olmasıyla sonuçlanacaktır. Böylece soğutulmuş su sıcaklığında meydana gelen düşüş basitçe azalan absorber ihtiyaçlarını denkleştirmek için eriyik konsantrasyonunu ayarlayarak dengelenir. LiBr-su çalışma akışkanı çiftli, doğrudan yakmalı olmayan ısı kaynağı kaynatıcılı absorpsiyonlu bir soğutma makinasının tipik verimlilik karakteristikleri Şekil 3.11. 'de görülmektedir (Dwight et al, 1986).



Şekil 3.11. LiBr - su çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu su soğutucunun verimlilik karakteristikleri.

LiBr-su çalışma akışkanı çiftli bir absorpsiyon makinasının verimlilik katsayısı, COP umumiyetle 0.65 -0.70 aralığında değişir. Soğutulmuş suyun sıcaklığı nominal değerlerin üzerine çıktığı zaman veya yoğuşan su sıcaklıkları nominal değerlerin altına indiği zaman COP 0.70 gibi yüksek bir değere erişebilir. Ters bir durumda ifade edilen sıcaklık şartları COP 'yi 0.60 değerinin altına düşürür. 0.68 lik bir verimlilik katsayısı değeri yaklaşık olarak sistem için gereken 0.000644 kg/kj 'lük bir buhar miktarı değerine karşılık gelir (Dwight et al, 1986) LiBr-su çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemindeki en önemli sınırlama

suyun soğutucu akışkan olmasıdır.Cihazın soğutarak dışarı verdiği soğutulmuş suyun sıcaklığının minimum değeri 4°C 'in üzerindedir.(aslında bu sıcaklık minimum 6.2 'lık mutlak basınç ve 2.2°C 'lık bir soğutucu akışkan sıcaklığında 3.9 - 4.4°C civarındadır). Soğutulmuş suyun sıcaklığının 0°C 'in üzerinde olması LiBr-su çalışma akışkanlı bu sistemi birçok soğutma uygulaması için elverişsiz hale getirir. Bununla beraber, bu sistem hava şartlandırma ve proses suyu soğutma sistemleri için tatmin edici yeterliliktedir. Sistemde iki farklı sıcaklık seviyesinin varlığı, soğutma kulesinden gelen soğutma suyunun sırasıyla hem absorber hem de yoğuşturucu içerisinde kullanımını mümkün kılmak ve sistem için kullanılan toplam soğutma suyu akış miktarında tasarruf yapmak içindir(Bernard, 1981).

Cihazda absorber ve buharlaştırıcıyla, kaynatıcı ve yoğuşturucunun içinde bulunduğu kapların her ikisinde yatay konumdadır ve sistemin çalışması sırasında soğurucu madde eriyiğinin yenilenmesi distilasyon kulesi gerektirmeyen basit bir kaynatma prosesi ile sağlanır.Sistemde konstrüksiyon malzemesi olarak; kaplardaki borularda bakır veya bakır-nikel malzeme, ısı değiştiricideki borularda yumuşak çelik kullanılır.Cihazın iç kısmındaki salmastralar yumuşak veya paslanmaz çelik, su toplama tavaları paslanmaz çelik, pompalar dökme demir veya dökme çelik muhafazalı, bronz pervaneli paslanmaz milli ve salmastralıdır.Cihazdaki diğer salmastralar neoprene veya teflondur.

LiBr-su çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu soğutma makinaları düşük elektrik enerjisi girdisiyle çalışırlar.Cihazlar fabrikada monte edilir ve kurulmaları için nispeten küçük bir alan gerektirir.Cihazlar düşük basınçta çalışırlar.Sistemde kullanılan soğutucu akışkan zehirsiz ve tehlikesizdir, soğutucu akışkanın atmosfere kaybı veya sızıntısı söz konusu değildir.Diğer taraftan, cihaz sürekli yüksek vakumda çalıştığından sisteme olabilecek herhangi bir hava sızıntısı sistem içerisindeki elemanların potansiyel bir korozyon tehlikesine maruz kalmasına yol açar.Çünkü LiBr 'nin havayla temas etmesi onun metaller için çok korozif bir yapıya dönüşmesine neden olur.Cihaz içerisindeki eriyik hatları kristalizasyona, soğutucu akışkan hatları ise donmaya karşı hassastır.Sistemde kullanılan temizleme sistemleri karmaşıktır. Cihazın bakımı sırasında sistem elemanlarının sökülmesi

nedeniyle cihaz korozyona büyük oranda açıktır ve yine bakım sırasında makina içerisindeki akışkanların(soğurucu madde eriyiği, vb.) tahliye edilmesi ve sonra tekrar yüklenmesi zordur (Eric, 1989).

LiBr-Su absorpsiyonlu soğutma sistemleri 10-1000 ton soğutma kapasitesi aralığında imal edilirler.Sistemin kaynatıcısında ısı kaynağı olarak buhar kullanılması durumunda birim ton soğutma başına yaklaşık 8 kg/saat 'ten daha az buhar harcarlar ayrıca eriyik pompasında birim ton soğutma başına harcanan enerji de oldukça düşüktür (Bernard, 1981).

3.7. Su - Amonyak Çalışma Akışkanlı Çiftli Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Bu tipteki absorpsiyon cihazları 1950 'li yıllara kadar oldukça yaygındı.LiBr 'li sistemlerin gelişiminden sonra su-amonyak ünitelerinin üretimi çok belirgin bir şekilde azaldı. Bununla beraber su-amonyak çalışma akışkanlı absorpsiyon ünitelerinin atık ısı kaynağıyla çalışmaya oldukça elverişli olmaları , özellikle büyük miktarlarda atık ısı enerjisinin elde edildiği tesislerde bu tür soğutma sistemlerinin tekrar yaygınlaşmasına olanak tanıdı.

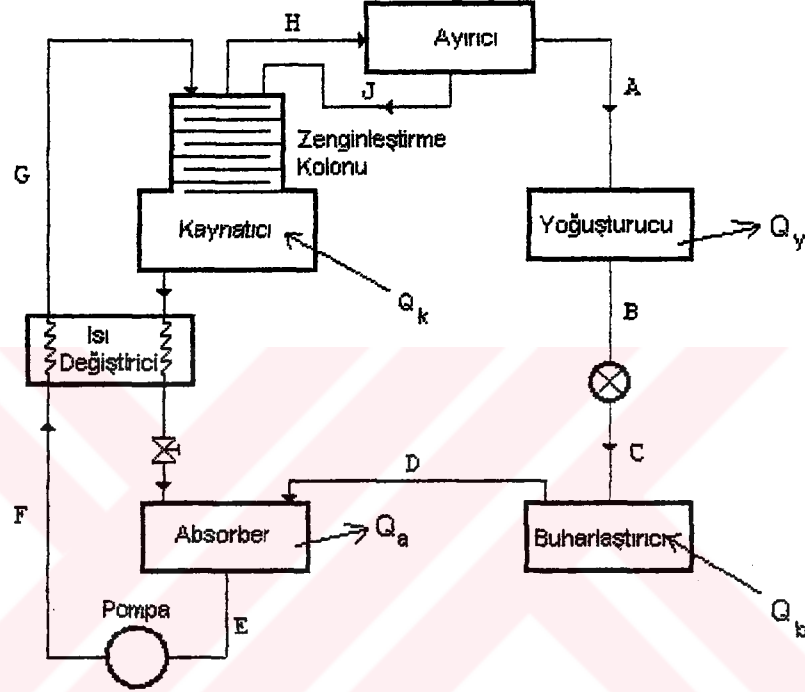
Şekil 3.12. tipik bir Su-Amonyak çalışma akışkanlı çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin diyagramıdır.Bu tipteki cihaz ile LiBr-su çalışma akışkanlı cihaz arasında üç temel fark vardır:

1. Soğurucu madde olan su, soğutucu akışkan amonyak gibi buharlaşabilen bir maddedir.Bu nedenle, zayıf eriyiğin güçlü eriyik haline dönüştürülmesi için fraksiyonlu bir distilasyon prosesi gereklidir.

2. Soğutucu akışkan , amonyak absorpsiyon çevriminin 2070 kPa yoğuşturucu basınçları ve 480 kPa buharlaştırıcı basınçları aralığında çalışmasına neden olur.Bu durumda kap(vessel) boyutları 152 mm çapında tutulur ve eriyik pompaları pozitif yer değiştirmeli tip olarak seçilir.

3. Cihazın hava ile soğutulması durumunda, soğutucu akışkanı yoğuşturma ve soğurma işlemlerinin boruların içerisinde olması gerektiğinden boruların dış yüzeylerinin

hava ile daha fazla teması sağlaması açısından kanatlı tipte olması gereklidir.



Şekil 3.12. Su - amonyak çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemi.

Bu sistemde amonyak soğutucu akışkan, su ise soğurucu madde olarak kullanılır. Sistem temelde buhar sıkıştırma sistemdeki soğutma prensibine göre çalışır. Amonyak buharı A-B boyunca yoğusturucudan geçerek yoğuşur. Sonra bir genişleme vanası yardımıyla basıncı düşürülür. (B-C). Buharlaşırıcıda soğutma etkisi üretilir. (C-D). Buharlaşırıcıyı terkeden soğutucu akışkan buharı absorbera girer. Buradaki eriyik içerisindeki soğurucu madde yani su amonyak moleküllerine karşı güçlü bir çekime sahip olduğundan, amonyak buharı eriyik içerisine soğurularak yoğuşur. Soğurma sırasında açığa çıkan ısılar soğutma suyu tarafından absorberden uzaklaştırılır. Güçlü eriyik, pompayla E-F hattı boyunca ısı değiştiriciye ve sonrada zenginleştirme kolonuna basılır. Zenginleştirme kolonu ve ayırıcı, amonyaklı absorpsiyon sistemini LiBr'li absorpsiyon sisteminden ayıran temel farklardır. Zenginleştirme kolonu aslında doğrudan temaslı bir ısı değiştiricidir ve kaynatıcıya

girecek olan güçlü eriyiğin ileri ön ısıtmasını kaynatıcıdan yükselen soğutucu akışkan buharlarını serinleterek gerçekleştirir Bu sayede, kaynatıcıdan yükselen amonyak buharı ile sürüklenen su buharı yoğuşarak ayrılmış olur.Zenginleştirme kolonu Şekil 3.12. 'de görüldüğü gibi kaynatıcıyla bağlantılı olabildiği gibi kaynatıcıdan ayrı olarak da bulunabilir. Zenginleştirme kolonu birbiri üzerine sıralanmış bir dizi tepesiden meydana gelir. Zenginleştirme kolonunun tepesinden verilen güçlü eriyik ve ayırıcıdan J hattı boyunca gelen eriyik damlaları yerçekimiyle aşağıya doğru süzülürken kaynatıcıda ısıtılan güçlü eriyikten ayrılan amonyak buharları yukarıya doğru yükselir.Bu sayede akışkan akımları arasında en yüksek seviyede ısı transferi de sağlanmış olur.Zenginleştirme kolonunun soğutucu akışkan buharı üzerine etkisi amonyak muhteviyatını arttırmak ve su buharı miktarını azaltmaktır. Bu arada kaynatıcıdaki güçlü eriyiğin konsantrasyonu da azalmış olur.Zenginleştirme kolonunu terkeden soğutucu akışkan buharı H boyunca ayırıcıya girer. Ayırıcının esas görevi zenginleştirme kolonundan gelen amonyak buharını soğutma suyuyla içerisinde en az miktarda su buharı kalan kadar soğutmaktır.Yoğuşan su buharı bu işlem sırasında kendisiyle beraber yoğuşan az miktardaki amonyak ile karışarak bir eriyik meydana getirir ve bu eriyik muayyen aralıklarda damlalar halinde J hattı boyunca zenginleştirme kolonuna döner.Su buharından mümkün olduğu kadar fazla miktarda alınmış olan amonyak buharı, ayırıcıdan sonra A hattı boyunca hareket ederek yoğuşturucuya ulaşır ve çevrimi tamamlamış olur.Bundan sonra çevrim aynı şekilde devam ederek sürekli soğuk etkisini üretir.Bu arada kaynatıcıda, içerisindeki amonyağın bir kısmı buharlaştırılarak konsantrasyonu azalan zayıf eriyik ısı değiştirici boyunca soğuyarak absorbere ulaşır ve tekrar amonyak buharı soğurmaya hazır hale gelir (Faires, 1962).

Su-amonyak çalışma akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde konstrüksiyon malzemeleri çoğunlukla çeliktir.Bakır veya bakır-nikel malzemeler amonyakla kimyasal reaksiyon verdiği için cihaz içerisinde kullanımları uygun değildir.

Absorpsiyon ünitesinde sirküle eden eriyiklerdeki amonyağın ağırlık konsantrasyonu (-3.9) - (-73.3)°C sıcaklık aralığında donma veya kristalizasyon tehlikesi olmaksızın %5 - 50

arasında değişir. Destilasyon kısmından gelen amonyak buharıyla yoğuşturucuya taşınan çok az miktarda su birikerek buharlaştırıcıya kaçaabilir. Bu durumda soğutucu akışkanın kaynama noktasının yükselmesi gibi bir problem ortaya çıkar. Bunu önlemek için küçük bir miktar soğutucu akışkan akımı sürekli olarak absorbere aktılır. Su-amonyak çalışma akışkanını çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemleri kullanım açısından dikkate değer bir esnekliğe sahiptirler ve buharlaştırıcı sıcaklıkları açısından geniş bir yelpazedeki çok çeşitli uygulamalara cevap verebilirler. Düşük sıcaklıkların eldesinde ve kaynaticıda kullanılan ısı kaynağının üst değerleri üzerine bir kaç sınırlama söz konusu olmakla birlikte sistemin buharlaştırıcısında soğutularak dışarı verilen soğutulmuş suyun sıcaklığı -60°C 'a kadar düşürülebilir (Sparks et al, 1959).

Su-amonyak 'lı absorpsiyon sistemleri buharlaştırıcı sıcaklıklarını 0°C 'ın altına düşürebilirler, atmosferik basıncın üzerindeki basınçlarda çalışırlar, yeterli sıcaklık seviyesinde hemen hemen her çeşit ısı kaynağına kolaylıkla adapte olabilirler, temizlenmeleri oldukça basittir, cihaz içerisindeki eriyiğin veya soğutucu akışkanın donması ihtimali çok azdır, elektrik enerjisi gereksinimleri buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi için gereken miktarın sadece %5 - 10 'u kadardır, sistemin çalışırken yarattığı gürültü seviyesi oldukça düşüktür, bakım ve tamir masrafları ise buhar sıkıştırmalı sisteminkinden %50 daha azdır. Diğer taraftan su-amonyak sistemi LiBr-su sistemine nazaran ilave bileşenlere ihtiyaç duyar bu bakımdan ilk kuruluş maliyeti daha yüksektir (Wilbert et al, 1982). Amonyak, ASHRAE standartlarına göre yarı tehlikeli kimyasal bir maddedir. Bu bakımdan bu sistemlerin bina içi uygulamaları daha az tercih edilir. Su-amonyak 'lı absorpsiyonlu soğutma makinasının kurulması için geniş bir alana ihtiyaç vardır. Ayrıca cihazın kurulması daha kapsamlı bir mühendislik ve nispeten daha ince bir işçilik gerektirir. Cihazın alışması sırasında fazla miktarda soğutma suyu ve yüksek sıcaklık aralıkları söz konusu olduğundan sistem içerisinde daha büyük soğutma kulelerine ve ısı tahliye etme cihazlarına gereksinim vardır (Eric, 1989).

3.8. Absorpsiyonlu Sistemlerde Ortaya ıkan Problemler

Absorpsiyonlu soğutucular maksimum verimli ve uzun ömürlü olarak tasarlanırlar.

İşletilmeleri diğer soğutma sistemlerine nazaran basit ve sorunsuzdur. Bununla beraber benzer büyüklük ve karmaşıklığındaki makinalarda olduğu gibi eğer uygun bir şekilde işletilip gerekli bakımları yapılmazsa kendilerinden beklenen verimliliği sağlayamazlar ve kısa zamanda aşım devre dışı kalırlar (Grimm et al, 1990). Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde karşılaşılan belli başlı problemler aşağıdaki şekilde açıklanabilir.

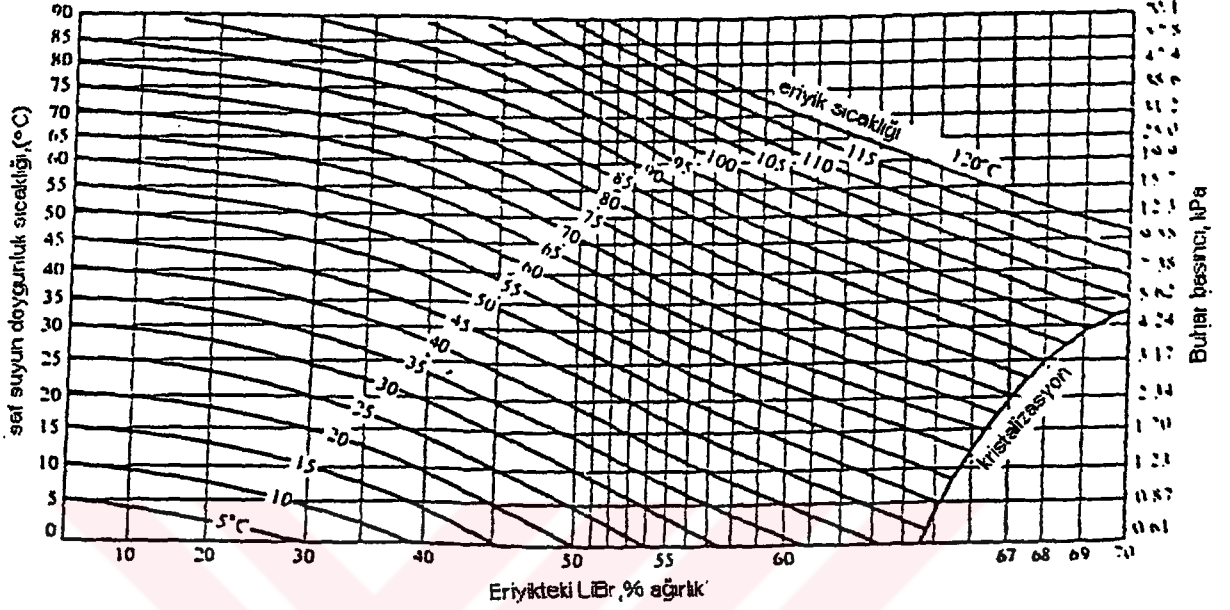
3.8.1. Kristalizasyon

LiBr-su çalışma akışkanı çiftli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ortaya çıkan bir problemdir. Yükte veya soğutma suyu sıcaklığında meydana gelebilecek hızlı değişimler LiBr nin akide şekerine benzer bir formda katılaşmasına neden olur. Kristalizasyon olarak adlandırılan bu katılaşma aşlında LiBr tuzu kristallerinin eriyikten çökmesidir. Çökme formları çamurumsu bir karışım halindedir ve boruları ve cihaz içerisinde akışkanın geçeceği diğer yerleri, sistemi çalışmaz hale getirerek tıkar (Chatnever, 1988). Kristalizasyonun en yaygın nedenleri:

- Absorbsiyonlu soğutma sisteminin yetersiz temizlenmesi.
- Düşük yoğunlaştırıcı suyu sıcaklığı.
- Yüksek eriyik konsantrasyonu.
- Soğutucu çalışırken sık sık enerji kesintisi meydana gelmesi 'dir.

Şekil 3.13. 'teki LiBr-su eriyiğinin özellik diyagramında kristalizasyon hattı sağ alt kısımdadır. Bu hatların sağındaki ve altındaki bölgede LiBr katı halde bulunur. Eriyik içerisindeki LiBr kütle konsantrasyonunun grafikte ifade edilen kristalizasyon hattının altına düşmesi borulardaki akışı bloke eden ve absorbsiyon ünitesindeki işlemi kesen bir çamur oluşumunu gösterir.

Sistemde kristalizasyonun çoğunlukla meydana geldiği yer kaynatıcıdan gelen güçlü eriyiğin ısı değiştiricisini terk ettiği yerdir. Ayrıca kristalizasyona sebebiyet veren önemli bir parametre düşük yoğunlaşma basıncıdır. Ticari LiBr-su absorbsiyon ünitelerinde kristalizasyonu



Şekil 3.13. Doymuş LiBr-su eriyiği için T-x-p diyagramı.

büyük ölçüde önleyen kontrol mekanizmaları vardır. Sistemin çalışması sırasında yoğunlaştırıcı için düşük sıcaklıklı soğutma suyu mevcut olduğunda kontrol mekanizması devreye girerek yoğunlaşma basıncını yapay olarak yüksek tutar (Wilbert et al, 1982). Veya sistemin uygun bir yerinden bir pompa vasıtasıyla soğutucu akışkan yani su pompalanarak eriyik seyreltilir ve LiBr konsantrasyonu kristalizasyon hattının üzerindeki bir noktaya çekilir.

3.8.2. Sızdırmazlık

LiBr-su çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu soğutucularda ortaya çıkan bir diğer önemli problem sızdırmazlıktır. Çünkü bu tür absorpsiyonlu sistemlerde soğutucu akışkanı düşük sıcaklarda buharlaştırabilmek için çok yüksek vakumda çalışılır. Cihaz ne kadar sızdırmaz olursa olsun konstrüksiyonunda kullanılan malzemenin gözeneklerinden olan küçük miktardaki hava sızıntıları söz konusudur. Bunun yanında diğer başka nedenlerden dolayı cihazın herhangi bir yerinden sistemin içerisine bir sızıntı olursa kapasite hızla düşer. Absorpsiyonlu soğutucunun herhangi bir zamanda bakım ve onarım için atmosfere açılması söz konusu olduğunda vakumun azot gazıyla kırılması ve bakım ve onarım yapılırken

üniteye küçük bir miktar azot gazı verilmesi standart bir uygulamadır (Collier, 1979).

3.8.3. Yoğunlaşamayan Gazlar

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde karşılaşılan bir diğer problem sistemde yoğunlaşamayan gazlar bulunmasıdır. Makinenin soğutma işlemine devam edebilmesi için bu gazlar uzaklaştırılmalıdır. Absorberin alt kısmında toplanmış bulunan eriyiğin yüzeyi nispeten durgundur. Bu nedenle yoğunlaşamayan gazlar burada toplanmaya eğilimlidirler. Böyle durumlarda bu gazlar büyük kapasiteli bir vakum pompasıyla uzaklaştırılırlar. Sistemdeki bu gazların temizlenmesi absorbsiyonlu soğutma sisteminin verimli bir şekilde çalışması için hayati bir öneme sahiptir. Uygun temizleme yapılmaması absorber basıncının buharlaştırıcıdan olan soğutucu akışkan buharı akışını durduracak kadar yüksek bir değere ulaşmasına yol açacaktır (The Trane Company, 1965).

3.8.4. Korozyon

Absorbsiyonlu soğutma makinasının faydalı ömrü cihazda korozyon kontrolünün ne kadar iyi yapıldığıyla yakından ilgilidir. Özellikle LiBr-su çalışma akışkanı çiftli absorbsiyon ünitelerinde kullanılan LiBr eriyiği son derece aşındırıcı bir maddedir ve havanın mevcudiyetinde ve 150°C 'ın üzerindeki sıcaklıklarda çelik, bakır ve bakır alaşımlarını fazlasıyla aşındırır.

Bütün absorbsiyonlu soğutucularda, soğutucunun iç kısımlarını aşınmalara karşı korumak için korozyon engelleyici çeşitli kimyasallar kullanılır. Ayrıca her mevsim cihaz içerisinden en az iki kere eriyik numunesi alınmalı ve uygun miktarda korozyon önleyici madde içerip içermediği kontrol edilmelidir. Buna ilaveten numune alkalinite, bakır, demir, vb maddelerin mevcudiyeti için de test edilmelidir. Eriyiğin ideal olması için sözü edilen bileşenleri bulundurmamalı veya çok az miktarlarda içermelidir (Collier, 1979).

BÖLÜM IV

4. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Tahrik Mekanizmasına Genel Bir Bakış

Absorbsiyonlu soğutma sistemini buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminden ayıran temel fark soğutucu akışkanı sistemin düşük basınçlı kısmından yüksek basınçlı kısmına taşımadaki yöntemdir. Absorbsiyonlu sistemde bu yöntemi gerçekleştirmekte kullanılan düzeneğe buhar sıkıştırırmalı sistemin kompresöründen daha karmaşıktır. Isıl kompresör olarak adlandırabileceğimiz bu düzeneği meydana getiren elemanlar temel olarak kaynatıcı, absorber, eriyik pompası ve kısılma vanasıdır. Su-amonyak çalışma akışkanı çiftli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan, kaynatıcıda saf olarak elde edilemediğinden, bunu sağlamak için ısı kompresörde ilaveten zenginleştirme kolonu ve ayırıcı da bulunur.

Kompresörün görevi temelde buharlaştırıcıyı terkeden soğutucu akışkanın basıncını artırarak taşıdığı ısıyı yoğunlaştırıcıda kolaylıkla çevreye bırakmasını sağlamak ve böylece soğutucu akışkanı tekrar ısıyı soğurmaya hazır hale getirmektir. Buhar sıkıştırırmalı sistemdeki kompresör bunu gerçekleştirmek için önce düşük basınçtaki soğutucu akışkan buharını içerisine çeker, sonra sıkıştırarak hacmini azaltır ve bu suretle yüksek basınca ulaşan buharı dışarı verir (Woolrich, 1965). Absorbsiyonlu soğutma sistemindeki ısı kompresör ise farklı bir takım fiziksel ve kimyasal işlemler yardımıyla soğutucu akışkanı sistemin düşük basınçlı kısmından yüksek basınçlı kısmına taşır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde çalışma akışkanı olarak LiBr-su ve su-amonyak çiftleri yaygın olarak kullanılmaktadır. LiBr-su çalışma akışkanı çifti daha çok hava şartlandırma uygulamalarında kullanıldığından ve bu çalışmada absorbsiyonlu sistemlerin soğutma uygulamalarına ağırlık verildiği için bu bölümde anlatılan konular su-amonyak çalışma akışkanı çiftli absorbsiyonlu sistemler esas alınarak incelenecektir. Bu tür sistemlerde amonyak soğutucu akışkan, su ise soğurucu maddedir. Temel bir su-amonyak çalışma akışkanı çiftli absorbsiyonlu soğutma sisteminin ısı kompresörü kısmen suyla dolu kapalı bir tanktır. Ayrıca buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıyla

akışkan akımı alışverişini sağlayan boru bağlantıları vardır. Tankın içerisinde, suyun dönüşümlü olarak ısıtılması ve soğutulmasını sağlayan buhar ve soğuk-su serpantinleri mevcuttur. Isıl kompresörün çalışmaya hazır olmasından önce sistemdeki tüm yoğunlaşamayan gazlar ve hava tahliye edilmiş durumdadır. Isıl kompresörün çalışmaya başlaması sırasında, tank ile yoğuşturucu arasındaki bağlantı kapalı konumdadır. Durum böyle iken buharlaştırıcı ile tank arasındaki bağlantı açık konuma getirilir ve ünite çalıştırılmış olur. Bundan sonra meydana gelen olaylar aşağıda açıklandığı gibidir;

(1) Buharlaştırıcıdan gelen düşük basınçtaki amonyak buharı tanka girer.

(2) Buhar, tankın içerisindeki su tarafından soğurur ve hacmi azalır. Amonyanın suyun içerisinde çözünmesi sırasında ısı açığa çıkar ve bu ısı tankın içerisindeki eriyiğin sıcaklığını artırır. Oysa sıcaklık arttıkça amonyanın eriyik içerisindeki çözünürlüğü azalacağından eriyiğin sıcaklığını sabit tutmak için tankın içerisindeki soğutma serpantininden soğutma suyu geçirilir. Ortalama 27°C 'da ve normal atmosferik basınçta soğurucu madde, su kendi hacminin yaklaşık 1000 katı hacimde amonyak soğurur. Böylece önemli bir miktarda sıkıştırma sağlanmış olur. Tankın içerisindeki su amonyakça doymuş hale ulaştıktan sonra tankın buharlaştırıcıyla olan bağlantısı kapanır, soğutma serpantinleri içerisindeki soğutma suyu akışı durur ve tanktaki ısıtıcı boruların içerisine buhar girmeye başlar. Isıtıcı borulardan geçen buhardan eriyiğe olan ısı transferi nedeniyle eriyiğin içerdiği amonyak buharı eriyiği terkeder. Isı uygulanması sonucu, tanktaki basıncı yoğuşturucu basıncının üzerine çıkarmaya yetecek miktardaki buhar eriyikten uzaklaştırıldığı zaman yoğuşturucu ile tank arasındaki bağlantı açılır.

(3) Bir taraftan tankın içerisindeki eriyiğin ısınması devam ederken, diğer taraftan ısı uygulanarak eriyikten uzaklaştırılan buhar yüksek basınçta tankı terkeder.

(4) Isıtıcı serpantinlere giden buhar akışı kesilerek ısı kompresörün başlangıçtaki koşullarına dönülür. Bu arada tankla yoğuşturucu arasındaki bağlantı kapanır, tank içerisindeki akımlar soğur ve sistemdeki soğutma çevrimini tekrarlamaya hazır hale gelmek üzere buharlaştırıcı ile tank arasındaki boru bağlantısı açılır. Buraya kadar anlatılanlara bakarak buhar sıkıştırma sistemdeki kompresörle absorpsiyonlu sistemin ısı kompresörü arasında benzerlikler bulunabilir. Buhar sıkıştırma sistemin kompresöründeki

pistonun emme hareketiyle, absorpsiyonlu sistemin ısı kompresöründeki tankın buharlaştırıcıdan buhar çekmesi arasında bir benzerlik kurulabilirken, kompresördeki sıkıştırma hareketiyle ise soğurulma nedeniyle buhar hacmindeki azalma ve yüksek basınçtaki eriyiğe ısı uygulanmasıyla soğutucu akışkan buharının eriyikten salıverilmesi arasında bir benzerlik kurulabilir.

Gerçek bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde ısıtma yoluyla eriyikteki tüm amonyağı çekmek mümkün değildir. Bu durumda soğutucu akışkan buharı saf su yerine zayıf amonyak eriyiği tarafından soğutulur. Çevrimin sürekliliğini sağlamak ve büyük sistemlerde daha büyük verimlilik elde etmek için soğurma ve eriyiğin soğutulması absorber diye isimlendirilen bir kaptadır yapılırken soğutucu akışkan buharının eriyikten ısı uygulanarak uzaklaştırılması işlemi kaynatıcı olarak isimlendirilen ayrı bir kaptadır gerçekleştirilir.

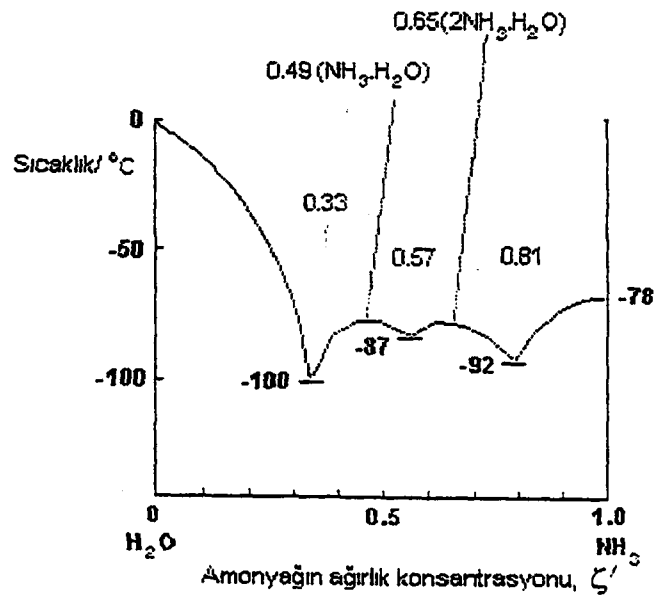
4.1. Çalışma Akışkan Çiftinin Özellikleri

Amonyakın sulu bir eriyik içerisindeki kompozisyonu; eriyikteki amonyak miktarını ifade eden ağırlık konsantrasyonu cinsinden verilir. Fakat burada dikkat edilmesi gereken önemli nokta su-amonyak sistemlerindeki eriyiklere ait güçlü ve zayıf nitelemesinin LiBr-su sistemlerinde kullanılanlardan farklı anlamlar taşıdığıdır. Su-amonyak sistemlerindeki eriyiklerin güçlü ve zayıf olarak nitelendirilmesi soğutucu akışkan, amonyağın eriyikteki konsantrasyonuna göre yapılırken LiBr-su sistemlerindeki eriyiklerin güçlü ve zayıf olarak nitelendirilmesi ise soğurucu madde, LiBr 'in eriyikteki konsantrasyonuna göre yapılır (Gosney, 1982).

Belirli bir sıcaklık ve basınçta sadece kendi buharıyla beraber bulunan bir su-amonyak eriyiği, kendi konsantrasyonunu ne azaltma ne de arttırma eğilimindeyse o zaman eriyikle üzerindeki buharların buldukları duruma denge durumu denir. Artan basıncın denge durumundaki bir eriyiğe etkisi denge konsantrasyonunu arttırmak şeklinde gözlenirken sıcaklıkta meydana gelebilecek bir artış ters etki yapacak ve denge konsantrasyonunu

azaltacaktır. Eriyiğin , basıncında eşdeğer bir artış meydana getirilmeksizin ısıtılması ortamdaki amonyak buharı miktarında pozitif yönde bir gelişme ve geride kalan eriyiğin konsantrasyonunda bir azalma meydana getirecektir. Böylece bu şartlar için denge durumundan daha güçlü bir konsantrasyon sadece anlık olarak varolabilir. Diğer taraftan eriyiğin soğutulması eriyik veya üzerindeki buharlar için hiçbir şekilde pozitif bir etki yaratmaz. Buna karşılık eriyikteki eğilim, konsantrasyonu arttırmaya yöneliktir. Bu ise sisteme amonyak verilmedikçe veya absorpsiyon prosesi için yeterli süre sağlanmadıkça gerçekleşmez. Bu durumda ortamda denge durumundan daha düşük bir konsantrasyon mevcut olacaktır (Sparks et al, 1959).

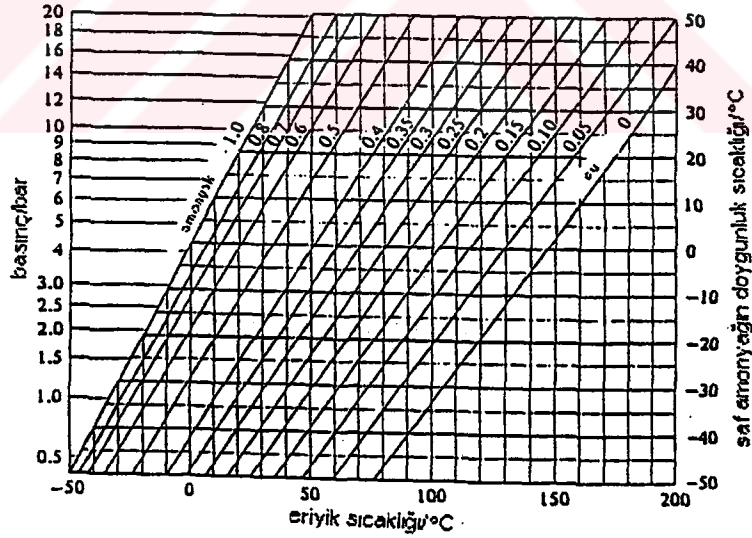
Amonyak ve su her oranlarda birbirleriyle tamamen karışabilen sıvılardır ve bu nedenle normal sıcaklıklarda 0-1 aralığındaki tüm ağırlık konsantrasyonlarında homojen eriyikler meydana getirebilirler. Düşük sıcaklıklardaki eriyik konsantrasyonu; saf su buzu, saf amonyak buzu ve $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$ ve $2\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$ gibi bileşiklerden meydana gelmiş çeşitli katı faz çökeltilerinin oluşumuyla sınırlıdır. Şekil 4.1 'de görüldüğü gibi bu katı fazlardan ikisi ile eriyik arasındaki dengeye tekabül eden üç ötektik noktası mevcuttur.



Şekil 4.1. Su-amonyak eriyiklerinin ötektik noktaları..

Denge durumunda sulu bir eriyik içerisinde bulunan amonyak ortamdaki suyun buhar basıncını düşürür. Aynı şekilde su da amonyaklı bir eriyik içerisindeki amonyağın buhar basıncına aynı etkiyi yapar. Böylece eriyik üzerindeki toplam basınç hem amonyağın hem de suyun buhar basınçlarının etkisiyle oluşur. Bu durumda toplam basıncın değeri daima saf amonyakla, saf suyun buhar basıncı değerlerinin arasında bir yerde bulunur. Fakat bu durum diğer bütün eriyikler için aynı değildir. Su-amonyak eriyiğine ait Wucherer tarafından tesbit edilen buhar basıncı değerleri Şekil 4.2.'de gösterilmekte olan Dühring diyagramıyla ifade edilir.

Su-amonyak eriyikleri, LiBr'in sudaki eriyiklerinde olduğu gibi idealden sapmalar gösterirler. Bu nedenle nitel olarak suyun amonyak içerisindeki davranışı, LiBr'nin su içerisindeki davranışına benzer. Bu durumda suyun buhar basıncı beklenen ideal değerden çok altında olur (Gosney, 1982).



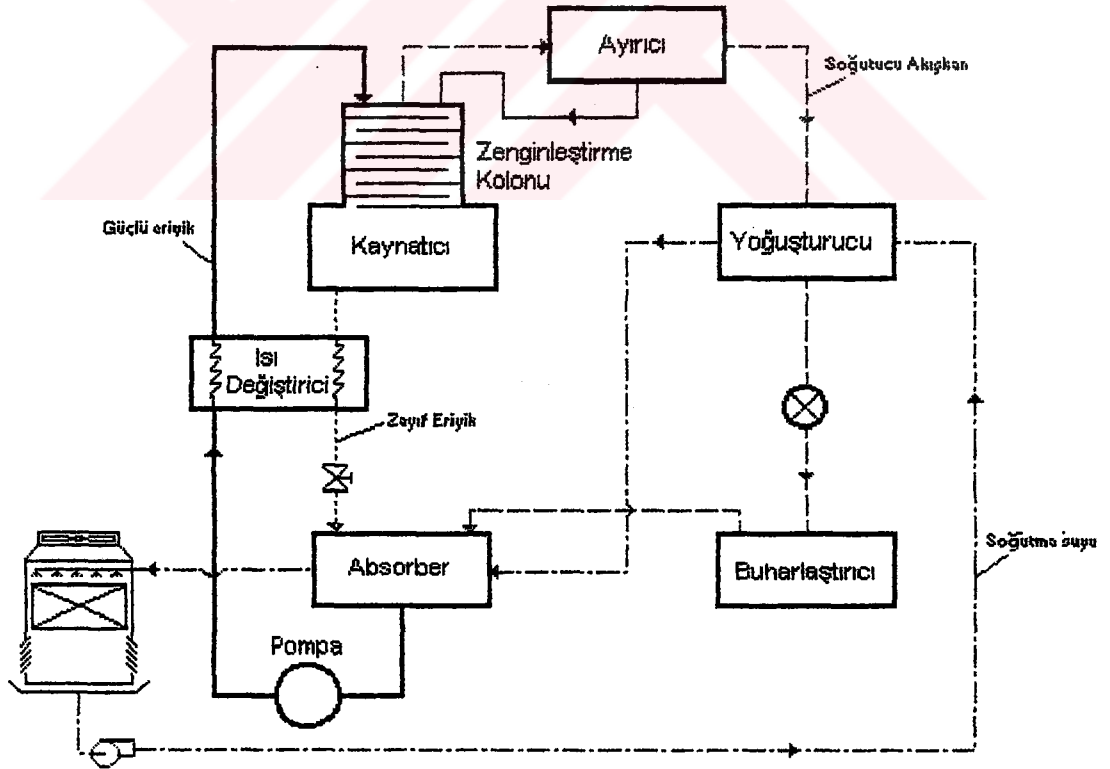
Şekil 4.2. Su-amonyak eriyiğine ait buhar basınçlarını gösteren Dühring diyagramı.

Susuz amonyağın ; su ya da düşük veya orta konsantrasyonlardaki su-amonyak eriyiği tarafından soğurulması sırasında ısı açığa çıkar. Açığa çıkan bu ısıya; eriyik ısı, absorpsiyon ısı, karışım ısı gibi çeşitli isimler verilebilir. Bu arada kaynatıcı prosesinde ise aynı eriyiğini bileşenlerine ayırmak için ısıya ihtiyaç vardır. Absorpsiyon ısı; sıvı amonyağa ait Pv/J

çarpımından (amonyak eriyik tarafından soğurulduğu için hacminde bir büzülme meydana gelir) ve eriyiğin yapısındaki moleküler düzenleme nedeniyle iç enerjisinde meydana gelen değişikliklerden ortaya çıkan toplam enerjiye eşittir. Absorbsiyon ısısının büyüklüğü soğurucu maddenin eriyikteki konsantrasyonuna bağlıdır (Sparks et al, 1959).

4.2. Absorbsiyon Sistemindeki Akışkan Akımı Döngüleri

Şekil 4.3. 'de görüldüğü gibi soğutucu akışkan ve soğurucu madde ünite içerisinde farklı sirkülasyon akımlarına sahiptir. Soğutucu akışkan ve soğurucu maddenin bu akımlarına ilaveten sistemde, absorber ve yoğuşturucunun istenmeyen ısılarını uzaklaştıran bir soğutma suyu akımı mevcuttur.



Şekil 4.3. Absorbsiyonlu sistemdeki akışkan akımları.

SOĞUTUCU AKIŞKAN AKIMI : Üzerine ısı uygulanan güçlü eriyikten buharlaşarak ayrılan soğutucu akışkan kaynatıcıyı terkeder. Fakat soğutucu akışkan ve soğurucu maddenin buharlaşma basınçları birbirine yakın olduğu ve bu nedenle kaynatıcıyı terkeden soğutucu akışkan buharının içerisinde bir miktar soğurucu madde olduğundan dolayı bu buhar ileri derecede saflaştırma için ayırıcıya girer ve kendisiyle beraber buharlaşan bir kısım soğurucu maddenin yoğunlaşarak ayrılmasını sağlar. Ayrılan bu soğurucu madde kaynatıcıyı geri döner. Saf haldeki soğutucu akışkan buharı ise yoğunlaştırıcıya girerek yoğunlaşır. Bundan sonra genişleme vanası yoluyla buharlaştırıcıya gider ve soğutulacak ortamdan ısıyı çekerek tekrar buharlaşır. Buhar haldeki soğutucu akışkan absorbere geçer ve buradaki serin, zayıf eriyik tarafından soğurulur. Soğutucu akışkanca doygun hale gelen bu eriyik, pompa vasıtasıyla sıvı-sıvı ısı değiştirici üzerinden kaynatıcıya geri döner. Böylece soğutucu akışkan akımı sirkülasyonu tamamlanmış olur.

ZAYIF ERİYİK AKIMI : Sıvı-sıvı ısı değiştiricisi yoluyla absorberden gelen güçlü eriyik üzerine kaynatıcıda ısı uygulandığı zaman, eriyik içerisindeki soğutucu akışkanın bir kısmı buharlaşarak ayrılır ve böylece eriyik içerisindeki soğurucu madde yüzdesi artar. Bu şekilde soğurucu madde bakımından konsantre hale gelen zayıf eriyik kaynatıcının dip kısmında toplanır. Bu sırada kaynatıcıya giren güçlü eriyik ise dipteki bu zayıf eriyiğin kaynatıcıyı terk etmesine ve sıvı-sıvı ısı değiştiricisinden geçerek serinlemesine neden olur. Bu haliyle absorbere geri dönen zayıf eriyik soğutucu akışkan buharını tekrar soğurmaya hazırdır.

GÜÇLÜ ERİYİK AKIMI : Soğutucu akışkan akımında da ifade edildiği gibi, zayıf eriyiğin absorberde soğutucu akışkanı soğurmasıyla meydana gelen güçlü eriyik pompa vasıtasıyla basıncı artırılarak sıvı-sıvı ısı değiştirici üzerinden kaynatıcıya gönderilir. Kaynatıcıda içerisindeki soğutucu akışkanın bir kısmı uzaklaştırılarak zayıf eriyik haline getirildikten sonra alt kısımda toplanır. Kaynatıcı kısmına giren güçlü eriyik akımı nedeniyle ortamı terkeder ve yerçekiminin etkisiyle sıvı-sıvı ısı değiştiricinin üzerinden tekrar

absorbere geri döner.

SOĞUTMA SUYU AKIMI : Sistemin absorber ve yoğuşturucusunda ortaya çıkan ısıları uzaklaştırmak için kullanılan su akımıdır.Sirküle ettirilen soğutma suyunun önce yoğuşturucuya sonra da absorbere gönderilmesi yaygın olarak kullanılan bir uygulamadır. Çünkü soğutma suyu, yoğuşturucuda soğutucu akışkan buharını yoğuşturduktan sonra bile absorberdeki istenmeyen ısıları uzaklaştırmaya yetecek kadar düşük sıcaklıktadır. Yoğuşturucu ve absorberden geçerek sıcaklığı yükselen soğutma suyu ya çevreye bırakılır ya da soğutulup tekrar kullanılmak üzere bir soğutma kulesine gönderilir.Bu durumda sistemde kullanılan soğutma suyunu sirküle ettirmek için de az da olsa bir güç harcanır (Woolrich, 1965).

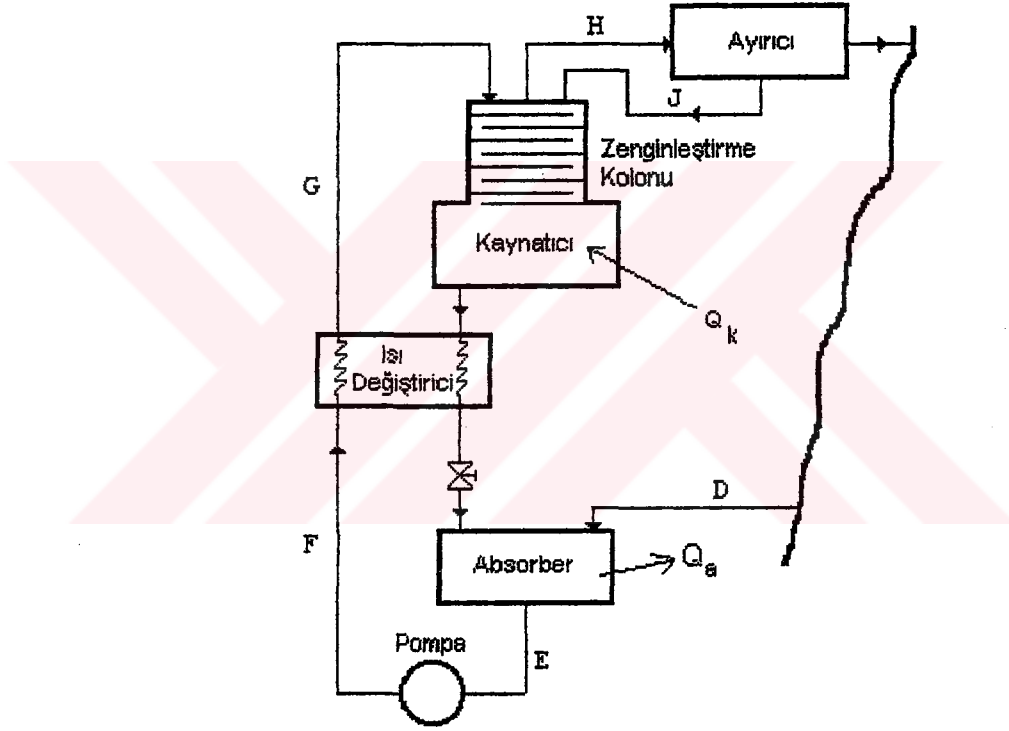
4.3. Isıl Kompresörü Meydana Getiren Elemanlar ve Özellikleri

Şekil 4.4. 'de absorpsiyonlu bir soğutma sisteminde ısıl kompresörü meydana getiren elemanlar olarak kaynatıcı, absorber, kısılma vanası, pompa, ayırıcı ve zenginleştirme kolonu görülmektedir.Mekanizmadaki kaynatıcı, ayırıcı ve zenginleştirme kolonu üçlüsü amonyakın saf olarak eldesini sağlayan fraksiyonlu destilasyon prosesini oluştururlar.

4.3.1. Ayırıcı

Ayırıcının temel görevi; içerisinde dolaşan soğutma suyu vasıtasıyla zenginleştirme kolonundan gelen buharları soğutmak ve içerdikleri su buharı muhteviyatını yoğuşurma ile mümkün olan en düşük seviyeye indirmektir.Sistemde yoğuşturucudan önce amonyak buharı içerisindeki su buharını ayıran en son cihazdır.Ayırıcı aslında bir yoğuşturucu gibi düzenlenmiştir.Yapımında kullanılan çift borulu tasarım soğutma için oldukça etkilidir fakat bunun yanında helezon borulu veya kovanlı borulu tipteki ayırıcı tasarımları da kullanılmaktadır.İçerisindeki soğutma serpantinleri vasıtasıyla zenginleştirme kolonundan gelen buharı, içerdigi suyun kaynama noktasının altındaki bir sıcaklığa kadar soğutarak

buhar içerisinde mevcut bulunan su buharının büyük bir kısmı yoğunlaştırarak ayrırır. Bu arada şunu belirtmekte fayda vardır; zenginleştirme kolonundan çıkıp ayırıcıya giren buhar içerisindeki amonyak, su buharına göre kızgın buhar halindedir ve ayırıcıdaki soğutma sırasında önce su buharı yoğunlaşır. İçerdiği su buharının büyük bir kısmını bırakan buhar yaklaşık %99,5 'luk bir amonyak konsantrasyonunda ayırıcıyı terkeder.



Şekil 4.4. Absorbsiyonlu sistemin ısı kompresörü.

Diğer taraftan ayırıcı içerisinde yoğunlaşan su ise toplanarak zenginleştirme kolonuna geri gönderilir (Woolrich, 1965). Gerçekte sistemin ayırıcı kısmında meydana gelen olay yukarıda ifade edilenden biraz farklıdır. Şöyle ki: soğutma sırasında yoğunlaşan su buharı, mevcut konsantrasyon ve basınçta denge konsantrasyonunda bir eriyik meydana getirmek için çabalıyacak ve bunun için gereken bir miktar amonyak, buhardan soğuracaktır. Bu durumda zenginleştirme kolonuna yoğunlaşan su veya damlacıklarla beraber bir kısım amonyak da gider. Dahası ayırıcıda hakim olan yüksek basınç ve nispeten düşük sıcaklık

nedeniyle zenginleştirme kolonuna geri gönderilen eriyikteki amonyak konsantrasyonu yüksek olacaktır.Fakat zenginleştirme kolonunu terkeden buhardaki amonyak konsantrasyonu ayırıcıdan geri dönen akımdaki amonyak konsantrasyonundan daha fazla olduğu için amonyak buharının ileri derecede saflaştırılması ayırıcıda sadece yukarıda açıklanan basit bir soğutma prosesiyle gerçekleştirilir.

Akış direnci nedeniyle ayırıcının basıncı yoğuşturucu basıncından biraz daha fazla olduğu için çoğu zaman 100-120°C 'da yeterince kuru amonyak elde edilebilir.Eğer soğutma fazla olursa aşırı miktarda amonyak damlacıklar halinde zenginleştirme kolonuna geri gönderilecektir. Ayırıcı sistemde genellikle, zenginleştirme kolonundan sonra gelir.Bunun nedeni buharla sürüklenen son nem izlerini de ortadan kaldırmaktır.Bazı ayırıcı tasarımlarında, zenginleştirme kolonuna geri dönen akımın çıkışta birikmesini önlemek için akım bir kaç noktada birden toplanarak uzaklaştırılır (Sparks et al, 1959).

4.3.2. Zenginleştirme Kolonu

Zenginleştirme kolonu aslında güçlü eriyiğin kaynatıcıya girişinden önce ileri ön ısıtmasının yapıldığı doğrudan temaslı bir ısı değiştiricidir.Bu ısıtma kaynatıcıda oluşan buharların zenginleştirme kolonu içerisinde yükselirken ısı kaybetmesiyle sağlanır.Çoğu su-amonyak'lı absorpsiyon sisteminde zenginleştirme kolonu kaynatıcı ile beraber bileşik bir ünedir.Fakat bazı durumlarda sistemde tek başına bulunabilir.Tipine bakılmaksızın, tüm zenginleştirme kolonları temelde üst üste tepsiler veya iki akım arasındaki teması sağlayan özel dolgu malzemeleri içerirler.Üstten zenginleştirme kolonuna giren güçlü eriyik ve ayırıcıdan geri dönen akım tepsiler üzerinden yerçekiminin etkisiyle aşağıya doğru akarken karşı akışla kaynatıcıdan yükselen soğutucu akışkan buharlarıyla temas ederler.Bu yolla büyük miktarda eriyik yüzeyi buharlara temas edeceğinden mümkün olan en yüksek miktarda ısı transferi sağlanmış olur.

Zenginleştirme kolonundan geçen buharlar daha sonra ayırıcıya giderler ve burada daha ileri

bir kurutmaya maruz kalırlar.Bu arada üstten giren güçlü eriyik akımı ise zenginleştirme kolonunun alt kısmındaki kaynatıcıya ulaşarak asıl ısıtmaya maruz kalır.

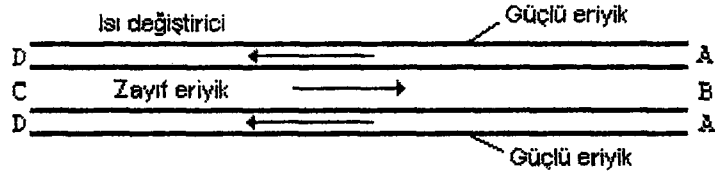
Güçlü eriyiğin ağırlığı buharın ağırlığından birkaç kat, özgül ısısı ise yaklaşık olarak iki kat fazla olduğundan buharın soğuma etkisi eriyiğin ısınma etkisinden daha fazladır. Zenginleştirme kolonunun verimliliğine bağlı olarak, kolona giren eriyik ile kolonu terkeden buharlar arasındaki sıcaklık farkı 10-20°C arasındadır.Kolonun iyi bir verimlilikte çalıştığı durumlarda ise bu sıcaklık farkı 10°C 'dan azdır.Kolonu terkeden buharlar basınç ve sıcaklıklar açısından yaklaşık olarak denge şartlarına yaklaşır.Bunu sağlayan en önemli etken bu buharların hemen hemen aynı sıcaklıktaki eriyikle sürekli olarak temas halinde bulunmasıdır.Zenginleştirme kolonunun soğutucu akışkan buharları üzerine etkisi buharın içerisindeki soğutucu akışkan muhteviyatını sürekli olarak artırırken, soğurucu madde oranını azaltmasıdır.Dolayısıyla güçlü eriyiğin konsantrasyonu da azaltılmış olur (Sparks et al,1959).

4.3.3. Sıvı-sıvı Isı Değiştirici

Sistemde kullanılan ısı değiştirici çift borulu veya helezon borulu tiptedir. Her iki durumda da akışkanlar ısı değiştirici içerisinde etkili bir ısı aktarımı sağlamak için karşı akışlı olarak akarlar.Şekil 4.5.'de çift borulu bir ısı değiştirici şematik olarak gösterilmektedir.Buna göre kaynatıcıdan gelen zayıf eriyik içteki boru boyunca akarken, absorberden gelen güçlü eriyik borular arasındaki dairesel boşluktan geçmektedir.Daha yüksek ısı kapasitesine sahip olan güçlü eriyik miktar açısından da zayıf eriyikten fazladır.Böylece ideal bir ısı değiştiriciyle AB de sıcaklık eşitliği meydana gelirken CD 'de meydana gelmeyecektir. Gerçek bir ısı değiştiricide ise AB 'deki sıcaklık farkı yüzey alanı büyüklüğüne ve ısı transfer katsayısına bağlı olacaktır.

Isı değiştiriciye ait kütle dengeleri gayet basittir.Çünkü ısı değiştiriciye giren ve çıkan akımların konsantrasyonlarında herhangi bir değişiklik yoktur.A ve D 'deki toplam ve

bileşen kütle miktarları birbirine eşittir. Aynı ilişki B ve C 'deki akımlar için de geçerlidir.



Şekil 4.5. Sıvı-sıvı ısı değiştirici akış diyagramı.

Isı değiştiriciden geçen zayıf eriyiğin başına gelen olay basit olarak soğutmadır. Buna karşılık karşı akımla geçen güçlü eriyik ise ısıtılır. Güçlü eriyiğin ısıtılması prosesi sırasında eğer sıcaklık yeterince yüksek olursa eriyik içerisindeki bileşenlerin küçük bir kısmının buharlaşması olayı meydana gelebilir. Bu durum güçlü eriyiğin sıcaklık artışı baskı altında tutmaya eğilimli olacak ve son sıcaklığın tahmin edilmesini zorlaştıracaktır. Bu sıcaklığın tespit edilmesi söz konusu olduğunda, bu ancak deneme yanılma yöntemiyle bulunabilecektir. Fakat enerji miktarlarının hesaplanmasının gerekli olduğu durumlarda ısı değiştiriciyi terkeden eriyiğin enerjisi belirlenebildiği sürece sıcaklık tek başına önemli değildir. Bu, meydana gelebilecek herhangi bir buharlaşma olayı hesaba katılmaksızın, zayıf eriyikten uzaklaştırılan enerjinin ısı değiştiriciye giren güçlü eriyiğin enerjisine ilave edilmesiyle yapılabilir. Isıtma sırasında güçlü eriyik içerisindeki soğutucu akışkan ve soğurucu maddenin bağıl miktarları değişmediğinden kaynatıcıyla ilgili hesaplar yapılmaya kadar absorpsiyon ısısını göz önünde bulundurmaya gerek yoktur.

4.3.4. Eriyik Pompası

Sistemde kullanılan pompalar genellikle pistonlu veya santrifüjlüdür. Her iki durumda da pompayı çalıştırmak için gerekli olan iş; oluşan mekanik sürtünmelerin üstesinden gelmek, hidrolik kayıpları yenmek ve istenen miktardaki eriyiği pompalamak için gereken enerjilerin toplamıdır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan pompa; ısı değiştirici, tesisat boruları ve vanalardaki akışkan sürtünmeleri nedeniyle kaynatıcı ve absorber arasında

meydana gelebilecek aşırı basınç farklarını karşılayabilecek kapasitede olmalıdır.

Akışkan akımı üzerine uygulanan yararlı işi temsil eden güç hidrolik beygir gücü olarak ifade edilebilir ve bunun pompaya verilen güce oranı hidrolik ve mekanik verimliliğin toplamıdır. Bir akışkan akımına uygulanan kararlı-akım analiziyle belirlenen hidrolik iş, matematiksel olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir,

$$W = \int V \cdot dP \quad (4.1)$$

W : İş. [kJ]
 V : Pompalanan akışkan hacmi. [m³]
 dP : Sonsuz küçük basınç değişimi. [Pa]

Sıvıların çoğu fiilen sıkıştırılmaz olduğundan 4.1 denklemini emme, P_{em} ve boşaltma, P_{ba} basıncı sınırları arasında integre edilebilir. Bu durumda,

$$W = V(P_{ba} - P_{em}) \quad (4.2)$$

fakat burada,

$$V_{Ak} = m_{Ak} \cdot v_{Ak}$$

V_{Ak} : Pompalanan akışkan hacmi. [m³]
 m_{Ak} : Pompalanan akışkan kütlesi. [kg]
 v_{Ak} : Akışkan özgül hacmi. [m³/kg]

Eğer akış debisi, m' ile ifade edilirse denklem hidrolik beygir gücü olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir,

$$H_p = \frac{m' \cdot v_{Ak} \cdot (P_{ba} - P_{em})}{10^4} \quad (4.3)$$

H_p : Hidrolik beygir gücü. [W]
 m' : Akışkan debisi. [kg/s]
 v_{Ak} : Akışkan özgül hacmi. [m³/kg]
 P_{ba} : Pompanın basma basıncı. [Pa]

P_{em} :Pompanın emme basıncı. [Pa]

Pistonlu pompalarda, basılan sıvı miktarı teorik olarak pistonun yer değiştirme hacmine eşdeğerdir.Fakat gerçekte pompalanan sıvı miktarı bu yerdeğiştirme hacmiyle ifade edilenden daha azdır.Bu durumda pompa tarafından basılan sıvı miktarını belirleyen piston yer değiştirme hacminin teorik ve gerçek değerleri arasındaki bu fark kayma(slip) olarak adlandırılır.

Pompayı tahrik etmek için kullanılan enerjinin bir kısmı mekanik sürtünme nedeniyle ısıya dönüşür.Isıya dönüşen bu kısım, güçlü eriyiğin entalpisindeki bir artışla temsil edilir.Eriyiğin entalpisinde meydana gelen bu artış birim eriyik miktarı başına düşünüldüğünde küçük olmasına rağmen birim zamandaki ton başına soğutma veya sistem için yazılan bir enerji dengesi söz konusu olduğunda dikkate değer bir şekilde ortaya çıkmaktadır.Bu durumda bu entalpi artışı sistemdeki sıvı-sıvı ısı değiştirici hesaplamalarında dikkate alınır.Yani absorberi terkeden güçlü eriyiğin entalpsi ısı değiştiriciye girmeden evvel pompa işi tarafından artırılır.Böylece pompaya verilen tüm enerjinin güçlü eriyiğin üzerine yüklendiği kabul edilir (Sparks et al, 1959)

4.3.5. Kaynatici

Sistemde kullanılan kaynatici bir imbik veya pişirme kazanıdır.Fakat su-amonyak 'lı sistemlerde zenginleştirme kolonu ve ayrılcıyla beraber bir fraksiyonlu destilasyon ünitesi olarak karşımıza çıkar.Kaynatici yapı itibariyle zayıf ve güçlü eriyik akımlarıyla, soğutucu akışkan buharının uygun bir şekilde giriş ve çıkışına olanak sağlayacak bir konstrüksiyona sahiptir ve sistemin çalışması sırasında yarısına kadar su-amonyak eriyiği ile doludur.Üniteyi ısıtmakta kullanılan düşük basınçlı buhar veya güneş enerjili sistemlerde olduğu gibi güneş kolektörlerinde ısıtılan sıcak akışkan, eriyik seviyesinin altındaki bir bölgeye inşa edilen boruların içerisinde dolaştırılır. Buhar borularının çıkışında sadece yoğuşan suyun çıkışına izin veren bir kapan bulunur.

Güçlü eriyik ısı değiştirici yoluyla, damlacıklar ise ayırıcı yoluyla kaynatıcıya girerken oluşan buharlar zenginleştirme kolonu üzerinden ayırıcıya ulaşırlar. Soğutucu akışkanın buharlaşmasından sonra arta kalan zayıf eriyik kaynatıcının dip kısmından alınır. Kaynatıcıda eriyiğin geçirdiği işlem temel olarak eriyik içerisinde denge halinin tekrar kurulmasıdır. Isı değiştiriciden gelen eriyik kaynatıcı şartları açısından çok güçlü bir durumda olduğu zaman içerisindeki amonyak muhteviyatı bir denge konsantrasyonu kuruluncaya kadar hızla azaltılır (Sparks et al, 1959).

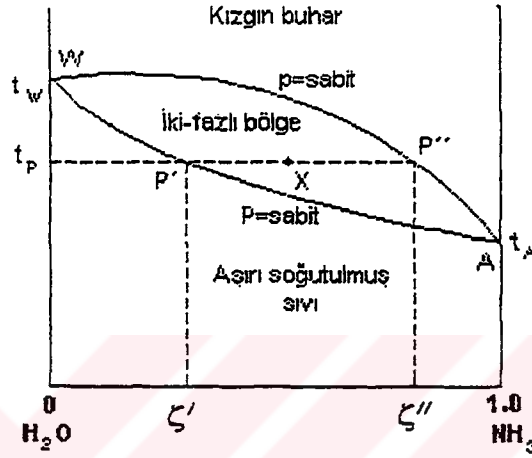
şekil 4.3'te görölmekte olan denge diyagramında, kaynatıcı-zenginleştirme kolonu sistemine giren ve terkeden akımlar açık bir şekilde görölmektedir.

4.3.5.1. Kaynatıcı Prosesi Analizi

Absorbsiyonlu bir sistemin kaynatıcısındaki basınç kaynatıcının her tarafında sabittir ve yoğuşma basıncına yaklaşık olarak eşitir. şekil 4.6 'daki diyagramda eriyiğin sabit basınçtaki kaynama noktaları amonyaki eriyik içerisindeki ağırlık konsantrasyonunun bir fonksiyonu olarak (diyagramda W - P' - A hatrıyla gösterilen) gösterilmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta ağırlık konsantrasyonuna göre değişen kaynama noktası değerlerinin, eriyiği meydana getiren bileşenlerin saf haldeki kaynama noktası değerleri (t_w ve t_A) arasında bulunduğudur.

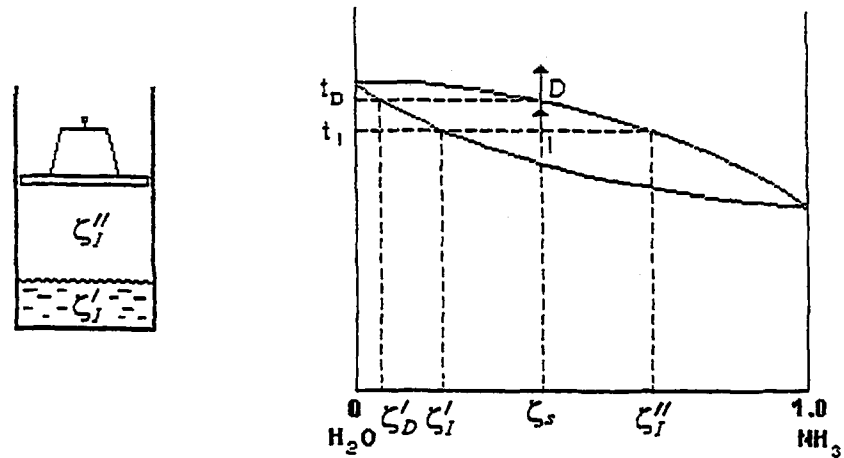
P' basıncında, t_p sıcaklığına ısıtılan eriyiğin ağırlık konsantrasyonu, ζ' , grafikte göröldüğü gibi eriyiğin kaynama noktası değerinin tam üzerine gelir ve bu nokta " kabarcık noktası " olarak adlandırılır. Bu durumda W - P' - A eğrisi ise kabarcık noktası eğrisi olarak isimlendirilir. Kaynatıcıda ilk anda üretilen buharın ağırlık konsantrasyonu diyagramda göröldüğü gibi ζ' değil, P'' noktasıyla gösterilen ζ'' 'dir. Bu durumda buhar amonyak konsantrasyonu bakımından eriyikten daha zengindir (Gosney, 1982). P'' noktasına grafiğin üst kısmından da t_p sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklıktaki bir kısım buharı yoğuşmanın başlangıcına yani çiğ oluşumuna kadar soğutarak yaklaşılabilir. Bu durumda P'' basıncında, t_p sıcaklığına soğutulan eriyiğin ağırlık konsantrasyonu, ζ'' 'dur ve bu noktaya çiğ noktası

denir. $W - P'' - A$ eğrisi ise çığ noktası eğrisi olarak adlandırılır. P' noktasındaki sıvı ile P'' noktasındaki buhardenge halindedir.



Şekil 4.6. Su-amonyak eriyiğine ait kabarcık ve çığ noktaları.

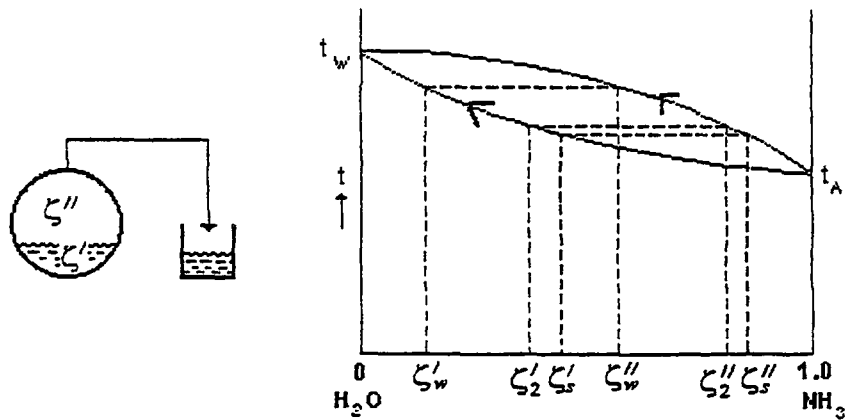
ζ_s amonyak konsantrasyonundaki bir eriyiğin sıcaklığı sabit kalacak şekilde bir silindir içerisine hapsedildiğini düşünelim. Buharlaşma sürdükçe ortamdaki sıcaklık artar fakat hiçbir bileşen silindirden dışarı çıkarmıyacağı için silindir içerisindeki toplam konsantrasyon ζ_s değerinde sabit kalır. Şekil 4.7.'de gösterildiği gibi sistemin durumu sabit ζ_s



Şekil 4.7. Su-amonyak eriyiğinin kapalı bir kap içerisinde kaynatılması prosesi.

konsantrasyonunda değişir ve sıcaklığı D noktasına yükselir.İki-fazlı bölgede eriyiğe ait bir durumu I noktasıyla ifade edelim. Bu durumda eriyik sıcaklığı t_1 ve eriyik konsantrasyonu ζ'_1 olacaktır.Bu arada ortamdaki sıcaklık t_D değerine ulaştığı zaman eriyik tamamen buharlaşmış olur.Eriyiğin tamamen buharlaşmasından hemen önceki konsantrasyonu da ζ'_D ile verilir.Ortama ısı verilmeye devam edilmesi halinde sabit basınçtaki buharın sıcaklığı artar ve başlangıçtaki eriyiğin konsantrasyonunda kızgın buhar elde edilir.Buna karşılık t_D , ζ_s konsantrasyonundaki buhar için bir çığ noktası sıcaklığıdır.

Diğer taraftan, eğer eriyik dışarıya çıkışı olan bir kap içerisinde kaynatılırsa, basınç yine sabit kalır ve buhar üretildikçe dışarı verilir.Şekil 4.8.deki diyagramdan da görüldüğü gibi dışarı verilen buharın ilk kısmının ağırlık konsantrasyonu ζ''_s 'dur.Geriye kalan eriyikteki amonyak konsantrasyonu ise ζ'_s değerine düşer.Buharlaşma sürdükçe eriyiğin konsantrasyonu ζ'_w 'lık bir değere kadar azalmaya devam eder.Bu durumda kaynama prosesi sırasında eriyik ζ'_s 'lik bir başlangıç konsantrasyonundan ζ'_w 'lik bir son konsantrasyon değerine değişirken çıkan buharın ağırlık konsantrasyonu ζ''_s değerinden ζ''_w değerine düşer.Kabı terkeden buharın tamamının yoğuşturulması sonucu elde edilecek yoğuşmuş buharın konsantrasyonu ζ''_s ile ζ''_w arasında bir orta konsantrasyon değerine sahip olur.Böylece destillenen tüm kısmın ağırlık konsantrasyonu ilk kısımda elde edilen buharın ağırlık konsantrasyonundan (ζ''_s) az olur.



Şekil 4.8. Su-amonyak eriyiğinin bir ucu açık kapalı bir kap içerisinde kaynatılması prosesi.

Yine Şekil 4.8.'de görüldüğü gibi kaynama sırasında su-amonyak eriyiğinin konsantrasyonu azaldıkça sıcaklığı yükselmektedir. Bundan dolayı, zenginleştirme kolonunun herhangi bir bölgesinde yükselmekte olan buhar karşılaştığı ve kolonun yüksek seviyelerinden aşağıya doğru inmekte olan eriyikten daha sıcaktır. Böylece yükselen buharın bir kısmı yoğunlaşırken aynı şekilde aşağıya inen eriyiğin bir kısmı da buharlaşır. Yoğuşan buharın konsantrasyonu, yükselen buharınkinden daha azdır ve sonuçta buhar zenginleştirilmiş olur. Aşağıya inmekte olan eriyiğin konsantrasyonu ise kolona giren su-amonyak eriyiğinin konsantrasyonundan azdır. Sonuç olarak elde edilen; aşağıya inen eriyikten yukarı yükselen buhara net bir amonyak transferinin yanında yukarı yükselen buhardan da aşağıya inen eriyiğe net bir su transferinin olmasıdır. Limit durumunda, sonsuz transfer yüzeyiyle kolonun tepesindeki buhar ve kolona giren eriyik denge durumuna getirilebilir. Fakat pratikte mümkün olan en iyi durum denge haline bir yaklaşımdır.

4.3.5.2. Kaynaticıda Kullanılan Enerji Kaynakları

İlk absorpsiyonlu makineler doğrudan kömürle ısıtılırdı. Fakat sonraları kontrolü daha kolay ve etkili olduğu için buhar kullanılmaya başlandı. Büyük kapasiteli LiBr sistemleri buhar veya sıcak suyla tahrik edilirler. Buna karşılık küçük kapasiteli olanlar ise doğrudan gaz veya sıvı yakıt aleviyle tahrik edilir. Platan-Munters tipindeki evsel soğutucularda ısıtma ortamı olarak gaz, kerosen veya elektrik enerjisi kullanılır.

Sistemde kullanılan ısıtma ortamının sıcaklığı temel bir tasarım parametresidir çünkü bu değer verilen bir yoğunlaşma sıcaklığı ve basıncı için kaynaticıyı terkeden eriyiğin ağırlık konsantrasyonunu sabitler. Kaynaticıyı terkeden eriyik kabarcık noktasındadır ve sıcaklığı ne kadar yüksek olursa içerdiği soğutucu akışkan miktarı da o derece az olur. Pratikte bir sistemi çalıştırmak için güçlü ve zayıf eriyiğin konsantrasyonları arasında bir farkın olması gerekir. Mesela su-amonyak sistemi için ekonomik açıdan en düşük fark yaklaşık 0.08 'dir. Verilen yoğunlaşma ve soğurma sıcaklıklarında, kaynaticı sıcaklığı buharlaştırıcıda ulaşılabilecek en düşük sıcaklığı belirler.

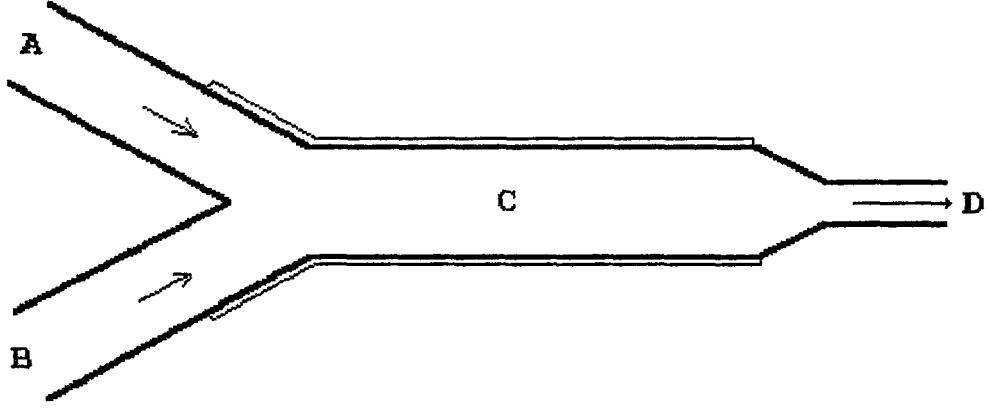
Buharlaştırıcıda daha düşük sıcaklıklar elde etmek için sistemi tahrik eden ısıtıcı ortamın sıcaklığı artırılmalıdır.Eğer bu mümkün değilse iki kademeli bir absorpsiyon sistemi kullanılarak düşük sıcaklıklara ulaşılabilir.Fakat kuşkusuz bu alternatif çok daha pahalıdır (Gosney, 1982).

4.3.6. Absorber

Absorber aslında içerisinde soğutma suyu serpantinleri veya boruları bulunan kapalı bir kaptır. Sistemin çalışması sırasında, soğutucu akışkanca doymamış halde bulunan zayıf eriyik ile doludur.Zayıf eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan buharıyla absorberin dip kısmında temas geçer ve buharı soğurduktan sonra güçlü eriyik olarak absorberi terkeder. Zayıf eriyiğin konsantrasyonu, kaynatıcıda maruz kalman basınç ve sıcaklığa bağlıdır ve bu şartlara göre bir denge konsantrasyonu söz konusudur.Eğer zayıf eriyik, absorberde soğurma işlemi tam olarak tamamlanana kadar kalabilirse soğurma sonucu oluşan güçlü eriyik absorberi denge konsantrasyonunda terkeder.Fakat pratikte bu durum nadiren vuku bulduğundanoluşan güçlü eriyik, absorberi, içinde bulunulan şartlara karşılık gelen denge değerinden daha düşük bir konsantrasyonda terkeder.

4.3.6.1. Absorber Prosesi Analizi

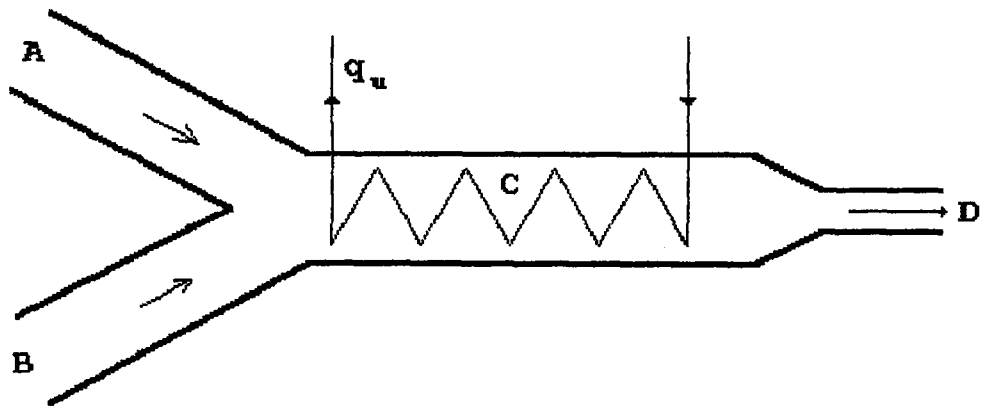
İki bileşenin karışması sonucu yeni bir maddenin meydana gelmediği bir karışım olan su-amonyak karışımında eriyik entalpisi Şekil 4.9. 'daki diyagram referans alınarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;Sıvı amonyak B'den akarken, su veya zayıf su-amonyak eriyiği de A'dan akmaktadır.Bu durumda C'de meydana gelen adyabatik bir karışma sonucunda oluşan eriyik D'den sistemi terkeder.Akışa ait kinetik enerji küçük olduğu için ihmal edildiğinde, karışma odasına giren enerji ; A ve B'den geçen sıvıların entalpilerinin toplamıdır.Bu arada soğurma prosesi sırasında, soğurma ısı artacak ve D'de dikkate değer bir sıcaklık artışı gözlenecektir.Sistemi terkeden enerji D'deki eriyiğin entalpisi olup $H_D=H_A+H_B$ 'den dolayı görülecektir ki adyabatik bir karışma sonucu oluşan eriyiğin



Şekil 4.9. Absorbsiyon prosesi.

entalpisi; eriyiği medana getiren bileşenlerin absorpsiyon işleminden sonra oluşan güçlü eriyiğin sıcaklığına bağlı kalmaksızın kendi orjinal sıcaklıklarında sahip oldukları entalpilerinin toplamıdır.

Bir su-amonyak eriyiğinin entalpisini daha geniş bir anlamda değerlendirmek için Şekil 4.10 da ki diyagramı göz önünde bulunduralım. Buradaki karışma odası adyabatik değildir ve odaya konan bir soğutma serpantini vasıtasıyla absorpsiyon ısısı ortamdan uzaklaştırılmaktadır.



Şekil 4.10. Soğutmalı absorpsiyon prosesi.

A ve B de bulunan sıvıların oluşacak eriyiğin denge sıcaklığından daha düşük bir sıcaklıkta bulunduğunu kabul edelim. Bu durumda soğurma prosesi sırasında oluşacak olan eriyik ısı sistemden uzaklaştırılacağından ve bu nedenle eriyik üzerine uygulanamayacağından karışma prosesi izotermal olacak ve D 'de oluşacak eriyiğin sıcaklığı A ve B bileşenlerinin sıcaklıkları ile aynı olacaktır. Yani $T_D = T_A = T_B$. B 'de içerisinde x_{amo} konsantrasyonunda sıvı amonyak bulunan akımı ve A 'da $1-x_{amo}$ konsantrasyonunda su bulunan akımı ele alalım. Bu durumda enerji dengesi ;

$$x_{amo} \cdot h_B + (1 - x_{amo}) \cdot h_A = h_D + x_{amo} \cdot q$$

buna göre eriyiğe ait entalpi, h_D ,

$$h_D = x_{amo} \cdot h_B + (1 - x_{amo}) \cdot h_A - x_{amo} \cdot q$$

veya genel durum için

$$h_{eri} = x_{amo} \cdot h'_{amo} + (1 - x_{amo}) \cdot h'_{su} - x_{amo} \cdot q_u \quad (4.4)$$

h_{eri} :Eriyik özgül entalpisi. [kJ/kg]

x_{amo} :Eriyikteki amonyağın ağırlık konsantrasyonu. [%]

h'_{amo} :Amonyacağın eriyik sıcaklığındaki özgül entalpisi. [kJ/kg]

h'_{su} :Suyun eriyik sıcaklığındaki özgül entalpisi. [kJ/kg]

q_u :Eriyiğin absorpsiyon ısısı. [kJ/kg]

Böylece genel anlamda bir su-amonyak eriyiğinin entalpisi eriyiği meydana getiren saf sıvı bileşenlerin eriyik sıcaklığındaki entalpilerinin toplamı ile eriyiğin absorpsiyon ısısı arasındaki farka eşittir. Burada şunu belirtmekte de yarar vardır; sıvı bileşenlerin entalpileri eriyik entalpisini yakından ilgilendiren özelliklerdir. Eğer Şekil 4.10.'da görülen diyagramda B 'den giren amonyak sıvı yerine buhar halde olsa ve A, B ve D 'deki sıcaklıklar yine aynı olsa soğutucu serpantinler tarafından uzaklaştırılacak ısı sadece absorpsiyon ısısı değil aynı zamanda söz konusu sıcaklıktaki amonyak buharını sıvı faza indirmek için açığa çıkacak olan ısı da olacaktır.

Su-amonyak eriyiğinin özgül hacmi tam olarak kendisini meydana getiren sıvı bileşenlerin özgül hacimlerinin toplamı değildir. İlimli sıcaklıklardaki orta konsantrasyonlar için ortamda mevcut olan amonyağın yaklaşık olarak sadece %16'lık bir kısmı, su tarafından işgal edilen hacim içerisine soğurur. Böylece eriyiğın özgül hacmi yaklaşık olarak, mevcut olan suyun hacmiyle mevcut olan amonyağın hacminin %84'ü kadar olan hacmin toplamıdır. Yani ,

$$v_{eri} = 0.84 \cdot x_{amo} \cdot v_{amo} + (1 - x_{amo}) \cdot v_{su} \quad (4.5)$$

v_{eri} :Eriyiğın özgül hacmi. [m³/kg]
 x_{amo} :Eriyikteki amonyağın ağırlık konsantrasyonu. [%]
 v_{amo} :Amonyagağın özgül hacmi. [m³/kg]
 v_{su} :Suyun özgül hacmi. [m³/kg] (Sparks et al, 1959).

4.4. Tipik Çalışma Şartları

Kaynatıcıya verilen buharın 20 lbs gage basıncı olduğı kabul edilirse, kaynatıcı içerisindeki su-amonyak eriyiğinin sıcaklığı 115°C'a kadar çıkar ve bu şartlar altındaki kaynama şiddetlidir. Su-amonyak sistemlerinin tasarımlarında genellikle yapıldığı gibi kaynatıcının üzerinde bir zenginleştirme kolonu bulunur. Isı değıştiriciden gelen sıcak güçlü eriyik üstten zenginleştirme kolonuna girer ve kolon içerisindeki tepsilerden aşağıya doğru akar. Bu esnada kaynatıcıdan gelip zenginleştirme kolonu içerisinde yukarıya doğru yükselen buharlara temas eder. Isı değıştiriciden gelen güçlü eriyiğın sıcaklığı kaynatıcıdan çıkan ve zenginleştirme kolonunda yükselen buhar içerisindeki su buharının büyük bir kısmını yoğuşurmaya yetecek derecede düşüktür. Böylece içerisindeki su muhteviyatının büyük bir kısmını kaybeden yükselmekte olan amonyak buharı zenginleştirme kolonunun üst kısmına ulaşacaktır.

Zenginleştirme kolonuna giren güçlü eriyik kolon boyunca aşağıya inip kaynatıcıya ulaştığı zaman içerdiği amonyak konsantrasyonu yaklaşık %26-29 civarındadır. Bu arada kaynatıcıdan yükselen amonyak buharı kolonda karşı akışla aşağıya inen güçlü eriyik

tarafından soğutularak ayırıcı ve yoğuşturucuda uzaklaştırılacak ısı miktarları da azaltılır.

Diğer taraftan zenginleştirme kolonunda yukarıdan aşağıya doğru hareket etmekte olan güçlü eriyik için ise kaynatıcının alt kısmında tamamen ters bir işlem meydana gelir. Kaynama prosesi sonrasında kaynatıcının dibinde toplanan zayıf eriyik su konsantrasyonu açısından başlangıçta sahip olduğundan daha yüksek, amonyak konsantrasyonu açısından ise daha düşük bir değere ulaşır. Bu durumda zayıf eriyiğin alt kısmında toplanmasının nedeni suyun amonyaktan daha yüksek özgül ağırlık ve kaynama noktası değerine sahip olmasıdır. Kaynatıcının dibinde bulunan eriyikteki amonyağın gerçek konsantrasyonu yaklaşık olarak %20-23 civarındadır. Bu değer, zenginleştirme kolonundan kaynatıcıya giren eriyikteki %26-29 'luk amonyak konsantrasyonundan tabii ki daha düşük bir değerdir. Bu durumda herhangi bir anda ; kaynatıcının dip kısmında % 20-23 amonyak konsantrasyonunda zayıf bir eriyik, zenginleştirme kolonundan kaynatıcıya giren %26-29 amonyak konsantrasyonunda güçlü bir eriyik ve kaynatıcıdan çıkıp zenginleştirme kolonunda yükselen yaklaşık %10-15 su buharı konsantrasyonunda bir buhar olacaktır. Zenginleştirme kolonu bu su buharının bir kısmını yoğuşturacak ve kaynatıcıya geri gönderecektir. Diğer taraftan kalan buhar yaklaşık %5-8 su konsantrasyonunda zenginleştirme kolonunu terkederek ayırıcıya girecektir. Bu arada şunu belirtmekte fayda vardır; zenginleştirme kolonundan çıkıp ayırıcıya giren buhar içerisindeki amonyak, su buharına göre kızgın buhar halindedir ve ayırıcıdaki soğutma sırasında önce su buharı yoğuşur. Bundan sonra sıcaklığı yaklaşık olarak 63°C 'a kadar düşen buhar hemen hemen %99,5 luk bir amonyak konsantrasyonunda ayırıcıyı terkeder.

Ayırıcıyı terkeden amonyak buharı yoğuşturucuya geçerek orada yoğuşur. Daha sonra genişleme vanası yoluyla buharlaştırıcıya ulaşır. Burada çevredeki ortamdan veya akışkandan ısıyı alarak soğutma yapan amonyak yaklaşık 5°C 'da buharlaşır. Bu durumda buharlaştırıcıyı terkederek absorbere ulaşır.

Amonyak konsantrasyonu yaklaşık %20-23 'e düşen zayıf eriyik kaynatıcıyı 115°C 'de

terkederek, buharlaştırıcıdan çıkan amonyak buharını soğurup tekrar konsantre hale gelmek üzere absorbere gelir.Fakat soğurmanın iyi bir şekilde gerçekleşebilmesi için zayıf eriyik önce bir ısı değiştiriciden geçirilerek sıcaklığı 115°C'dan yaklaşık olarak 38°C'a dūřürölür. Absorber içerisinde amonyak buharı ile temas ettirilen zayıf eriyik tekrar %26-29 'luk konsantrasyona ulaşıp gūlü eriyik haline geldikten sonra bir eriyik pompası yardımıyla yaklaşık 94°C 'a ısıtılacağı ısı değiştiriciye ve oradan da kaynaticıya gönderilir ve çevrim yeniden başlar (Woolrich, 1965).

4.5. Çalışma Şartlarının Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Performansı Üzerine Etkileri

Absorbsiyonlu bir soğutma sistemine ait soğutma etkisi katsayısı, buhar sıkıştırmalı sistemde olduğu gibi alışma Őartlarına bağlıdır.Bununla beraber buharlaşma sıcaklığı azaldığı zaman absorbsiyonlu sistemin soğutma etkisi katsayısında meydana gelen azalma buhar sıkıştırmalı sistemdeki gibi hızlı bir dūřüř göstermez.100 kW'lık bir soğutma kapasitesine sahip su-amonyak'lı bir absorbsiyon sistemi 0°C'lık buharlaşma , 35°C'lık yoğuşma ve absorber , ve 130°C'lık kaynaticı sıcaklığında yaklaşık olarak 0.55 lik bir soğutma etkisi katsayısı değerine sahiptir.Buharlařma sıcaklığı -20°C'a dūřürölüdüęünde sistemin soğutma etkisi katsayısı da yaklaşık 0.4'e dūřecek ve böylece meydana gelen azalma %27 civarında olacaktır. Oysa aynı kapasitedeki bir buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi için 35°C yoğuşma ve 0°C'lık buharlaşma sıcaklığında cihazın soğutma etkisi katsayısı yaklaşık olarak 4.1 olurken, -20°C buharlaşma sıcaklığındaki değeri ise yaklaşık olarak 1.9 'a dūřecektir. Böylece buhar sıkıştırmalı sistemin soğutma etkisi katsayısında meydana gelen azalma % 54 olarak ortaya çıkacaktır.Bu durumda özellikle dūřük buharlaştırıcı sıcaklıklarında her iki sistemin işletme maliyetlerinde arasında bir karşılaştırma yapılırsa absorbsiyonlu soğutma sisteminin daha avantajlı olduğu görölür.

3. bölümde ifade edildiği gibi soğutma sistemlerinin verimliliklerinin değerlendirilmesinde kullanılan bir diğer ölçüt gerçek enerji miktarı,PER'dir.Fakat bu ölçüte göre bir

değerlendirme yapılsa bile absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimlilikleri buhar sıkıştırma sistemlerinin altında kalmaktadır. Bunun nedeni absorpsiyonlu sistemin çalışması sırasında çok daha fazla termodinamik tersinmezliğin meydana gelmesidir. Bu tersinmezliklerin büyük bir kısmı da sistemin ısı kompresöründe meydana gelir. Öncelikle, absorpsiyonlu sistemin kaynatıcısına verilen ısı enerjisinin kaynatıcıdaki eriyiğe tam olarak aktarılamaması nedeniyle kayıp ve tersinmezlikler meydana gelir. İkinci olarak absorberdeki soğurma olayı sırasında denge durumunda meydana gelen sapmalardan dolayı bir takım tersinmezlikler ortaya çıkar (Gosney, 1982).



BÖLÜM V

5. Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Isıl Kompresör

Mekanik bir sıkıştırma yapılmaksızın soğutucu akışkan buharlarının uygun bir soğurucu madde tarafından soğurularak sıvı hale getirildiği absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilen en nitelikli düşük dereceli ısı; güneş enerjisidir. Güneş enerjisi günümüzde özellikle ağırlığı hissedilmeye başlayan çevre kirliliğine yol açmadan her yerde kolayca ve ucuz bir şekilde elde edilebilen bir enerji türüdür. Ayrıca dünya üzerine ulaşan güneş enerjisinin dünyanın toplam enerji talebini fazlasıyla karşılayabilecek bir potansiyele sahip olduğu düşünülürse güneş enerjisiyle çalışabilen bir sistemin enerji yönünden sıkıntı çekmeyeceği yorumunu yapmak yanlış olmaz. Diğer taraftan güneş enerjisini özellikle soğutma uygulamaları için çok çekici bir pozisyona getiren faktörler şunlardır:

1. Soğutma ihtiyacının en fazla hissedildiği zamanlarda ortamda mevcut bulunan güneş enerjisi yoğunluğunun da o derece yüksek olması.
2. Soğutma ihtiyacının en fazla hissedildiği bölgelerin aynı zamanda sınırsız bir güneş enerjisi potansiyeline sahip olması (Kaushik et al, 1989).

Güneş enerjili absorbsiyonlu soğutma çevrimlerindeki ısıl kompresörler ile temel absorbsiyon çevrimindeki ısıl kompresör birbirine benzerdir. Fakat uygulamadaki bazı farklılıklar nedeniyle güneş enerjili soğutma sistemlerinin ısıl kompresörlerinde bazı farklı elemanlar vardır. Bunların başında sistemin enerji ihtiyacını karşılayan güneş kolektörleri gelir. Sistemin performansını belirleyen parametrelerden birisi olan elde edilen soğutucu akışkan miktarı doğrudan doğruya kolektörler tarafından soğurulan güneş enerjisine bağlı olduğu için kolektörlerin tüm sistem performansı üzerine büyük bir etkisi vardır.

Diğer taraftan güneş enerjili soğutma sistemlerinin toplam performansı günün değişik saatlerinde, bulutlu veya açık havalarda farklılıklar gösterebilir. Bu nedenle ve güneş enerjisinin geceleri mevcut olmamasından dolayı özellikle sürekli sistemler için sistemin ısıl

kompresöründe sözkonusu olan bir diğer farklı eleman enerji depolama tankıdır. Bu elemana ait ısı kayıpların azaltılması sistemin toplam performansını artırıcı yönde bir etki yapar (Mansoori et al, 1979).

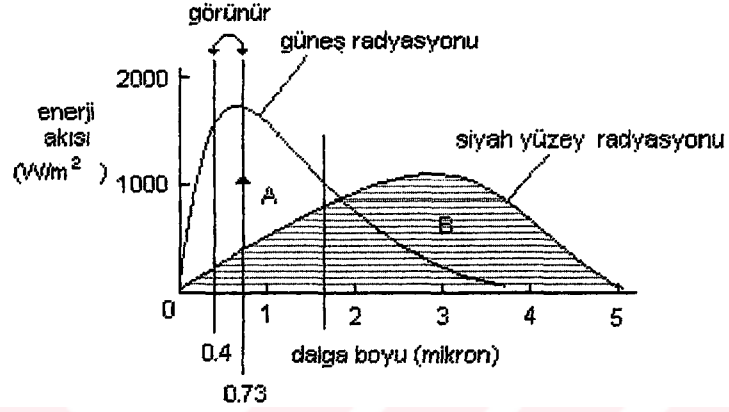
5.1. Kollektörler

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ısı kompresöründeki kaynatıcıya gerekli ısıyı sağlayan elemanlar kollektörlerdir. LiBr-su çalışma akışkanlı sistemler için 70-110°C arası bir kaynatıcı giriş sıcaklığı gerekirken, su-amonyak'lı absorpsiyonlu sistemlerde bu değer 90-180°C aralığında değişmektedir (Ward et al, 1979). Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yukarıda ifade edilen kaynatıcı giriş sıcaklıklarını elde etmek için çalışma akışkanının cinsine göre düz tablalı veya daha yüksek verimli olan vakum tüplü güneş kollektörleri kullanılmakta ve bunların absorpsiyolu soğutma sistemlerine daha iyi entegrasyonu üzerine çalışmalar yapılmaktadır.

5.1.1. Düz Tablalı Güneş Kollektörleri

Eğer bir malzeme arka yüzeyinden izole edilip güneşin altında bekletilirse güneşten gelen ısı enerjisini soğurur ve ısınır. Sıcaklık; malzemedeki yayılan radyasyon güneşten alınan radyasyona eşit oluncaya kadar artar. Güneşte bekletilen malzemenin siyah olması durumunda yayılan radyasyon bir tayf üzerinden dağılacaktır. Şekil 5.1 'de görüldüğü gibi güneşten gelip yüzeye çarpan enerji sol taraftaki eğriyle, yüzeyden yayılan ise sağ taraftaki eğriyle gösterilmektedir. Yüzey maksimum sıcaklığa ulaştığında soldaki eğrinin altında kalan alan sağ taraftaki eğrinin altındaki alana eşit olacaktır.

Güneşli bir günde, siyah bir malzemenin maksimum yüzey sıcaklığı 125°C 'a ulaşabilir. Bu sıcaklığı daha fazla arttırmanın yolu; yüzey tarafından yayılan radyasyonu tutmaktır. Bunun için siyah yüzeyin üst kısmı yüzeye aynı büyüklükte, saydam olan koruyucu başka bir yüzeyle kaplanır. Bu saydam yüzey genellikle camdır. Şekil 5.2 'de görüldüğü gibi siyah



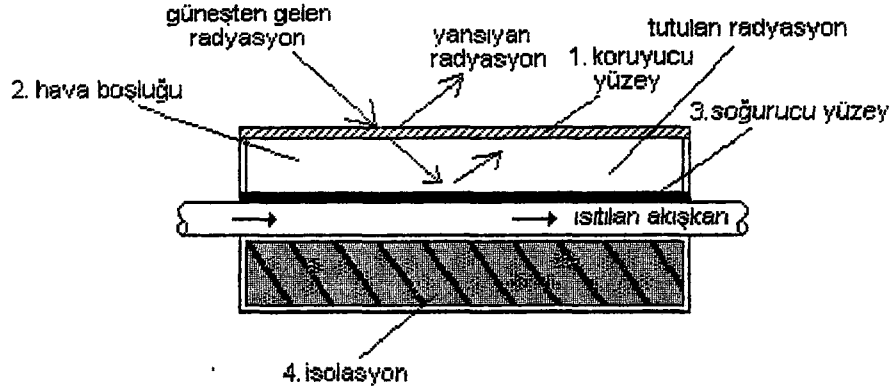
Şekil 5.1. Güneşten gelen ısı enerjisiyle ısıtılan bir malzemenin ısı enerjilerinin karşılaştırılması.

yüzeyin üzerini kaplayan cam yaklaşık olarak 2 mikrondan daha az dalga boyuna sahip güneş radyasyonunun geçişine ve yüzey tarafından soğurulmasına izin verir. Siyah yüzey 125°C'ın altındaki sıcaklıklarda enerjisinin çoğunu 2 mikrondan daha büyük dalga boylarında çevreye yayar. Fakat yayımlanan bu radyasyon siyah yüzeyin üzerini kaplayan cam tarafından tutulur ve dışarı verilmez. Bu durumda siyah malzemenin yüzeyindeki sıcaklık 320°C'a kadar çıkabilir. Düz tablalı güneş kolektörleri de bu prensiplere dayanarak inşa edilirler. Şekil 5.2.'de görüldüğü üzere kolektörü meydana getiren elemanlar;

1. Koruyucu yüzey
2. Hava boşluğu
3. Soğurucu yüzey
4. İzolasyon
5. Kolektör kafesi.

şeklindedir.

1. *Koruyucu yüzey* : Koruyucu yüzeyin temel fonksiyonu daha önce de ifade edildiği gibi güneşten gelen kısa dalgalı radyasyonun geçişine izin vererek yüzey tarafından



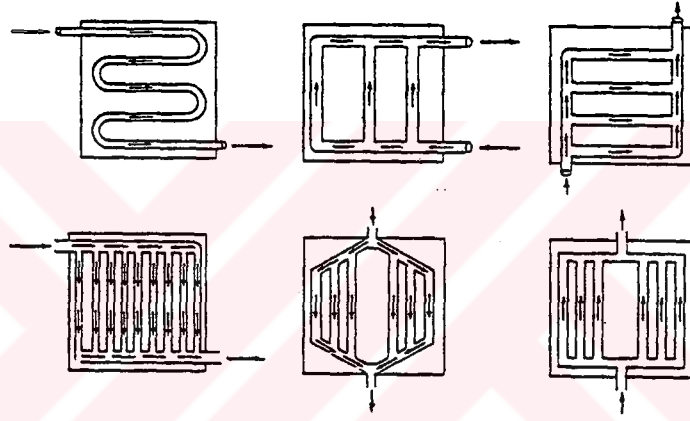
Şekil 5.2. Güneş kolektörünü meydana getiren elemanlar.

soğurulmasını sağlamak fakat diğer taraftan soğurucu yüzey tarafından yayımlanan uzun dalgali radyasyonun dışarıya kaçışını önlemektir. Bu prensip uygulamada sera etkisi olarak bilinir. Kolektörlerde koruyucu yüzey olarak çeşitli malzemeler kullanılabilir. Fakat bu iş için en uygun olanı camdır. Camın en önemli özelliği güneşten gelen mor ötesi ışınlar nedeniyle kimyasal bir bozunmaya uğramaması ve soğurulduktan sonra kolektör yüzeyi tarafından tekrar yayımlanan güneş enerjisinin kaçışına izin vermemesidir. Diğer bir deyişle cam, yüzey tarafından yayımlanan uzun dalgali radyasyon için oldukça donuk bir malzemedir ve geçişine izin vermez. Kolektörlerde cam kullanımı nedeniyle karşılaşılabilecek en önemli problemler camın ağır ve kırılğan oluşudur.

Kolektörlerde koruyucu yüzey olarak plastik malzemeler de kullanılabilir. Plastikler genelde daha ucuz ve hafiftirler. Güneş ışığını geçirgenlikleri başlangıçta yüksek olmasına rağmen eskidikçe bu değer yüzde olarak düşer. Plastikler çoğunlukla camdan daha düşük çalışma sıcaklıklarına sahiptirler. Ayrıca kolektör yüzeyi tarafından yayımlanan uzun dalgali radyasyonu da camdan daha fazla miktarda geçirmeye eğilimlidirler.

2. Hava Boşluğu : Kolektör içerisindeki hava boşluğunun görevi dahili konvektif ısı transferi kayıplarını azaltmaktır.

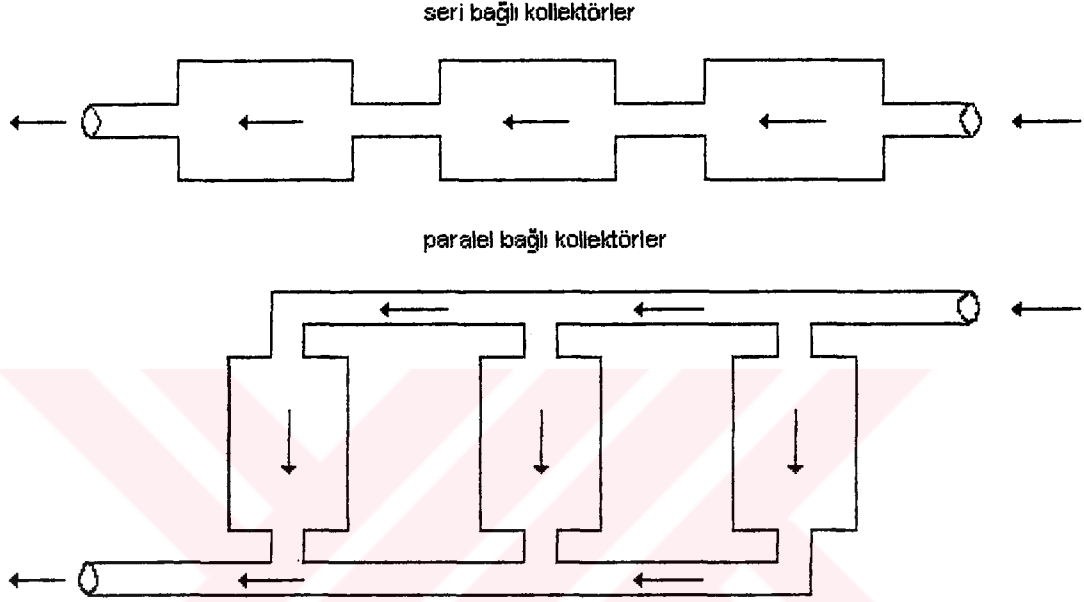
3. *Soğurucu yüzey* : Kollektörde kullanılan soğurucu yüzey alüminyum veya bakır gibi ısı iletkenliği yüksek bir metalin seçici veya seçici olmayan soğurucu bir kaplama malzemesiyle kaplanmasından meydana gelir.Kollektörden geçen akışkanı taşıyan borular soğurucu yüzeyin bir parçası sayılırlar ve soğurucu yüzey üzerine ısı transferini en iyi sağlayacak şekilde bağlanırlar.Şekil 5.3. kollektörlerde yaygın olarak kullanılan boru düzenlerini göstermektedir.



Şekil 5.3. Kollektörlerde kullanılan boru düzenleri.

Özellikle büyük kapasiteli güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kaynatıcı için gerekli ısı enerjisini sağlamak için birden fazla kollektör kullanılır.Bu durumda kollektörlerin birbirlerine bağlanma şekli önemlidir.Kollektörler çoğunlukla iki farklı şekilde birbirlerine bağlanırlar.Bunlar Şekil 5.4 'de görüldüğü gibi seri ve paralel bağlamadır.Kollektörler biraraya getirildikleri zaman basınç düşüşleri özellikle dikkate alınmalıdır.Seri bağlı kollektörler için basınç düşüşü her bir kollektördeki basınç düşüşlerinin toplamına eşittir. Paralel bağlanan kollektörlerde ise tüm kollektör sırasındaki basınç düşüşü sıradaki herhangi bir kollektörde meydana gelen basınç düşüşüne eşittir (Collier, 1979).

Soğurucu yüzeyi kaplamakta kullanılan malzemenin temel işlevi soğurulan ısrı tutmak ve uzun dalgalı radyasyon yayınımları azaltmaktır. İdeal bir kaplama malzemesinden olan radyasyon yayınımları sıfırdır. Bu da yüzeyden hiçbir şekilde uzun dalgalı radyasyon yayınımlanmadığı anlamına gelir.İdeal kaplama malzemesine ait soğurganlık değeri ise birdir.



Şekil 5.4. Seri ve paralel kolektör bağlantıları.

Bu ise yüzeyin güneş radyasyonunu tamamıyla soğurması demektir. Bu yüzden doğal olarak yüksek soğurganlık dereceli ve düşük yayımlı bir malzeme yüksek bir verimliliğe sahip olacaktır. Temelde düz tablalı bir kolektörün verimliliği kolektör sıcaklığı arttıkça azalır. Bunun nedeni kolektörde meydana gelen ısı kayıplarının kolektörle çevre havası arasındaki sıcaklık farkı, (ΔT) büyüdükçe artmasıdır. Kolektörün soğurucu yüzey kısmında kaplama malzemesi olarak seçici yüzeyler kullanılması durumunda ısı kayıpları azaltılabilir. Çünkü seçici yüzeylerin ısı yayımlı değerleri seçici olmayan yüzeylerden daha düşüktür. Bu durumda kolektörle çevre havası arasındaki yüksek sıcaklık farklarında bile yüzey tarafından soğurulan ısının büyük bir kısmı tutularak kayıplar azaltılır. Alüminyum üzerine bakır oksit, bakır üzerine bakır oksit pratikte kullanılan seçici yüzeylerden bazılarıdır.

4. İzolasyon : Kolektörde, iletkenlik nedeniyle meydana gelen ısı kayıplarının önlenmesinde izolasyon önemli bir rol oynar. Kolektörde kullanılan izolasyon genellikle soğurucu yüzeyin

arka tarafına yerleştirilir. Absorber yüzeyi ile izolasyon arasında bir hava boşluğu bırakılarak ısı verimliliği artırılır ve izolasyonun sıcak soğurucu yüzey üzerine doğrudan teması önlenir.

5. *Kollektör kafesi* : Kollektör kafesi kollektörü meydana getiren elemanları bir arada tutma görevini üstlenir. Metal veya ağaç olabilir. Yapımında kullanılacak olan malzemenin seçimindeki esas amaç kolay çürümeyen ve fazla bakım gerektirmeyen malzemeleri kullanmaktır. Metal kafeslerin yapımında genellikle alüminyum, ağaç olanlarda ise selvi ağacı kullanılır.

Ortamdaki sıcaklık değişimleri nedeniyle malzemelerde meydana gelen genleşme ve büzülme birbirinden farklıdır. Bu durumda kollektör kafesiyle doğrudan temas halinde olan koruyucu cam bir yüzey alüminyum kafeste meydana gelen genleşme veya büzülme ayak uyduramayıp kırılabilir. Bu yüzden koruyucu yüzeyin doğrudan doğruya kollektör kafesine temasını önlemek için cam ile metal malzemenin bağlantı noktalarına kauçuk veya benzeri esnek contalar konur (Harrel, 1982).

5.1.1.1. *Kollektör Verimliliği*

Kollektör verimi, güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin verimliliğini etkileyen önemli parametrelerden birisidir. Bir güneş kollektörünün verimliliği, (η_{kol}) ; kollektör tarafından sisteme sağlanan ısının, (Q_{kol}) kollektör yüzeyi üzerine gelen enerjiye, (I_{β}) oranıdır. Kollektör tarafından sağlanan yararlı ısı (Harrel, 1982) tarafından modellenen aşağıdaki denklemlerle ifade edilebilir;

$$Q_{kol} = m' C_{pAk} (T_{Akc} - T_{Aki}) \quad (5.1)$$

Q_{kol} : Kollektör tarafından sağlanan yararlı enerji. [W]

m' : Akışkan debisi. [kg/s]

C_{pAk} : Akışkanın özgül ısısı. [kJ/kg°C]

T_{Akc} : Akışkanın çıkış sıcaklığı. [°C]

T_{Ak} : Akışkanın giriş sıcaklığı. [°C]

Kararlı durumda güneş kolektörü tarafından sisteme sağlanan yararlı enerji, (Q_{kol}) temelde kolektörün soğurucu yüzeyi tarafından soğurulan ısı ile soğurucu yüzeyde meydana gelen ısı kaybı arasındaki farka eşittir. Yani,

$$Q_{kol} = A_{kol} [I_{kol} \cdot \tau_{kol} \alpha - U'_{kol} (T_p - T_0)] \quad (5.2)$$

A : Kolektör alanı. [m²]

I_{kol} : Kolektöre ulaşan güneş enerjisi yoğunluğu. [W/m²]

τ_{kol} : Kolektör koruyucu yüzeyinin geçirgenliği. [-]

α : Soğurganlık. [-]

U'_{kol} : Kolektör tüm ısı kayıp katsayısı. [W/°C]

T_p : Soğurucu yüzeyin ortalama sıcaklığı. [°C]

T_0 : Çevre sıcaklığı. [°C] (Harrel, 1982)

5.1.2. Vakum Tüplü Güneş Kolektörleri

İçerisindeki basıncın 10^{-3} torr 'nin altında tutulduğu bir vakum tüpünün güneş kolektörlerinde kullanımı kondüksiyon ve konveksiyonla olabilecek ısı transferini ortadan kaldırır (Ward et al, 1979). Bu durumda kolektördeki soğurucu yüzey ile koruyucu yüzey arasında vakumlu tüplerin kullanımı kolektörden olacak ısı kayıplarını büyük ölçüde azaltır. Vakum tüplü bir güneş kolektöründen olan ısı kaybının miktarı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$Q_v = \varepsilon'_{kol} \cdot \sigma \cdot (T_{so}^{i4} - T_{ko}^{i4}) \quad (5.3)$$

Q_v : Vakum tüplü bir güneş kolektöründen olan ısı kaybı. [kJ]

ε'_{kol} : Kolektörün soğurucu yüzeyinin fiili yayınımlı. [-]

σ : Stefan-Boltzman sabiti.

T_{so}^{i4} : Kolektörün soğurucu yüzeyinin mutlak sıcaklığı. [K]

T_{ko}^{i4} : Kolektörün koruyucu yüzeyinin mutlak sıcaklığı. [K]

Denkleimde ϵ'_{kol} ile ifade edilen soğurucu yüzeyin fiili yayını, yüzeyin geometrisine bağlıdır. Kendisinden biraz daha büyük başka bir silindirin içerisinde bulunan ortak merkezli silindirik bir kollektör soğurucusu için, iki yüzeyin alanları yaklaşık olarak birbirine eşittir ve bunlar tek bir alan olarak tanımlanabilir. Böylece aşağıdaki ifade elde yazılabilir (Ward et al, 1979) ;

$$\epsilon'_{kol} = \frac{A_{kol}}{1/\epsilon_{so} + 1/\epsilon_{ko} - 1} \quad (5.4)$$

- ϵ'_{kol} :Kollektörün soğurucu yüzeyinin fiili yayını. [-]
 A_{kol} :Kollektör alanı. [m²]
 ϵ_{so} : Soğurucu yüzeyin yayını. [-]
 ϵ_{ko} :Koruyucu yüzeyin yayını. [-]

5.3 ve 5.4 denklemleri kullanılarak vakum tüplü kollektörler için ısı kayıp katsayısı, U'_{kol} hesaplanabilir. 0.07-0.10 aralığında değişen bir soğurucu yüzeyi yayınında, ϵ_{so} ısı kayıp katsayısı, U'_{kol} yaklaşık olarak 0.6-0.8 W/m² °C aralığında değişir. Isı kayıp katsayısı değerinin düşük olması şüphesiz vakum tüplü güneş kollektörleri için çalışma sıcaklığını düşürür.

Kollektöre ait ısı toplama faktörü F_R olmak üzere ;çok düşük bir U'_{kol} ve yüksek bir $F_R(\tau\alpha)$ kombinasyonuyla vakum tüplü güneş kollektörüne ait günlük verimliliğininin yüksek olması sağlanabilir. Bu verimliliğin yüksek olmasının temel nedeni kollektörün sınırlı güneş radyasyonu şartlarında dahi güneş enerjisinin önemli bir kısmını toplayabilmesidir. Mesela 50°C'ın üzerindeki bir çevre sıcaklığında çalışan düz tablalı bir güneş kollektörünün güneş enerjisini etkili bir biçimde toplayabilmesi için ortamda olması gereken güneş radyasyonunun minimum değeri 0.25-0.30 kW/m² aralığında değişirken vakum tüplü kollektörler için bu değer 0.13-0.15 kW/m² gibi daha düşük değerlerdedir. Bu değerlerin düşük olmasının anlamı güneş kollektörünün sabahın ilk saatlerinde, akşamın geç saatlerinde veya bulutlu havalarda bile faydalı güneş radyasyonunu mümkün olan en yüksek değerde toplayabileceğidir. Bu durum, marjinal güneş radyasyonunun mevcut bulunduğu bölgelerde kullanılan güneş kollektörlerinin günlük ortalama verimliliklerinde oldukça önemli artışlar

sağlar.

Vakum tüplü güneş kolektörlerinin sistemin güneş enerjisiyle çalışma periyodunu arttırması ısı kompresörünün sağlıklı çalışabilmesi için yüksek sıcaklıklar gerektiren güneş enerjili soğutma sistemlerinin toplam verimliliğini geliştirecektir. Bu durumda vakum tüplü güneş kolektörlerinin güneş enerjili absorpsiyonlu sistemlere entegrasyonu; güneş kolektörünün birim alanına düşen güneş enerjisiyle daha yüksek verimlilikte ve daha fazla soğutma yapılmasını sağlayabilir.

5.2. Enerji Depolama ve Sistem Açısından Önemi

Güneş enerjisi zamana bağlı bir enerji kaynağıdır. Genel anlamda, güneş enerjisinin çok çeşitli uygulamaları için gereken enerji ihtiyaçları zamana bağlıdır. Bu durumda sistemin sürekliliğinin sağlanması için enerjinin veya güneş enerjili prosesin değerli bir ürününün depolanması gereklidir.

Enerji veya ürünün depolanması güneş enerjili sistemin çalışması göz önünde bulundurularak değerlendirilmelidir. Güneş enerjili sistemi meydana getiren temel bileşenler; güneş kolektörleri, enerji depolama üniteleri, yardımcı ısı kaynakları ve kontrol cihazları olarak düşünüldüğünde her bir elemanın performans karakteristiğinin bir diğerleriyle ilişkili olduğu görülür. Diğer taraftan kolektör performansının sıcaklığa bağlı olması tüm sistem performansının sıcaklığa karşı hassas olmasına neden olur.

Bir enerji depolama sisteminin optimum kapasitesi; mevcut güneş radyasyonunun zamana bağlılığının tahmin edilen bir değerine, güneş enerjili sistemde olması beklenen soğutma yüküne, proses için gereken güvenilirlik derecesine, yardımcı enerjinin sisteme verilme şekline ve toplam soğutma yükünün ne kadarının güneş enerjisiyle, ne kadarının ise yardımcı ısı enerjisiyle karşılanacağını belirleyecek analize dayanır.

Enerji depolama katı veya sıvı bir ortamın hissedilir ısı formunda veya proses içerisinde herhangi bir ürünün depolanması şeklinde olabilir. Enerjinin depolanması için seçilecek ortam enerji depolama ünitesinin kullanılacağı sistemin yapısına bağlıdır.

Enerji depolama sisteminin bağlı olduğu temel karakteristikler şunlardır : (a) hacmi veya ağırlığı başına kapasitesi; (b) çalışacağı sıcaklık aralığı (depolama ünitesine verilecek ve üniteden geri alınacak ısı enerjisinin sıcaklıkları); (c) ısının depolama ünitesine giriş, çıkış şekli; (d) üniteye ısı girişi ve çıkışı sırasındaki güç gereksinimleri; (e) sistemde depolama ünitesiyle beraber olan tank veya diğer elemanlar; (f) depolama ünitesinden olan ısı kayıplarını kontrol etme yöntemleri ve (g) depolama ünitesinin maliyeti.

Enerji depolama ünitesi için sistemdeki güneş kolektörünün çalışmasını etkileyen faktörlerin özel bir önemi vardır. Kolektörden sağlanacak yararlı ısı enerjisi, kolektör tablasının ortalama sıcaklığı arttıkça azalır. Ortalama kolektör sıcaklığıyla sistemin kaynatıcısına sağlanacak olan ısı enerjisinin sıcaklığı arasında aşağıdaki denklikle ifade edilen bir ilişki kurulabilir;

$$T_{\text{kolektör}} - T_{\text{kaynatıcıya giren}} = \Delta T(\text{kolektörden ısı depolama tankına taşınım}) + \Delta T(\text{ısı depolama tankına giriş}) + \Delta T(\text{ısı depolama tankında meydana gelen kayıplar}) + \Delta T(\text{ısı depolama tankından çıkış}) + \Delta T(\text{ısı depolama tankından kaynatıcıya taşınım}) + \Delta T(\text{kaynatıcıya giriş}).$$

Bu durumda kolektör sıcaklığı; sistemde ısı depolama ünitesi tarafından sistemin kaynatıcısına sağlanan tahrik edici ısı enerjisinin sıcaklığından yüksektir. Böylece absorpsiyonlu sistemin ve özel olarak ısı depolama ünitesinin tasarımında dikkat edilecek önemli nokta yukarıdaki denklikte ifade edilen sıcaklık düşüşlerini ortadan kaldırmak veya en aza indirmektir (Duffie et al 1974).

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde genellikle kullanılan enerji depolama

yöntemleri aşağıdaki şekilde açıklanabilir;

(1) Sıcak Depolama : Isının kollektör çıkışındaki bir su haznesi içerisinde depolanması.

(2) Soğutulmuş Su Depolama : Soğutulmuş suyun absorpsiyon ünitesi çıkışında depolanması.

(3) Soğutucu Akışkanlı Depolama : Soğutucu akışkanın sıvı halde depolanması.Bu durumda soğutma ihtiyacının hissedildiği anlarda depolanan soğutucu akışkanın yeterli bir miktarı genişletilerek bu soğutma sağlanır.

(4) Yukarıdaki alternatiflerin bir kombinasyonu.

Sıcak depolama 'lı absorpsiyonlu soğutma sisteminde kollektör sıcaklığı depolama sıcaklığının üzerine çıktığı zaman kollektördeki soğutucu akışkan sıcak depo boyunca sirküle ettirilir. Böylece soğutulacak ortamın soğutma yükünün karşılanmasında sıcak depodan ısı enerji çekilmiş olur.Eğer deponun sıcaklığı istenen soğutma kapasitesinde absorpsiyonlu sistemin yeterli miktarda soğutma yapabilmesini ve buharlaştırıcı sıcaklığının istenen değerin altında kalmasını sağlayamıyacak kadar düşükse o zaman absorpsiyonlu sistemin kaynatıcısına müdahale edecek yardımcı ısıtıcı devreye sokulur (Wilbur et al, 1976).

Soğutucu akışkan depolamalı absorpsiyonlu soğutma sisteminde, güneş kollektörlerinden gelen soğutucu akışkan doğrudan doğruya kaynatıcıya beslenir.Bu durumda kaynatıcı sıcaklığının absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışmasının etkileyecek kadar yüksek olduğu her zamanda soğutucu akışkan üretilebilir.Bunun sonucunda buharlaştırılan soğutucu akışkan yoğunlaştırılır ve soğutma ihtiyacını karşılaması gereken ana kadar depolanır.Bu ihtiyaç hissedildiği zaman da buharlaştırıcıda buharlaştırılarak istenilen miktarda soğutma etkisi üretilir.Soğutma etkisi ihtiyacı depolanan soğutucu akışkanın seviyesini sıfıra düşürdüğü zaman yardımcı ısıtıcı devreye sokularak tekrar soğutucu akışkan üretilmelidir. Soğutucu akışkanlı depolama sistemi kullanıldığı zaman sistemdeki soğutucu akışkan-soğurucu madde karışımı aşırı kaynatıcı sıcaklıklarını veya soğurucu madde eğer bir tuz ise

cihaz içerisindeki kristalizasyonu önleyecek miktarda olmalıdır.

Soğutulmuş su depolamalı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde güneş kolektöründen gelen soğutucu akışkan yine absorpsiyonlu soğutma sisteminin kaynaticısına beslenir. Soğutulacak ortamdan uzaklaştırılan ısıya eşdeğer miktardaki ısı bu depoya eklenir. Soğutulmuş su deposunun sıcaklığı belirli bir değerin üzerine çıktıktan sonra yeterli miktarda soğutmanın sistem tarafından yapılamıyacağı kabul edilerek yardımcı ısıtıcı devreye sokulur. Soğutulmuş su depolamalı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutulacak ortamın maksimum soğutma yükü ihtiyacından ziyade kolektörlerden elde edilebilecek maksimum miktardaki ısıyla orantılı olarak çalışacağı unutulmamalıdır.

5.3. Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

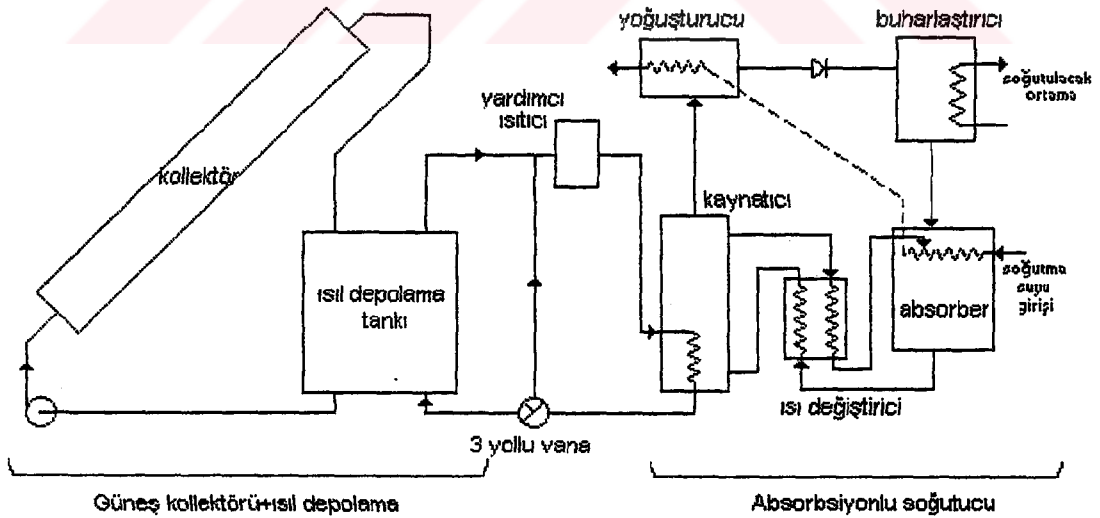
Güneş enerjisiyle soğutma dünya çapında üzerinde yoğun araştırmalar yapılan ilgi çekici bir konudur. Tüm güneş enerjili soğutma uygulamaları içerisinde absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin bazı araştırmacılar tarafından en uygun çevrimler olduğu ifade edilmektedir. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerini kendi arasında üç grupta incelemekte yarar vardır. Bunlar; (1) kapalı çevrimli sürekli sistemler, (2) kapalı çevrimli kesikli sistemler, (3) açık çevrimli sürekli sistemler şeklindedir.

Güneş enerjisi sürekli bir ısı kaynağı olmadığı için güneş enerjisiyle soğutma üzerine çalışma yapan ilk araştırmacılar verimliliği çok daha düşük olan kesikli güneş enerjili soğutma sistemlerinin sürekli sistemlerden daha kullanışlı ve avantajlı olduğunu savunmuşlardı. Fakat soğutma veya hava şartlandırma uygulamaları genellikle süreklilik isteyen uygulamalar olduğu için zamanla sürekli soğutma etkisi üreten güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin geliştirilmeleri üzerine yapılan çalışmalar ağırlık kazandı.

5.3.1. Sürekli Kapalı Çevrimli Sistemler

Sürekli, kapalı çevrimli absorpsiyonlu soğutma sistemleri konstrüksiyon ve çalışma prensibi açısından doğrudan yakmalı veya buharla çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerine benzerler. Soğutma ihtiyacı ortaya çıktığı anda sistemin devreye girmesi için duruma göre sistemde bulunan kollektör, ısı depolama ünitesi veya yardımcı ısıtıcıdan kaynatıcıya sağlanan ısı vasıtasıyla yeterli miktarda soğutucu akışkan eriyikten buharlaştırılır ve elde edilen bu soğutucu akışkanla soğutma yükü karşılanır.

Sürekli kapalı çevrimli absorpsiyonlu soğutma sistemine ait şematik bir diyagram Şekil 5.5. 'te verilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi ısı kompresördeki kaynatıcıya gerekli olan ısı enerjisini sürekli olarak sağlamak için sistemde güneş kollektörü, enerji depolama tankı ve yardımcı ısıtıcının kombinasyonundan meydana gelen bir düzenek mevcuttur. Sistemdeki düz tabanlı kollektörlerin kaynatıcıya sağladıkları ısı enerjisinin sıcaklığı sınırlı olduğundan ticari açıdan bu tür absorpsiyonlu sistemlerin uygulamaları sadece hava şartlandırma sistemleriyle sınırlıdır. Bu durumda sistemde kullanılan çalışma akışkanı çifti çoğunlukla LiBr-su 'dur.



Şekil 5.5. Sürekli kapalı çevrimli absorpsiyonlu soğutma sistemi.

Güneş enerjisiyle çalışan sürekli kapalı çevrimli bir absorbsiyonlu soğutma sistemi teknik olarak güneş enerjili soğutma uygulamaları için en uygun yaklaşımdır. Çalışma prensibi açısından temel absorbsiyonlu soğutma sistemiyle aynıdır. Sistemin absorbsiyonlu soğutucu kısmının, ısı kompresöre enerji sağlayan kollektör-enerji depolama tankı ve yardımcı ısıtıcı düzeneğiyle integrasyonunda rol oynayan önemli parametreler ; absorber ile kaynatıcı arasındaki ısı değiştiricinin tasarımı, sistemde kullanılan soğutma suyu sıcaklığı ve kaynatıcının tasarım parametreleridir.

Su-amonyak çalışma akışkanı çiftli sürekli kapalı çevrimli absorbsiyonlu soğutma sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda enerji depolama olmaksızın düz tablak güneş kollektörleri kullanılarak sistemin sürekli olarak fakat değişen soğutma kapasitelerinde çalıştırılabilmesi mümkün olduğu gözlemlenmiştir. Bu tür bir sistemde kaynatıcıya sağlanan ısı enerjisinin sıcaklıkları 60--93°C aralığında, kaynatıcı ve absorberdeki amonyak konsantrasyonları ise %58 ve %39 aralığında değişmektedir (Duffle et al 1974).

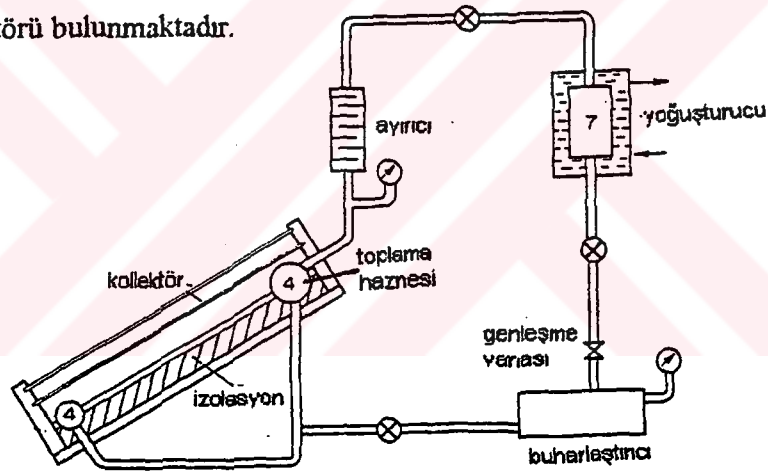
5.3.2. Kesikli Kapalı Çevrimli Sistemler

Kesikli tipteki absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma ilkesi diğerlerinden farklıdır. Öncelikle sistemde meydana gelen olaylar güneşin durumuna göre gün boyu belirli bir sıra takip ederek meydana gelir. Buna göre gündüz vakti kaynatıcıda güçlü eriyiğe ısı uygulanarak soğutucu akışkan buharlaştırılıp, yoğunlaştırıcıya gönderilirken gece vakti ise soğutucu akışkan buharlaştırıcıda buharlaştırılarak soğutma elde edilir ve sonra absorberdeki eriyik tarafından soğurularak sıvı hale getirilir. Bu çevrim kendini gün boyu tekrar eder. Proses, kaynatıcı ve yoğunlaştırıcı arasında bulunan geri dönüşü olmayan bir vana ve buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı arasında bulunan bir kısılma vanasıyla kontrol edilir (Van Paassen, 1986).

Kesikli tipteki absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde güneş kollektörü ve kaynatıcı tek bir ünite halinde bulunabilir. Böylece sistemden olan bir kısım ısı kaybı azaltılmış olur. Hatta

sistemde bulunabilecek bu tip bir bileşik cihaz soğutma periyodu sırasında absorber ünitesi olarak da çalışabilir. Bu da cihazın ilk kuruluş maliyetinde önemli bir azalma sağlar. Cihazın ilk kuruluş maliyetinin bu şekilde düşük olmasının yanında kesikli güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemleri fan, pompa gibi hareketli herhangi bir parça da içermeyebilir. Bunun anlamı sistemin bakımının kolay olacağı ve elektrik enerjisi veya mekanik enerjiye gereksinim duymayacağıdır (El Shaarawi et al, 1988).

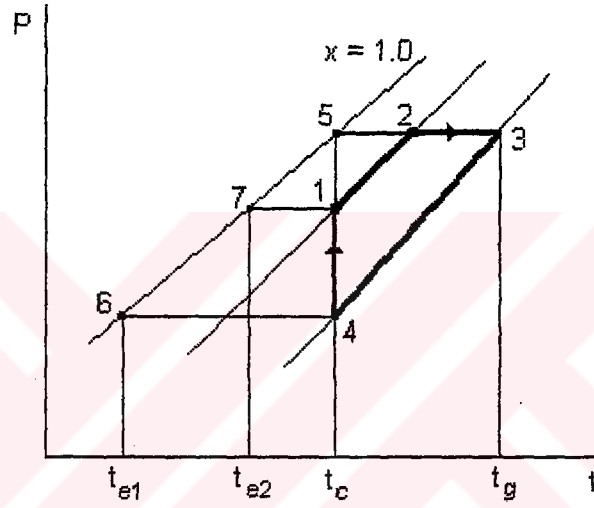
Şekil 5.6. 'da su-amonyak çalışma akışkanı çiftli kesikli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi görülmektedir. Sistemin ısıl kompresöründe sistemi tahrik eden eleman olarak düz tablalı bir güneş kolektörü bulunmaktadır.



Şekil 5.6. Kesikli kapalı çevrimli absorpsiyon soğutma sistemi.

Güneşten yayılan radyasyon, gündüz vakti kaynatıcı olarak çalışan kolektör üzerine düştüğü zaman üst haznedeki eriyiğin sıcaklığı artmaya başlar. Artan sıcaklıkla buharlaşan amonyak hazneyi terkederek ayırıcı üzerinden su soğutmalı bir yoğuşturucuya gider. Burada yoğuşur ve sıvı amonyak olarak birikir. Kaynatıcı prosesi sonunda kolektör ile yoğuşturucu arasındaki vana kapanır ve kolektör içerisindeki (alt haznede) zayıf eriyik çevre sıcaklığına kadar soğur. Soğutma prosesi sırasında yoğuşturucudaki sıvı amonyak kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcıya ulaşır. Burada buharlaşarak soğutulacak ortamdaki ısıyı uzaklaştırır. Buharlaştırıcıyı terkederek amonyak buharı soğutma prosesi sırasında absorber olarak çalışan kolektörün içerisindeki zayıf eriyik tarafından soğurur.

Sisteme ait termodinamik çevrim Şekil 5.7'deki basınç-sıcaklık diyagramında görülmektedir. Buna göre sistemi meydana getiren çeşitli proses ve durumlar aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;



Şekil 5.7. Kesikli absorpsiyonlu sistemin termodinamik çevrimi.

1-2-3, eriyiğin ısıtılması (1-2 sabit konsantrasyonda ve 2-3 sabit basınçta); 3-4 kaynatıcıdaki zayıf eriyiğin soğuması; 5, yoğunlaştırıcıdaki sıvı amonyak durumu; 6-7, soğutma prosesinin başında ve sonunda sırasıyla buharlaştırıcıya giren amonyakın durumları; 4-1, soğurma prosesi.

Sistemde üretilen soğutma etkisi, temelde kaynatıcı prosesi sırasında destillenerek yoğunlaştırıcıya gönderilen amonyak miktarına ve dolayısıyla sistemin ısıl kompresöründeki kollektörün performansına bağlıdır (Venkatesh et al, 1989).

Diğer taraftan kesikli güneş enerjili absorpsiyonlu bir soğutma sistemi genellikle şu altı nicelik göz önünde bulundurularak değerlendirilir; kaynatma prosesi sırasında üretilen buhar miktarı; yoğunlaşan soğutucu akışkan miktarı; kaynatma prosesi sırasında eriyiğe verilen ısı

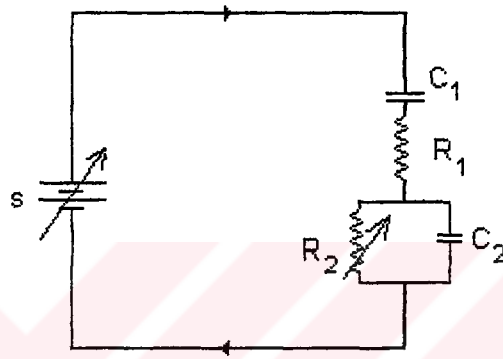
miktarı; ulaşılabilir minimum buharlaştırıcı sıcaklığı, efektif soğutma; soğutma etkisi katsayısı.Bu parametrelere performans nicelikleri de denir.Bununla beraber bu nicelikleri etkileyen beş temel sistem parametresi vardır.Bunlar; eriyiğin başlangıçtaki konsantrasyonu; eriyiğin başlangıçtaki sıcaklığı; yoğuşma doygunluk sıcaklığına karşılık gelen yoğuşma basıncı; kaynatıcıda ulaşılabilir maksimum sıcaklık ve soğurma prosesinin başlangıcında soğutucu akışkan buharı sıcaklığı.Bu parametrelere ise kontrol parametreleri denir (El-Shaarawi et al, 1988).

5.3.2.1. Kesikli Kapalı Çevrimli Sistemde Kollektör Analizi

Bu tür sistemlerde ucuzluk ve basitlik açısından konvansiyonel, düz tabanlı güneş kollektörleri kullanılmaktadır.Bu yüzden yapılacak analizde bu tip bir güneş kollektörü incelenecektir.

Soğutma için gereken sıvı soğutucu akışkanın eldesinde kollektörde şu olaylar gelişir; Kaynatıcı prosesi sırasında kollektör ve içerisindeki eriyik ısınır ve bunun sonucunda oluşan amonyak buharı kollektörü terkederek yoğuşturucuda sıvı halde toplanır.Bu proses sırasındaki ısı transferi sürekli değildir.Güneş enerjisi kollektör yüzeyi üzerine düştüğü zaman kollektör tablası ısınır ve ısı kondüksiyonla tabladan borulara aktarılır.Boru yüzeylerinden de doğal konveksiyon yoluyla içerdeki eriyiğe transfer edilir.Kollektörde meydana gelen bu olaylara eşdeğer olan elektrik devresi Şekil 5.8 de görülmektedir. C_1 ; kollektör tablasına ve C_2 ; kollektördeki borulara, sırlamaya ve izolasyona ait ısı sığasını temsil etmektedir. R_1 kollektör tablasıyla eriyiği taşıyan boruları birbirine bağlayan bağlantıların ısı direnci, R_2 ise boru çeperleri ile eriyik arasındaki konvektif dirençtir. Büyüklüğü sabit olan R_1 'in tersine R_2 ;eriyik sıcaklığına bağlı bir değişkendir.Kollektör tablasının ve boru çeperlerinin dirençlerinin değerleri , R_1 ve R_2 ile karşılaştırıldıkları zaman oldukça küçüktür ve bu nedenle ihmal edilirler.s ; zamanın bir fonksiyonu olarak kollektörün güneşe maruz kalma durumunu temsil eder.

Sistemin performansının değerlendirilmesi için Venkatesh ve Sriramulu (Venkatesh et al, 1989) tarafından kollektör performans karakteristikleri ile ilgili teorik ve deneysel çalışmada aşağıda elde edilen bağıntıların



Şekil 5.8. Sisteme eşdeğer elektrik devresi.

deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Bununla beraber üretilen ve yoğunlaşan amonyak değerleri için teorik ve deneysel sonuçlar arasında küçük bir fark olduğu görülmüştür. Buna göre kollektöre gelen toplam radyasyonun yoğunluğu I_{β} olmak üzere,

$$I_{\beta} = (I_t - I_d) \cos \beta_i / \cos \phi + I_d(1 + \cos \beta) / 2 \quad (5.5)$$

I_t : Yatay bir yüzey üzerindeki tüm radyasyon yoğunluğu. [W/m^2]

I_d : Yatay bir yüzey üzerinde dağılmış radyasyon yoğunluğu. [W/m^2]

β_i : Güneş ışığının meyilli kollektör yüzeyi üzerine geliş açısı. [$^{\circ}$]

ϕ : Yatay yüzeyin eğim açısı. [$^{\circ}$]

β : Kollektör yüzeyi ile yatay arasındaki eğim açısı. [$^{\circ}$]

Yatay bir düzlem üzerindeki tüm radyasyon yoğunluğu aşağıdaki denklemle verilebilir;

$$I_t = I_{\max} \sin(\pi\theta/L) \quad (5.6)$$

I_{\max} : Gün doğuşu ile gün batımı arasındaki güneş radyasyonu yoğunluğu. [W/m^2]

L : Gün uzunluğu. [sa]

θ : Zaman. [s]

Bu durumda birim kollektör alanı başına yazılabilecek enerji dengesi aşağıdaki gibidir;

$$[I_{\beta}(\tau\alpha) - U'(T_{kol} - T_0)]d\theta = C_1dT_{kol} + C_2dt_c + h_iA_i(t_c - t_{eri})d\theta \quad (5.7)$$

I_{β} :Kollektörün eğimli yüzeyi üzerine gelen radyasyon yoğunluğu.[W/m²]

τ : Geçirgenliği. [-]

α : Soğurganlık. [-]

U' :Tüm ısı kayıp katsayısı.[kJ/m²sa]

T_{kol} :Kollektör tablasının sıcaklığı. [°C]

T_0 :Çevre sıcaklığı. [°C]

C_1 :Kollektör yüzeyinin ısı sığası.

C_2 :Kollektör borularının, haznelerin, izolasyonun ve sırlamanın etkili ısı sığası.

h_i :Boru çeperleriyle eriyik arasındaki konveksiyonla ısı transfer katsayısı.[W/m²°C]

A_i :Kollektör borularının iç yüzey alanı. [m²]

t_c :Boru çeperi sıcaklığı. [°C]

t_{eri} :Eriyik sıcaklığı. [°C]

Denklemin sol tarafı , $d\theta$ zaman aralığı için kollektör tarafından soğurulan ve kollektör tablasının, kollektörü meydana getiren bileşenlerin ve eriyiğin iç enerjisini arttıran net enerjiyi temsil eder. Boru çeperlerinden eriyiğe doğal konveksiyonla olan ısı transferi için,

$$Nu = 1.181(GrPr)^{0.214} \quad (5.8)$$

ilişkisi (Venkatesh et al, 1989) kullanılabilir.Çeper sıcaklıkları muntazam bir şekilde arttığı için denklemdaki boyutsuz sayılar ortalama sıcaklığa, $(t_c + t_{eri})/2$ göre değerlendirilirler.Boru çeperi ve kollektör tablasındaki sıcaklık artışları sırasıyla dt_c ve dT_{kol} olmak üzere $d\theta$ zaman aralığında,

$$[(T_{kol} + dT_{kol}) - (t_c + dt_c)]C_Bd\theta = C_2dt_c + h_iA_i(t_c - t_{eri})d\theta \quad (5.9)$$

Eriyiğe transfer edilen ısı dQ_s olmak üzere ;

$$dQ_s = h_iA_i(t_c - t_{eri})d\theta \quad (5.10)$$

Aynı zaman aralığı için eriyik sıcaklığındaki artış ;

$$dt_{eri} = (dQ_s / m_{eri} C_{pAk}) \quad (5.11)$$

Eriyik ; 2. durumuna (Şekil 5.7) gelinceye kadar, basıncı ve sıcaklığı artarken sadece sabit konsantrasyonda ısıtılır. 2. durumda kaynama başlar ve amonyak buharı eriyikten ayrılır. Bu esnada eriyiğin konsantrasyonu ve kütlelerinde azalma başlar. 2-3 prosesi sırasında basınç, yoğunlaşma sıcaklığına karşılık gelen doyumluk basıncında sabit kaldığından eriyik konsantrasyonu sadece sıcaklığa bağlıdır. Konsantrasyon ve sıcaklık arasında fonksiyonel bir ilişki su-amonyak karışımının özelliklerinden faydalanarak kurulabilir. Eriyik konsantrasyonu dx_1 kadar azaldığı zaman elde edilen amonyak buharı kütlesi aşağıdaki şekilde verilir (Venkatesh et al, 1989) ;

$$dm_{amo} = -dx_{amo} \cdot m_{eri} \quad (5.12)$$

Bu ilişki sadece ayırma prosesinden sonra yoğunlaştırucuya destillenen amonyak kütlesini verir. Fakat, kaynatıcıyı terkeden buharın kütlesi, dm_{buh} bir su-amonyak karışımıdır. İki kütle arasındaki ilişki ayırıcıya ait kütle dengesi kurularak elde edilebilir. Kaynatıcıyı terkeden buhar tarafından uzaklaştırılan enerji;

$$dQ_{buh} = dm_{buh} \cdot h_{buh} \quad (5.13)$$

Aynı zaman aralığında, kaynatıcıdaki eriyiğe eklenen ısı;

$$dQ_s = m_{eri} C_{peri} \cdot dt_{eri} \quad \text{'dir.} \quad (5.14)$$

Bu durumda konveksiyonla olan net ısı transferi için ;

$$dQ_{buh} + dQ_s = h_i A_i (t_c - t_{eri}) \quad (5.15)$$

$d\theta$ zaman aralığında eriyik sıcaklığındaki artış ;

$$dt_{eri} = [h_i A_i (t_c - t_{eri}) d\theta - dQ_{buh}] / m_{eri} C_{peri} \quad (5.16)$$

Analizdeki bir sonraki adım için, $t_{en} = t_{en} + dt_{en}$ ve $m_{en} = m_{en} - dm_{amo}$ 'dır. Analiz, eriyik mümkün olan maksimum sıcaklığa ulaşmaya kadar devam eder. Ayrıca 2-3 prosesi sırasında üretilen amonyak miktarı aşağıdaki ifade ile verilir ;

$$m_{amo} = \sum dm_{amo} \quad (5.17)$$

Kesikli güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanımlarının düşünüldüğü en ideal yerler güneş enerjisinin bol fakat elektrik enerjisinin az olduğu kırsal bölgelerdir. Buralarda yiyeceklerin ve tıbbi malzemelerin muhafazasında ve çeşitli soğutma uygulamalarında ideal biçimde kullanılabilirler.

Kesikli sistemlerin toplam verimliliği oldukça düşüktür. Van Paassen ' in (Van Paassen, 1986) , kesikli güneş enerjili absorpsiyon çevrimiyle çalışan bir tıbbi malzeme muhafaza dolabı üzerinde yaptığı deneysel çalışmalar neticesinde sistem verimliliğinin düşük olmasının en önemli sebebini kaynatıcı dolayısıyla kollektör verimliliğinin düşük olmasına bağlamıştır. Sistemde kollektör verimliliğinin düşük olması kaynama prosesinin, kollektörlerin durgunluk sıcaklıklarına çok yakın sıcaklıklarda meydana gelmesinin bir sonucudur. Kaynatıcı verimliliğinin düşük olması ise zayıf eriyik ile güçlü eriyik arasındaki konsantrasyon farkının küçük olmasından kaynaklanmaktadır.

Sistemin ısıl kompresöründeki kaynama ve soğurma prosesleri problemsiz meydana gelmektedir. Bununla beraber bulutlu havalarda kaynatıcıdaki eriyik sirkülasyonu kesintiye uğramakta fakat güneş tekrar ortaya çıktığında sistem normale dönmektedir.

Kollektör verimliliği, kollektör tasarımları geliştirilerek veya kollektörlerin çalışma sıcaklıkları düşürülerek artırılabilir. Kollektör tasarımlarının geliştirilmesinde üzerinde durulması gereken nokta, kollektör tablasından olan ısı kayıplarını azaltmaya yönelik tasarımların geliştirilmesidir. Bu da kollektör tablası üzerine etkili seçici yüzeyler kaplanarak elde edilebilir. Diğer taraftan kollektör çalışma sıcaklıklarının azaltılması kaynatıcıda yüksek

konsantrasyonlarda çalışılmasıyla gerçekleştirilebilir.Fakat buharlaştırıcıda daha düşük sıcaklıklar talep edilmesi durumu eriyik konsantrasyonundaki artışları sınırlar.Kaynaticının verimliliği ; güçlü eriyik özgül dolaşım oranı azaltılarak ve ısı değiştirici, güneş kolektörü ve haznelere içerisindeki ısı eylemsizlik sınırlanarak geliştirilebilir.

Yukarıda önerilen yöntemlerle sistemin toplam verimliliğinde artma meydana gelmesi sistemdeki taşınım problemlerini hafifletecek ve sistemin boyutlarının küçülmesine neden olacaktır.Daha etkili güneş kolektörlerinin sistemde kullanılmasıyla da daha önce aynı miktarda soğutma elde edebilmek için kullanılan kolektör yüzeyinde azalma meydana gelecektir.Daha düşük sirkülasyon oranlarında ise aynı miktar soğutma elde etmek için gerekli olan soğutucu akışkan miktarı daha az olacak ve bu da soğutucu akışkanın sıvı olarak toplandığı yoğuşturucunun boyutlarının küçülmesine ve dolayısıyla cihazın maliyetinin azalmasına neden olacaktır.

5.3.3. Açık Çevrimli Sistemler

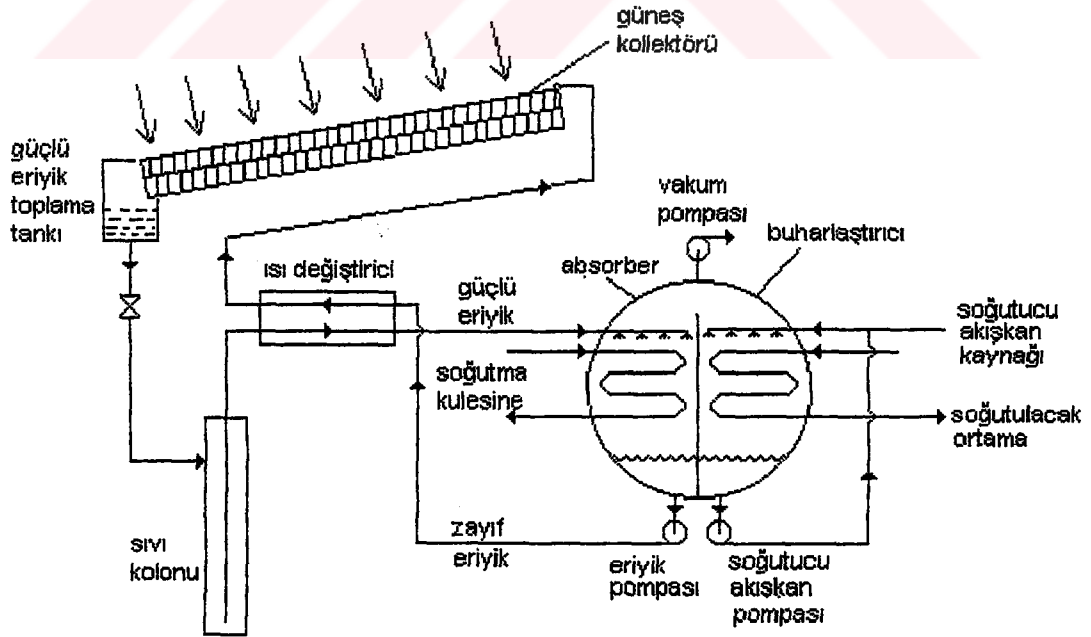
Açık çevrimli sistemlerde, zayıf eriyik içerisindeki soğutucu akışkan kapalı sistemlerdeki yoğuşturucu yerine atmosferik havaya bırakılarak absorberde soğutucu akışkanı tekrar soğuracak olan güçlü eriyik elde edilir.Bu durumda sistemde soğutmayı gerçekleştirecek olan soğutucu akışkan yoğuşturucudan değil de harici bir kaynaktan alınır ve yoğuşturucu kullanımına gerek kalmaz.Bununla beraber sisteme sürekli olarak soğutucu akışkan sağlayacak harici bir kaynak olması gereklidir.Bu durumda sistemde kullanılan soğutucu akışkan su ve kaynak da bir su kaynağıdır.

Açık çevrimli absorpsiyonlu bir soğutma sistemi Şekil 5.9.'da görülmektedir.Sistemi alışılmış güneş enerjili absorpsiyonlu sistemlerden ayıran temel fark kaynaticı kısmının absorbere açık olmasıdır.Bu durumda zayıf eriyik atmosfere açık olan güneş kolektörü üzerinde ısıtılarak konsantre hale getirilir.Elde edilen güçlü eriyik kolektörü terkeder ve bir sıvı kolonu içerisinden geçer.Bu kolonun amacı ; güçlü eriyiğin atmosferik basınçtan daha

düşük basınca inmesini sağlamaktır. Eriyik bundan sonra bir ısı değiştiriciden geçer ve absorbere ulaşır. Bu arada buharlaştırıcıda, harici bir kaynaktan gelen su soğutulacak ortamdan çekilen ısıyla düşük basınçta buharlaştırılır. Bu buharlar, absorberde düşük basınç muhafaza edilerek soğurur. Bu esnadaki eriyik ısıyı soğutma suyu tarafından uzaklaştırılır. Sonuçta absorberdeki zayıf eriyik çevrimi tamamlamak üzere ısı değiştirici yoluyla kollektörlere geri gönderilir. Bunun için bir pompa kullanılır.

Açık çevrimli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin klasik kapalı çevrimli sistemlere göre üç önemli avantajı vardır. Bunlar ;

1. Sistemde kullanılan kollektörlerin basitliği. Açık çevrimli sistemler için kullanılan kollektörler sadece zayıf eriyiğin üzerinden ince bir film tabakası halinde akacağı eğimli, düz siyah bir yüzeyden ibarettirler. Kollektörün sırlanmasına, seçici yüzeyler veya akışkan kanalları içermesine lüzum yoktur.



Şekil 5.9. Açık çevrimli absorpsiyonlu bir soğutucu.

2. Termodinamik performanslarının iyi olması.Kapalı çevrimli bir sistemde, kaynatıcı sıcaklığı, zayıf eriyiğin buhar basıncının yoğuşturucudaki suyun doygunluk basıncını aşacağı bir noktaya yükseltilmelidir.Oysa açık çevrimli bir sistemde zayıf eriyiğin sıcaklığının; suyun buhar basıncının atmosfer basıncını aşacağı bir noktaya yükseltilmesi yeterlidir.Bu durumda kapalı çevrimli bir sistemin yoğuşturucusunda yaklaşık olarak 30-40 mmHg 'lık bir basınç mevcut olurken açık çevrimli bir sistemin yoğuşturucusunda 10 mmHg gibi çok daha düşük bir basınç bulunacaktır. Böylece açık çevrimli sistemde, zayıf eriyiği tazelemek için kapalı çevrimli sistemde ihtiyaç duyulan sıcaklıktan daha düşük bir sıcaklık yeterli olacaktır.

3. Sistemin güneş enerjisine iyi adapte olabilmesi.Açık çevrimli bir sistemde kaynatıcı ve güneş kollektörü birdir ve aynıdır.Bu durumda sistemde kullanılan cihaz sayısı azalır. Konvansiyonel kollektörlü kapalı bir sistem için kollektör çıkış enerjisi ısı enerjidir.Isıl enerji, güneş kollektörleri vasıtasıyla toplanmalı, depolanmalı ve gerektiğinde uygun yerlere iletilerek kullanılmalıdır.Toplanan bu ısı enerjide meydana gelebilecek en küçük bir kayıp sistemin performansında önemli bir düşüşe yol açacaktır.Açık çevrimli bir sistemde ise kollektör çıkış enerjisi kimyasal potansiyeldir(soğutucu akışkanı soğurma yeteneği olan güçlü eriyik).Kimyasal potansiyel güneş kollektöründe yaratılır, depolanır ve gerektiğinde nakledilerek harcanır.Açık sistemin kollektöründe meydana gelebilecek ısı kayıpları da muhakkak ki sistemin performansını etkileyecektir.Fakat eriyiğin depolanması sırasında hiç bir kayıp meydana gelmeyecek ve sistemin performansındaki azalma fazla olmayacaktır.

Açık çevrimli soğutma sistemlerinde karşılaşılan problemler ise aşağıdaki şekilde sıralanabilir;

1. Yardımcı güç gereksinimleri.Sistemdeki pompaları sürekli olarak çalıştırmak için sisteme belirli bir miktar enerji sürekli olarak verilmelidir.

2. Kirletici olmayan soğutucu bir akışkanın kullanılması.Sistemde soğutucu akışkan olarak kullanılan su çoğunlukla musluk suyu özelliklerine sahiptir.Bu durumda suyun içerisinde çözünmemiş halde bulunan mineraller özellikle buharlaştırıcının kısa sürede

kirlenmesine neden olur.

3. Eriyiğe karışan yabancı partiküller.Havadan gelebilecek toz veya kimyasal maddeler soğurucu madde-soğutucu akışkan eriyiğinin kollektörden geçişi sırasında eriyiğe karışabilir ve sistemin özellikle düşük basınçlı kısımları üzerine kötü etkileri söz konusu olabilir.

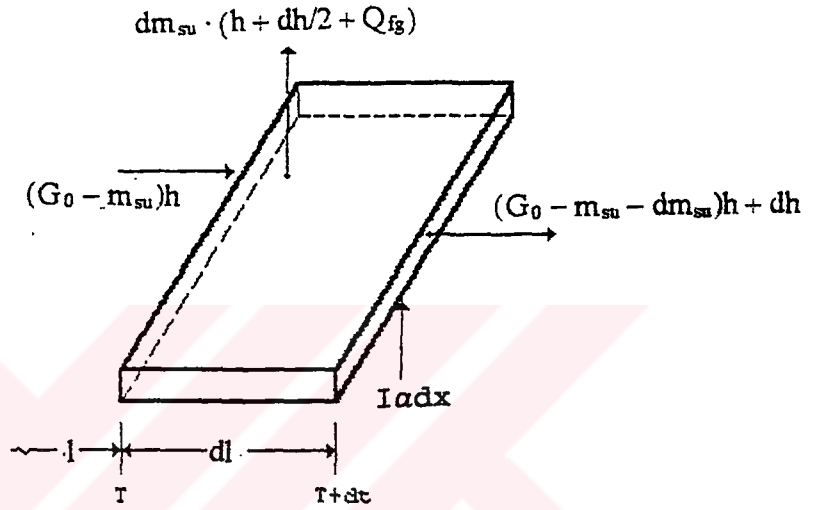
4. Yağmur suyunun eriyiği sulandırması.Bu durumda sistem yağmura karşı duyarlı olmalı ve yağmur suyunun eriyiğe karışması önlenmelidir (Collier, 1979)

Açık çevrimli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin işleyişindeki en önemli husus sistemin performansıyla kollektör performansı arasında yakın bir ilişkinin bulunduğudır. Kollektörden elde edilen faydalı enerji çıktısı suyun buharlaşmasıdır.Buna bağlı olarak soğutma sisteminin faydalı enerji çıktısı da suyun buharlaşmasıdır.Kollektörden buharlaştırılacak her birim kg su kütlesi için buharlaştırıcıda 1 kg su buharlaştırılabilir ve akabinde absorberde 1 kg su soğurulabilir.Yani kollektörden buharlaşacak olan su miktarı buharlaşarak soğutma üretecek olan su miktarını ve dolayısıyla da sistemin soğutma kapasitesini belirler.Bu durumda güneş kollektöründen olan kütle transferi olayları sistemin soğutma performansının belirlenmesinde etkin rol oynar.

5.3.3.1. Açık Çevrimli Sistem Analizi

Açık çevrimli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan güneş kollektörü sistem içerisinde hem kütle hem de ısı transferinin meydana geldiği bir elemandır.Güneş kollektörünün işlevi zayıf eriyiğin sıcaklığını yükselterek suyun buharlaşarak eriyikten ayrılmasını sağlamaktır.Bu şekilde zayıf eriyik güneş kollektörünün eğimli yüzeyi üzerinde havayla temas eden bir akışkan filmi halinde akarak tazelenir.Eriyik, güneş ışınlarının kollektörün eğimli soğurucu yüzeyi üzerine temas etmesiyle ısınır ve sıcaklığı eriyik içerisindeki suyun buhar basıncı atmosferdeki suyun kısmi buhar basıncının üzerine çıkıncaya kadar yükselir.Böylece enerji ve kütle transferi prosesleri birbirlerini takip eden bir sırada meydana gelir.

Kollektör yüzeyi üzerinden akan ve Şekil 5.10 'da görülen dx uzunluğunda ve birim genişlikteki bir diferansiyel eriyik elemanına ait enerji dengesi aşağıdaki şekilde kurulabilir.



Şekil 5.10. Kollektör yüzeyi üzerinden akan zayıf eriyiğe ait bir diferansiyel akışkan elemanı.

Kararlı durum olduğu kabul edilip, eriyik tabakası içerisindeki sıcaklık gradyeni ihmal edildiğinde,

$$I_{kol}\alpha_t dl - U'_{kol}(T_{eri} - T_0)dl - (G_0 - m_{su})C_{pz}dT_{eri} - Q_{fg}dm_{su} = 0 \quad (5.18)$$

elde edilir. m_{su} , G_0 'a göre küçük olduğu için ihmal edilir ve

$$I_{kol}\alpha_t - U'_{kol}(T_{eri} - T_0) - G_0C_{pz}\frac{dT_{eri}}{dl} - Q_{fg}\frac{dm_{su}}{dl} = 0 \text{ haline gelir.} \quad (5.19)$$

I_{kol} :Kollektöre ulaşan güneş enerjisi yoğunluğu. [W/m^2]

α_t :Kollektör soğurucu yüzeyi ve eriyik tabakası soğurganlığı. [-]

U'_{kol} :Kollektör tüm ısı kayıp katsayısı. [kJ/m^2sa]

T_{eri} :Bölgesel eriyik sıcaklığı. [$^{\circ}C$]

T_0 :Çevre sıcaklığı. [$^{\circ}C$]

G_0 :Birim kollektör genişliği başına zayıf eriyiğin başlangıç debisi. [kg/ms]

C_{pz} :Zayıf eriyiğin ısı kapasitesi. [kJ/kg°C]

Q_{fz} :Suyun zayıf eriyikten buharlaşma ısısı. [kJ]

m_{su} :Birim zamanda birim kollektör genişliğinden akan zayıf eriyikten buharlaşan su miktarı.

l : Eriyiğin güneş kollektörü boyunca katettiği mesafe. [m]

Bu denklem tek bir bağımlı değişkene (l) düşürülebilir.Diferansiyel bir elemandan olan suyun kütle transferi aşağıdaki şekilde verilir;

$$\frac{dm_{su}}{dl} = k_D(P_{buh} - P_{\infty}) \quad (5.20)$$

k_D :Kütle transfer katsayısı. [m²/s]

P_{buh} :Zayıf eriyiği terkeden suyun buhar basıncı. [Pa]

P_{∞} :Atmosferik su buharı basıncı. [Pa]

Basınç genellikle sıcaklığın ve ağırlık konsantrasyonunun bir fonksiyonudur.Bu durumda;

$$P = f(T, \zeta)$$

ve

$$\zeta = \frac{m'_s}{G_0 - m_{su}} \text{ 'dir.} \quad (5.21)$$

ζ :Eriyikteki soğuruçü madde konsantrasyonu. [kg/kg]

m'_s :Birim kollektör genişliği başına soğurucu madde debisi. [kg/s]

G_0 :Birim kollektör genişliği başına zayıf eriyiğin başlangıç debisi. [kg/ms].

m_{su} :Her bir l mesafesi için birim zamanda birim kollektör genişliğinden akan zayıf eriyikten buharlaşan su miktarı.

Suyun buhar basıncıyla sıcaklık ve soğurucu madde konsantrasyonu arasındaki ilişki oldukça karmaşıktır.Sıcaklık ve soğurucu madde konsantrasyonları l 'nin fonksiyonudur, bu nedenle 5.20 denklemi 5.19 denkleminde yerine konulduğunda elde edilen denklem aşağıdaki gibidir;

$$P_{buk} = a \cdot T_{eri} + \frac{b}{\zeta} + c \quad (5.22)$$

Buradaki a, b ve c değerleri söz konusu sıcaklık ve konsantrasyon aralığında deneysel olarak belirlenen sabitlerdir. Yukarıda ifade edilen bu denklem sadece bir yaklaşımdır. Bununla beraber göz önüne alınan kollektörde karşılaşılan sıcaklık ve konsantrasyon aralığı 5.22 denkleminle ifade edilen doğrusal yaklaşımı sağlamaya yetecek kadar küçüktür. T_{eri} ve ζ , l 'nin fonksiyonu olduklarına göre ; 5.20 , 5.21 ve 5.22 denklemleri 5.19 denkleminde yerlerine konursa aşağıdaki ifadeler elde edilebilir ;

$$\frac{d^2 m_{su}}{dl^2} + \frac{A_1}{G_0} \cdot \frac{dm_{su}}{dl} + \frac{A_2}{G_0^2} \cdot m_{su} - \frac{A_3}{G_0} = 0 \quad (5.23)$$

burada

$$A_1 = \frac{k_D b}{\zeta_0} + \frac{k_D a Q_{fg}}{C_{pz}} + \frac{U'_{kol}}{C_{pz}}$$

$$A_2 = \frac{k_D U'_{kol} b}{\zeta_0 C_{pz}}$$

$$A_3 = \frac{k_D}{C_{pz}} \left[a(I_{kol} \alpha_t + U'_{kol} T_0) + U'_{kol} \left(\frac{b}{\zeta_0} + c - P_\infty \right) \right]$$

$$\zeta_0 = \frac{m'_s}{G_0}$$

U'_{kol} ve k_D değerlerinin sabit bölgesel değerler olarak kullanılabilceği ve Q_{fg} 'nin de sabit bir değer olduğu kabul edilirse, 5.23 denkleminde ait genel çözüm aşağıdaki şekilde elde edilir;

$$m_{su} = C_1 \cdot e^{k_1 l / G_0} + C_2 \cdot e^{k_2 l / G_0} + \frac{A_3}{A_2} G_0$$

burada

$$k_1 = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 - 4A_2}}{2}$$

ve

$$k_2 = \frac{-A_1 - \sqrt{A_1^2 - 4A_2}}{2} \text{ 'dir.}$$

C_1 ve C_2 sabitleri sınır şartlarından bulunabilir;

$$l=0 \text{ 'da } m_{su}=0 \text{ 'dır}$$

$$l=0 \text{ 'da } \frac{dm_{su}}{dl} = k_D(P_0 - P_\infty)$$

burada P_0 zayıf eriyikteki su buharının başlangıç basıncıdır. C_1 ve C_2 yerlerine konarak,

$$m = \frac{G_0 \left[\frac{A_3}{A_2} k_2 + \beta(P_0 - P_\infty) \right]}{k_1 - k_2} e^{k_1 x / G_0} - \frac{G_0 \left[\frac{A_3}{A_2} k_1 + \beta(P_0 - P_\infty) \right]}{k_1 - k_2} e^{k_2 x / G_0} + \frac{A_3}{A_2} G_0 \quad (5.24)$$

elde edilir.

5.24 denklemini; kollektör uzunluğu, başlangıç eriyik parametreleri ve meteorolojik şartların bir fonksiyonu olarak zayıf eriyikten uzaklaştırılan su miktarı ile ilgilidir. Meteorolojik şartların sonuçları doğru olarak modellenilebilirse uzaklaştırılan su miktarı da tahmin edilebilir. Dikkat edilirse kütle transfer katsayısı, k_D kollektör kayıp katsayısı, U'_{kol} ve suyun eriyikten buharlaşma ısı, Q_{fg} sıcaklık ve konsantrasyona göre sabit alınmaktadır. Sistemde karşılaşılan sıcaklık ve konsantrasyon aralığının küçük olduğu düşünüldüğünde bu ifadeler gayet iyi yaklaşımlar olarak göz önünde bulundurulmalıdır (Collier, 1979).

5.24 denkleminin her iki tarafı 1 'ye bölünecek olursa; birim kollektör alanı başına eriyiği terkeden su miktarı, (m_{su}/l) , birim kollektör alanı başına eriyiğin başlangıç debisi, G_0/l ve çevresel şartlarla ilgili bir denklem elde edilir. Birim kollektör alanı başına eriyiği terkeden su miktarı doğrudan doğruya kollektörden olan faydalı enerji miktarıyla orantılıdır. (Orantı sabiti ; suyun buharlaşma ısıyla eriyik ısılarının toplamıdır). Böylece herhangi bir durumda maksimum kollektör verimliliğine sahip bir kollektörün birim alanı başına optimum eriyik

eriyik akış miktarı bulunabilir.

m_{su}/l 'nin G_0/l 'ye göre türevi alınıp, sonuçları sıfıra eşitlenirse,

$$\left(1 - \frac{k_1 l}{G_0}\right) Z_2 e^{k_1 l / G_0} - \left(1 - \frac{k_2 l}{G_0}\right) Z_1 e^{k_2 l / G_0} + \frac{A_3}{A_2} = 0$$

burada

$$Z_1 = \frac{\left[\frac{A_3}{A_2} k_1 + k_D (P_0 - P_\infty) \right]}{k_1 - k_2}$$

ve

$$Z_2 = \frac{\left[\frac{A_3}{A_2} k_2 + k_D (P_0 - P_\infty) \right]}{k_1 - k_2} \quad \text{elde edilir.} \quad (5.25)$$

G_0/l 'nin 5.25 denklemini sağlayan değerleri verilen herhangi bir duruma ait optimum değerlerdir.

Kayıp katsayısı U'_{kol} aşağıdaki şekilde verilir ;

$$U'_{kol} = h_c + h_r \quad (5.26)$$

$$h_r = \frac{\sigma \epsilon_{eri} (T_{eri}^4 - T_g^4)}{T_{eri} - T_0} \quad (5.27)$$

h_r : Radyasyonla ısı transferi katsayısı. [W/m²°C]

σ : Stefan-Boltzman sabiti.

ϵ_{eri} : Eriyiğin yayınımlı. [-]

T_{eri} : Bölgesel eriyik sıcaklığı. [°C]

T_g : Etkili siyah yüzey sıcaklığı. [°C]

T_0 : Çevre sıcaklığı. [°C]

Etkili siyah yüzey sıcaklığı için Swinbank (Collier, 1979) ilişkisi kullanılır. Bu durumda;

$$T_g = 0.0552 \cdot T_0^{1.5} \quad (5.28)$$

Konvektif ısı transfer katsayısı iki temel durum için değerlendirilir. Bunlar; (1) serbest konveksiyon ve (2) zorlanmış konveksiyon. Serbest konveksiyon için aşağıdaki ilişki türbülanslı akışta, düşey olarak ısıtılan yüzeyler için konvektif ısı transfer katsayısını tanımlamaktadır;

$$Nu_L = 0.13(Gr_L Pr)^{1/3} \quad (5.29)$$

Söz konusu kollektör uzunlukları ve sıcaklık farklarında Grashoff sayısı kesinlikle türbülanslı bölgededir. Türbülanslı bölgede yatay olarak ısıtılan yüzeylere ait konvektif ısı transfer katsayısını tanımlayan ilişki ise aşağıdaki şekilde verilir ;

$$Nu_L = 0.14(Gr_L Pr)^{1/3} \quad (5.30)$$

Eğimli yüzeyler için Grashoff sayısı eğim açısının \cos 'ü ile çarpılır. Mesela 60° 'lik bir eğim, ampirik sabiti 0.13 değerinden 0.10 değerine değiştirecek bir etki yaratır. Açık çevrimli sistemlerde kollektörlerin yaz aylarındaki maksimum enerjiyi toplamak ve üzerlerindeki eriyik akışının yavaş olmasını sağlamak için yataya oldukça yakın bir konumda olmaları varsayılır.

Rüzgarlı bir havada, konvektif ısı transferi katsayısını belirlemek için ise Colburn türbülanslı sınır tabaka denklemi (Collier, 1979) kullanılabilir. Bu denklem aşağıdaki şekilde verilir.

$$Nu_L = 0.036 Pr^{0.33} Re_L^{0.8} \quad (5.31)$$

Bu denklem türbülanslı bir sınır tabakanın kollektör tablasının ön tarafında başladığı durumlar için geçerlidir. Bu, türbülanslı bir tabakaya dönüşen laminar bir tabakadan ziyade kabul edilir. Çünkü rüzgar genellikle paralel bir akış alanı olarak tanımlanmaz. Onun özellikle çatı veya ağaç üstü gibi yerlerde dolaşan çok karmaşık bir karışım akımı olduğu

düşünülür. Düşük rüzgar hızları için serbest ve zorlanmış bir konveksiyon bütünü için konvektif ısı transfer katsayısını belirlemede potansiyel bir problem söz konusudur. Kreith (Collier, 1979); $Gr < 0.225 Re_L^2$ olması durumunda yüzdürme gücü etkisinin ısı transferinin % 5'inden az olacağını ifade etmektedir. En küçük rüzgar hızının 2.25 m/s olduğu göz önünde bulundurularak en az 5 m olan kollektör uzunluklarında yüzdürme gücü etkisi ihmal edilir.

Kütle transferi olayları ısı transferi olaylarıyla analogi yapılarak incelenebilir. Sherwood sayısının Nusselt sayısı ve Schmidt sayısının da Prandtl sayısı ile analogi yaptığı düşünülürse serbest konveksiyon için ,

$$Sh_L = 0.13(Gr_L Sc)^{1/3} \quad (5.32)$$

ve zorlanmış konveksiyon için,

$$Sh_L = 0.036 Sc^{0.33} Re^{0.8} \quad (5.33)$$

denklemleri kütle transfer katsayısını, h_m hesaplamak için kullanılır. Bu durumda kütle taşınım katsayısı, k_D aşağıdaki şekilde verilir;

$$k_D = h_m / R_{buh} \cdot T_m$$

k_D : Kütle taşınım katsayısı. [m^2/s]

h_D : Kütle transfer katsayısı.

R_{buh} : Su buharı için gaz sabiti. [$kJ/kg K$]

T_m : Ortalama akışkan sıcaklığı. [$^{\circ}C$]

Açık çevrimli bir sistemin soğutma performansı konvansiyonel güneş enerjili soğutma sistemleriyle karşılaştırıldığında havanın nemliliğine karşı oldukça hassastır. Açık çevrimli sistem enerjiyi kimyasal potansiyel yani güçlü eriyik olarak depoladığından boru tesisatı ve depolama sırasında meydana gelebilecek kayıplar ortadan kaldırılmış olur (Collier, 1979). Sistemde kullanılan eriyik ve soğutucu akışkan pompaları için sisteme sürekli olarak

az da olsa elektrik enerjisi verilir.Güneş enerjisinin sürekli olmaması sistem için bir problem yaratmaz.Çünkü güneşli zamanlarda güçlü eriyik fazlasıyla üretilerek sistem içerisindeki bir tankta toplanır ve güneşin mevcut olmadığı zamanlarda bile sistemin soğutma yapması sağlanır (Kaushik et al, 1989).

Açık çevrimli sistemlerde kolektör tasarımı büyük ölçüde sistemin kurulacağı ortamın nemliliğine bağlıdır.Birim kolektör genişliğindeki eriyik debisinin kolektör uzunluğuna oranı olan G_0/l oranı, nemli bölgelerde küçük olmalıdır.Bu oran son derece fazla olan kolektör uzunluklarını pratikte karşılaşılan eriyik debilerine göre dengeler.Kuru iklimli bölgelerde kolektör uzunluğu çok daha kısa olabilir ve bu kolektörün yüksek performansında bir azalma meydana getirmez.Eğer uygun bir G_0/l oranına ulaşılabilirse kolektörün fasıhalı bir şekilde güneş radyasyonuna maruz kalması performansı büyük ölçüde azaltmayacaktır.

Collier (Collier, 1979) tarafından 43°C ve 24°C (sıcak, kuru) ve 35°C ve 29°C (sıcak, nemli)'lık kuru ve yaş termometre sıcaklıklarına sahip farklı iki durumda yapılan çalışmalarda, sistemdeki kolektörün performansını düşürmeye eğilimli olan parametrelerin sıcak ve kuru ortamda, sıcak ve nemli ortamdakinden daha etkili olduğunu gözlenmiştir.Bu muhtemelen daha büyük su buharı basıncı gradyenini alt etmek için eriyik sıcaklığının yüksek nemlilikte daha yüksek bir değerde olması nedeniyledir.Bu arada sıcaklıkla su buharı arasındaki ilişki doğrusal değildir. Sıcak ve kuru durumda çalışan sistemdeki kolektörün performansı sıcak ve nemli durumda çalışan sistemin kolektörünün performansının tersine ortamdaki rüzgarın etkisiyle artar.Bu durum kütle transferi ile konvektif ısı transferi arasında doğrusal bir ilişki varken sıcaklıkla su buharı basıncı arasında doğrusal olmayan bir ilişkinin varlığına bağlanabilir.

BÖLÜM VI

6. Atık Isıyla Çalışan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerine Giriş

Birçok endüstriyel proses çevre sıcaklığından yüksek sıcaklıklarda ve ısı geri kazanımını ekonomik açıdan cazip hale getirebilecek potansiyele sahip miktarlarda ısıyı atmosfere bırakmaktadır. Atmosfere bırakılan bu atık ısının ıslah edilmesi ekonomik açıdan karlı görülmediği için genellikle kayıp olarak değerlendirilmektedir.Çevreye bırakılan atık ısı bir şekilde derhal geri kazanılmazsa çabucak atmosfere karışır ve kaybolur.Büyük miktarlarda ısı enerjisinin atık olarak çevreye bırakıldığı durumlarda ise ısı çevre kirliliği meydana gelebilir ve doğadaki sıcaklık dengesi bölgesel olarak bozulabilir.Diğer taraftan geri kazanılan atık ısı, tesiste üretilen endüstriyel ürünlerin üretim maliyetlerini doğrudan etkileyerek düşürür.Ayrıca çevre havasının ısı kirliliği de, atık ısı geri kazanımının sağladığı bir avantaj olarak azaltılabilir.En etkili , modern enerji santrallerin de bile sadece %40 verimle çalışıldığı göz önünde alındığında atmosfere atık ısı olarak bırakılan enerjinin dünya üzerinde enerji üretimi için tüketilen toplam enerjilerin %60 'ı kadar olduğunu söylemek yanlış olmaz.Bu değer de oldukça büyük bir miktardır.

Atık ısının başarılı bir şekilde geri kazanımı, serbest bırakılan enerjinin hem miktarına hem de kalitesine bağlıdır.Isının miktarı ve kalitesi termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarından faydalanılarak değerlendirilebilir.Atık ısının kalitesi atık ısıyı üreten kaynağın sıcaklığına bağlıdır. Isının sıcaklığı ne kadar yüksek olursa kalitesi de o derece iyi olur.Çelik ısıtma fırınları tarafından üretilen yaklaşık 1000°C 'daki ısı enerjileri gibi yüksek sıcaklıklara sahip atık ısı, yüksek kaliteli bir enerjidir ve sanayi tesislerinde proses ısısı olarak veya hatta enerji santrallerinde elektrik üretimi için bile kullanılabilir.Bu durum yüksek sıcaklıklı atık ısı geri kazanımını oldukça karlı hale getirir.Bununla beraber birçok endüstriyel prosesten çevreye bırakılan ısı 100°C'dan daha düşük sıcaklıklara sahiptir.Egzost buharı veya içten yanmalı motorlardan çıkan soğutma suyu gibi akımlar düşük sıcaklıklı atık ısı kaynaklarına örnek olarak verilebilir.Düşük sıcaklıklardaki bu enerjileri ekonomik olarak geri kazanmak

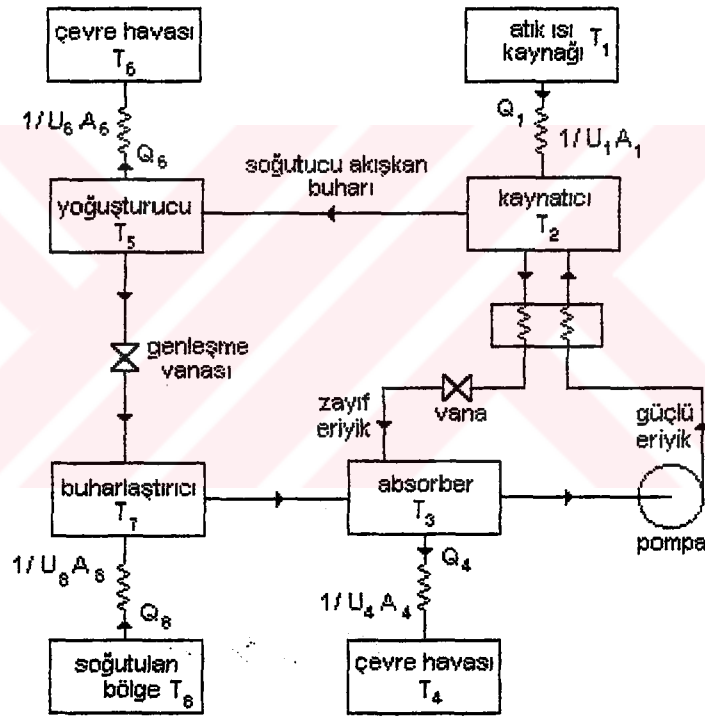
zordur.Fakat günümüzdeki rekabet ortamı içerisinde maliyetlerin düşürülmesine katkıda bulunacak girişimler nedeniyle düşük kalitedeki atık ısı enerjisinin geri kazanımına yönelik yeni teknikler ortaya çıkmıştır.Bu tekniklerin pekçoğu üzerindeki çalışmalar hızla devam etmekte ve bir kısmı da ticari olarak kullanılmaktadır.Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ve ısı pompaları, düşük kaliteli atık ısı enerjisinin geri kazanımında kullanılabilecek bu pekçok teknikten birisidir.Absorbsiyonlu soğutma sistemi nispeten basit ve güvenilirdir.Bugün, düşük kalitedeki atık ısı geri kazanımı muhtemelen dünyadaki en büyük enerji tasarrufu potansiyelini temsil etmektedir.

6.1. Sistemdeki Isıl Kompresör ve Sistemin Çalışması

Soğutma çevrimlerinde soğutulacak ortamdan ısı çekilmesi ve bu ısının çevreye verilmesi prosesleri farklı sıcaklıklarda meydana geldiğinden konvensiyonel buhar sıkıştırma bir soğutma sistemi bu proseslerin meydana geldiği sistem elemanları olan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasındaki basınç farkını yaratmak için kompresör kullanır.Absorbsiyonlu bir soğutma sistemi ise bu basınç farkının yaratılmasında, buhar sıkıştırma sistemdeki kompresörün yerini bir eriyik pompasının aldığı bir soğutma sistemidir.Bir sıvı akışkanı sıkıştırmak için gereken enerji miktarı bir gaz akışkana aynı işlemi uygulamak için gereken enerjiden çok daha az olduğu için absorbsiyonlu sistemdeki eriyik pompasına verilen iş konvensiyonel buhar sıkıştırma sistemin kompresörüne verilen işten çok daha azdır.Atık ısı enerjisiyle çalışan absorbsiyonlu bir soğutma sistemine ait çevrim Şekil 6.1'de görülmektedir.

Atık ısı enerjisiyle çalışan absorbsiyonlu bir soğutma sistemini meydana getiren elemanlar temel absorbsiyon sistemindeki elemanların aynısıdır.Sistemin ısıl kompresörü eriyik pompasının yanı sıra, kaynatıcı, absorber, ısı değiştirici ve basınç ayarlayıcı vanalardan meydana gelir. Sistemin ısıl kompresöründeki kaynatıcı atık ısı enerjisiyle güçlü eriyik arasındaki ısı değişimini sağlayan bir çeşit ısı değiştirici olarak değerlendirilebilir.Isıl kompresördeki ısı değiştirici ise kaynatıcıya giden güçlü eriyikle absorbere giden zayıf eriyik

arasındaki ısı alışverişini düzenleyerek sistem için enerji tasarrufu sağlayan bir elemandır. Fakat sistemin verimli bir şekilde çalışması için çok gerekli değildir. Sistemde dolaşan akışkan bir soğutucu madde-soğutucu akışkan karışımıdır. Şekil 6.1 'de görülen diyagramın sol tarafı; soğutucu akışkanın çevrimde tek başına dolaştığı konvansiyonel buhar sıkıştırma bir soğutma sisteminin aynısıdır.



Şekil 6.1. Atık ısı enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma çevrimi.

Soğutucu akışkanın, çevrimin sol tarafında tek başına yaptığı bu sirkülasyonun sonunda ısı kompresördeki absorbere girer ve burada kaynaticıdan gelen zayıf eriyik tarafından soğutulur. Absorber içerisinde meydana gelen soğurma prosesi egzotermik olduğundan ısı açığa çıkar. Fakat absorberdeki sıcaklığı sabit tutmak için bu ısı ortamdan uzaklaştırılmalıdır. Absorberdeki soğurma olayından sonra ortaya çıkan güçlü eriyik ısı değiştirici yoluyla kaynaticıya geri gelir. Kaynaticıda, dış kaynaktan sağlanan atık ısı eriyik içerisindeki

soğutucu akışkanın bir kısmının buharlaştırılması için eriyiğe verilir. Kalan zayıf eriyik absorbere geri akar. Kaynatıcıyı terkeden saf soğutucu akışkan buharı ise yoğuşturucu, genleşme vanası, buharlaştırıcı üzerinden sistemi dolaşarak soğutma etkisini üretir ve absorbere geri döner. Böylece çevrim tamamlanmış olur (Wu, 1993).

6.2. Atık Isılı Endoreversibl Bir Absorbsiyonlu Soğutucunun Analizi

Şekil 6.1. 'de görülen atık ısı enerjisiyle çalışan absorbsiyonlu bir soğutma sistemi modeli göz önünde bulundurulduğunda sisteme ait 4 harici sıcaklığın mevcut olduğu görülür. Bunlar T_1 , T_4 , T_6 ve T_8 'dir. Buna karşılık çevrim içi sıcaklıklar T_2 , T_3 , T_5 ve T_7 'dir. Sistemi meydana getiren her bir eleman pompa ve vanalar hariç bir ısı değiştirici olarak değerlendirilirse bu sıcaklıklar çevrimdeki her bir ısı değiştiricinin sıcaklığını temsil eder. Isı, çevrim ve çevre arasında varolan ısı transfer direnci üzerinden aktarılır. Isı değiştiricilere ait bu dirençler U_1A_1 , U_4A_4 , U_6A_6 ve U_8A_8 şeklindedir. Bu ifadelerdeki U ; ortamlarla çalışma akışkanı arasındaki tüm kayıp katsayısı, A ise ısı değiştiricinin yüzey alanını gösterir. Yüksek sıcaklıklı ortamlardan (T_1 ve T_8) sisteme giren ısı miktarı Q_1 ve Q_8 ile verilir. Benzer şekilde düşük sıcaklıklı ortamlardan sisteme olan ısı transferi ise Q_4 ve Q_6 dir. Isı transferi bir tersinmezlik faktörü olduğundan çevrim harici olarak tersinmezdir. Sistemi tanımlayan denklemler arası ilişkileri basitleştirmek için sistem dahili olarak tersinir kabul edilirse bu tür bir çevrime endoreversibl bir çevrim denir. Bu şekilde atık ısıyla çalışan absorbsiyonlu bir soğutma sistemi tarafından üretilen soğutma kapasitesine bir üst sınır verilmiş olur. Endoreversibl modelin amacı maksimum soğutma kapasitesini tesbit etmektir (Wu, 1993).

Çevrimin analizinde Fourier Kanunu, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilebilir;

$$Q_1 = U_1A_1(T_1 - T_2) \quad (6.1)$$

$$Q_4 = U_4A_4(T_3 - T_4) \quad (6.2)$$

$$Q_6 = U_6A_6(T_5 - T_6) \quad (6.3)$$

$$Q_8 = U_8 A_8 (T_8 - T_7) \quad (6.4)$$

$$Q_1 + Q_8 = Q_4 + Q_6 \quad (6.5)$$

ve

$$\frac{Q_1}{T_2} + \frac{Q_8}{T_7} = \frac{Q_4}{T_3} + \frac{Q_6}{T_5} \quad (6.6)$$

U_1 , U_4 , U_6 , U_8 , A_1 , A_4 , A_6 , A_8 , T_1 , T_4 , T_6 ve T_8 'in bilindiği göz önünde bulundurulursa bilinmeyenler T_2 , T_3 , T_5 , T_7 , Q_1 , Q_4 , Q_6 , ve Q_8 'dir. 6.1 , 6.2 ve 6.3 denklemleri 6.5 ve 6.6 denklemlerinde yerlerine konarak Q_1 , Q_4 ve Q_6 yok edilebilir ve 5 bilinmeyenli aşağıdaki üç denklemler elde edilir;

$$Q_8 = U_4 A_4 (T_3 - T_4) + U_6 A_6 (T_5 - T_6) - U_1 A_1 (T_1 - T_2) \quad (6.7)$$

$$\frac{Q_8}{T_7} = \frac{U_6 A_6 (T_5 - T_6)}{T_5} + \frac{U_4 A_4 (T_3 - T_4)}{T_3} - \frac{U_1 A_1 (T_1 - T_2)}{T_2} \quad (6.8)$$

ve

$$Q_8 = U_8 A_8 (T_8 - T_7) \quad (6.9)$$

Bundan sonra T_3 ve T_5 yok edilerek T_2 , T_7 ve Q_8 sadece T_3 ve T_5 'in fonksiyonu haline getirilebilir;

$$T_2 = f_1(T_3, T_5) \quad (6.10)$$

$$T_7 = f_2(T_3, T_5) \quad (6.11)$$

ve

$$Q_8 = f_3(T_3, T_5) \quad (6.12)$$

Q_8 ; bilinmeyen akışkan sıcaklıkları T_3 ve T_5 'e göre maksimize ederek,

$$\frac{dQ_8}{dT_3} = 0 \quad (6.13)$$

ve

$$\frac{dQ_8}{dT_5} = 0 \quad \text{elde edilir.} \quad (6.14)$$

6.10 - 6.14 denklemleri çözülerek maksimum soğutma kapasitesi, Q_8 ve çalışma akışkanının optimum sıcaklıkları (T_3 , T_5 , T_2 ve T_7) maksimum soğutma kapasitesi şartlarında bulunabilir.

6.3. Gaz Türbini Atık Isısıyla Çalışan Absorbsiyonlu Bir Soğutma Sistemi

İncelenecek olan absorbsiyonlu soğutma sistemi bir gaz türbininin kompresörü tarafından emilen havayı soğutmak için kullanılmaktadır. Absorbsiyonlu sistemi tahrik etmekte kullanılan enerji ise gaz türbininin egzoz gazlarının ısısıdır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan çalışma akışkanı çifti LiBr/su 'dur. Gaz türbini ile absorbsiyonlu soğutma sisteminin bu tür bir kombinasyonu sonucu türbinden elde edilen çıkış gücünün ilave yakıt tüketimi olmaksızın yaklaşık % 20 civarında arttığı gözlenmiştir (Nasser et al, 1991).

Sisteme ait şematik diyagram Şekil 6.2 'de, akış diyagramı ise Şekil 6.3 'de görülmektedir. Buna göre türbini terk eden T_i sıcaklığına ve Q_f enerjisine sahip sıcak egzoz gazları bacaya girmektedir. η_f verimliliğinde çalışan bir ısı değiştirici (I.D.) bacaya gönderilen atık ısının Q_d kadarlık bir kısmını geri kazanır. Bu esnada bacadaki egzoz gazının sıcaklığı T_o 'ya, sahip olduğu enerji ise Q_o 'ya düşer.

Absorbsiyonlu soğutma sistemine ait ısı dengesi ;

$$Q_d = Q_i - Q_o \quad (6.15)$$

ve

$$Q_d = \eta_f Q_f \quad (6.16)$$

diğer taraftan

$$Q_f = m_f C_{pf} \Delta T_f \quad (6.17)$$

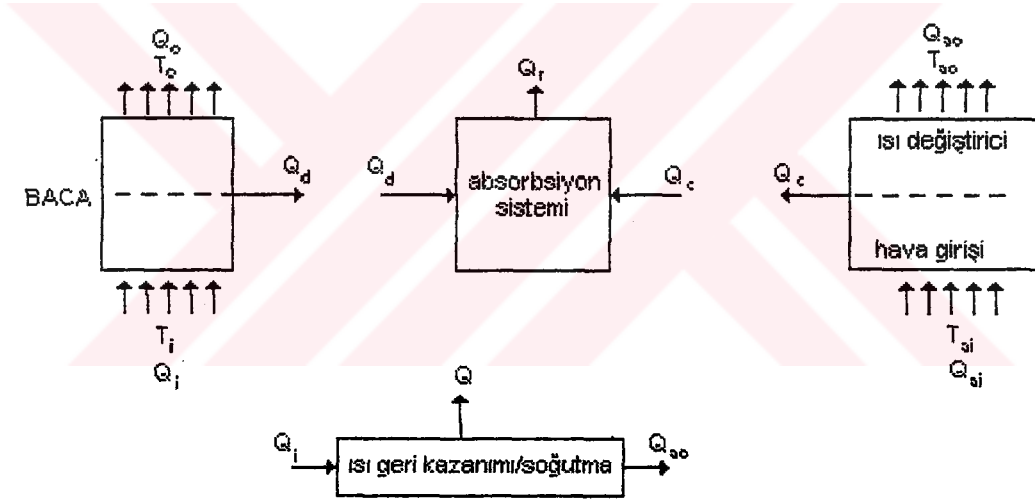
düşürmek için kullanılır. Eğer bu bölümün η_c 'lik bir verimliliğe sahip olduğu kabul edilirse bunu izleyen ısı dengesi aşağıdaki gibi olur,

$$Q_{ai} = Q_c + Q_{yük} \quad (6.20)$$

$$\eta_c = \frac{Q_c}{Q_{yük}} \quad (6.21)$$

ve

$$Q_c = m'_c C_{pc} \Delta T_c \quad (6.22)$$



Şekil 6.3. Gaz türbini ile absorpsiyonlu soğutma sistemi kombinasyonuna ait akış diyagramı.

Q_c : Soğutmadan sonra çıkan havanın sahip olduğu enerji miktarı. [kJ]

m'_c : Soğutulan havanın debisi. [kg/s]

C_{pc} : Emilen havanın ortalama özgül ısısı. [kJ/kg°C]

ΔT_c : Çevre havasının sıcaklığı ile kompresöre giren havanın sıcaklığı arasındaki fark ($T_o - T_c$). [°C]

6.15 , 6.16 , ve 6.18 - 6.21 denklemlerinden

$$Q_f = \frac{Q_c}{\eta_f \cdot COP \cdot \eta_c} = \frac{Q_c}{\eta_T} \quad (6.23)$$

burada

$$\eta_T = \eta_f \cdot COP \cdot \eta_c$$

6.17 ve 6.22 denklemlerini birleştirecek;

$$m'_f C_{pf} \Delta T_f = m'_c C_{pc} (\Delta T_c / \eta_T) \quad (6.24)$$

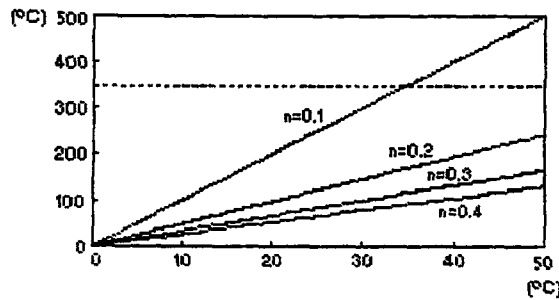
Gaz türbinlerinde eğer yakıt miktarı ihmal edilirse, kompresöre gelen kütle akışı miktarı bacaya giren kütle akışı miktarına eşittir yani $m'_f \propto m'_c$ 'dir. Bu durumda ön yaklaşım olarak $C_{pf} \sim C_{pc}$ alınması 6.24 denklemini aşağıdaki ifadeye indirger,

$$\Delta T_f = \frac{\Delta T_c}{\eta_T} \quad (6.25)$$

ΔT_f : Baca gazlarının sıcaklığı ile egzoz gazlarının sıcaklığı arasındaki fark ($T_{bg} - T_{eg}$).
[°C]

ΔT_c : Çevre sıcaklığı ile kompresör girişi havasının sıcaklığı arasındaki fark
($T_0 - T_c$). [°C]

6.25 denklemini temel tasarım kriteri olarak kullanarak, η_T 'nin çeşitli değerleri için ΔT_c 'nin ΔT_f üzerine etkileri Şekil 6.4 'te görülebilir. Bu durumda şekilde de görüldüğü gibi güç üretimindeki yüzdesel artış ΔT_c 'ye bağlıdır.



Şekil 6.4. Farklı verimlilik değerleri için $\Delta T_f - \Delta T_c$ diyagramı.

BÖLÜM VII

7. Sonuç

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri düşük sıcaklıklı ısı enerjisiyle çalışabilirler. LiBr-su çalışma akışkanı çiftli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde 70-110°C arası bir kaynatıcı giriş sıcaklığı gerekirken, su-amonyaklı absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde bu değer 90-180°C aralığında değişir. Bu durumda güneş enerjisi veya endüstriyel atık ısılar bu tipteki sistemlerin çalıştırılmasında kullanılabilirler.

Endüstriyel atık ısı veya güneş enerjisi gibi düşük sıcaklıklı ısı enerjisiyle çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerindeki ısıl kompresörler esas itibariyle birbirlerine benzerdir. Temel bir absorbsiyon çevriminin ısıl kompresöründe bulunan elemanlar ; kısılma vanası, ısı değiştirici, eriyik pompası, absorber, kaynatıcı, zenginleştirme kolonu ve ayırıcı şeklindedir. Atık ısılı absorbsiyon sisteminde ilave olarak sadece bacaya gönderilen gazlardan kaynatıcı için gerekli ıstıyı çekmek için ikinci bir ısı değiştirici bulunur. Güneş enerjili absorbsiyon sisteminde ise ek olarak kollektörler, enerji depolama ünitesi veya yardımcı ısıtıcı bulunabilir. Güneş enerjili kesikli bir absorbsiyon sisteminde kaynatıcı kısmı ve güneş kollektörü tek bir ünite halinde bulunabilir. Hatta bu bileşik cihaz soğutma periyodu sırasında absorber ünitesi olarak da çalışabilir. Bu da cihazın ilk kuruluş maliyetinde önemli bir azalma sağlar. Güneş enerjili açık çevrimli bir absorbsiyonlu sistemde ise tazeleme işlemi sırasında soğutucu akışkan kaynatıcı vasıtasıyla atmosfere bırakıldığından sistemde yoğuşturucu kullanımına gerek yoktur.

Temel bir absorbsiyonlu soğutma çevriminin performansı kaynatıcıya verilen ısı ile kullanılan soğutma suyunun sıcaklığına ve zayıf eriyik özgül dolaşım oranı ., absorber ve kaynatıcıdaki eriyik konsantrasyonlarına bağlıdır. Atık ısılı absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde sistem elemanları tamamen aynı olduğu için sistem performansı da aynı parametrelerden etkilenir. Oysa güneş enerjili absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde

performansı etkileyen parametreler başta sistemde kullanılan güneş kolektörünün verimliliğidir. Çünkü üretilen soğutma etkisi temelde kaynatıcı prosesi sırasında destillenerek yoğuşturucuya gönderilen amonyak miktarına bağlıdır. Bu da güneş kolektörleriyle toplanarak kaynatıcıya gönderilen ısı enerjisiyle doğrudan ilişkilidir. Ayrıca sistemde kullanılan enerji depolama ünitesine ait ısı kayıplarının azaltılması da sistem performansının artırılmasında etkili olur.

Kesikli güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemleri ise farklı olarak şu altı nicelik göz önünde bulundurularak değerlendirilir; kaynatma prosesi sırasında üretilen buhar miktarı, yoğuşan soğutucu akışkan miktarı, ulaşılabilir minimum buharlaştırıcı sıcaklığı, efektif soğutma etkisi katsayısı .Bu parametrelere performans nicelikleri denir. Bununla beraber bu nicelikleri etkileyen beş temel kontrol parametresi vardır. Bunlar; eriyiğin başlangıç sıcaklığı ve konsantrasyonu, yoğuşma doygunluk sıcaklığına karşılık gelen yoğuşma basıncı, kaynatıcıda ulaşılabilir maksimum sıcaklık ve soğurma prosesinin başlangıcında soğutucu akışkan buharı sıcaklığı.

Açık çevrimli bir sistemin soğutma performansı konvansiyonel güneş enerjili soğutma sistemleriyle karşılaştırıldığında ayrıca havanın nemliliğine karşı oldukça hassastır. Birim kolektör genişliğindeki eriyik debisinin kolektör uzunluğuna oranı olan G_0/l nemli bölgelerde küçük olmalıdır. Bu oran son derece fazla olan kolektör uzunluklarını pratikte karşılaşılan eriyik debilerine göre dengeler. Kuru iklimli bölgelerde kolektör uzunluğu çok daha kısa olabilir ve bu, kolektörün yüksek performansında bir azalma meydana getirmez. Eğer uygun bir G_0/l oranına ulaşılabilirirse kolektörün fasılalı bir şekilde güneş radyasyonuna maruz kalması performansı büyük ölçüde azaltmaz. Kuru havalarda çalışan sistemdeki kolektörün performansı sıcak ve nemli şartlarda çalışan sistemin kolektörüne ait performansının tersine ortamdaki rüzgarın etkisiyle artar. Bu durum kütle transferi ile konvektif ısı transferi arasında doğrusal bir ilişki varken sıcaklıkla su buharı arasında doğrusal olmayan bir ilişkinin varlığına bağlanabilir.

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminde iki farklı tipte güneş kolektörü kullanılabilir. Bunlar düz tablalı veya vakum tüplü güneş kolektörleridir. Düz tablalı bir kolektörün verimliliği kolektör sıcaklığı arttıkça azalır. Bunun nedeni kolektör ile çevre sıcaklığı arasındaki fark arttıkça kolektörden çevreye olan ısı kayıplarının da artmasıdır. Ortaya çıkan bu yüksek ısı kayıpları kolektörün soğurucu yüzeyi üzerinde seçici yüzeyler kullanılarak azaltılabilir. Çünkü seçici yüzeylerin ısı yayılımı değerleri seçici olmayan yüzeylere göre daha düşüktür. Bu durumda kolektörle çevre havası arasındaki yüksek sıcaklık farklarında bile soğurulan ısının büyük bir kısmı tutularak kayıplar azaltılır. Ayrıca kolektör çalışma sıcaklıklarının düşürülmesi de kolektör verimliliğinin artırılmasında önemli rol oynar. Kolektör çalışma sıcaklıklarının düşürülmesi kaynatıcıda yüksek konsantrasyonlarda çalışmasıyla sağlanır. Diğer taraftan özellikle kaynatıcılarında 90-180°C aralığında değişen giriş sıcaklıklarında ısı enerjileri isteyen su-amonyak çalışma akışkanı çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yüksek verimli vakum tüplü güneş kolektörleri kullanılabilir. Bu tip kolektörlerde ısı kayıplarının daha düşük olması sebebiyle güneş kolektörünün çalışma sıcaklığı da düşüktür. Bu durumda bu tip kolektörlerin gün içerisinde kaynatıcıya ısı enerjisi sağlama süreleri daha uzundur. Mesela sabahın erken saatlerinde veya bulutlu havalarda düz tablalı güneş kolektörleriyle çalışan bir sistemin çalışması kesintiye uğrarak vakum tüplü güneş kolektörleri ortamdaki güneş radyasyonunu etkili bir biçimde toplayabilmektedirler.

Güneş enerjisi gece gündüz mevcut olan sürekli bir enerji kaynağı değildir. Ayrıca absorpsiyonlu sistemin kolektörleri tarafından gün boyu toplanan güneş enerjisinin yoğunluğu meteorolojik şartlara bağlıdır. Bu nedenle sistemin bu olumsuzluklardan etkilenmeden soğutma yükünü sürekli bir şekilde karşılayabilmesi için gerekli enerjinin ısı veya kimyasal potansiyel formunda depolanması ve hatta sistemde gerektiğinde devreye sokulmak üzere yardımcı bir ısıtıcının bulunması gerekli olabilir.

Absorpsiyonlu sistemler soğuk etkisi üretme açısından değerlendirildiklerinde nispeten düşük performans değerlerine sahiptirler. Standart bir absorpsiyonlu soğutma ünitesinin

COP'si ortalama olarak 0.4-0.6 aralığında değişir.Bu dūřuk değerlere rağmen kaynaticıya gōnderilen ısı enerjisi maliyetlerinin de nispeten az olması absorbsiyonlu sistemleri pek çok uygulama için çekici hale getirmektedir.Dūřuk sıcaklıklı absorbsiyonlu soğutma sistemleri de kendi aralarında verimlilik açısından farklılıklara sahiptirler.Atık ısı absorbsiyon sistemlerinde kaynaticıya verilen ısı enerjisini kalitesine bağlı olarak ve gūneř enerjili sūrekli kapalı çevrimli sistemlerde sistemin ısı kompresrōndeki gūneř kollektrōrū, enerji depolama ūnitesi ve yardımcı ısıtıcı kısmından kaynaticıya aktarılan ısı kayıplarına bağlı olarak sistem performansı nispeten yūksektir.

Gūneř enerjili açık çevrimli sistemlerin termodinamik performansları oldukça iyidir. ūnkū kapalı çevrimli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kaynaticı sıcaklığı zayıf eriyiğin buhar basıncının yoğuşturucudaki suyun doygunluk basıncının aşacağı bir noktaya yūkseltilmelidir. Oysa açık çevrimli bir sistemde zayıf eriyiğin sıcaklığının suyun buhar basıncının atmosfer basıncını aşacağı bir noktaya yūkseltilmesi yeterlidir.Bu durumda kapalı çevrimli bir bir sistemin yoğuşturucusunda yaklaşık olarak 30-40 mmHg 'lık bir basınç mevcut olurken açık çevrimli bir sistemin yoğuşturucusunda 10 mmHg gibi çok daha dūřuk bir basınç bulunacaktır.Bōylece açık çevrimli sistemde, zayıf eriyiği tazelemek için kapalı çevrimli sistemde ihtiyaç duyulandan daha dūřuk bir sıcaklık yeterli olacaktır.Açık evrimli soğutma sistemlerinin işleyişindeki en önemli nokta sistemin performansı ile kollektrōr performansı arasında yakın bir ilişkinin bulunduğudur.

Gūneř enerjili kesikli sistemlerin toplam verimlilięi ise dūřūktūr.Bunun en önemli sebebi kaynaticı dolayısıyla kollektrōr verimlilięinin dūřuk olmasındandır.Kollektrōr verimlilięinin dūřuk olması kaynama prosesinin kollektrōr durgunluk sıcaklıklarına çok yakın sıcaklıklarda meydana gelmesinden kaynaklanmaktadır.Kaynaticı verimlilięinin dūřuk olması ise zayıf eriyik ile gūlū eriyik arasındaki konsantrasyon farkının kūuk olmasından kaynaklanmaktadır.

KAYNAKLAR

- 1- Adam, K.N., 1985. Physical chemistry. Clarendon Press , Oxford : 277-282
- 2- 1993 ASHRAE Handbook - Fundamentals. I-P Edition , USA : 1.20-1.26
- 3- Aybers, N., 1971. Termodinamik. Özkardeş Kitabevi , İstanbul : 276-281
- 4- Bernard, D.W., 1981. Applications of thermodynamics. Addison-Wesley Publishing Company , II.Edition , Massacushetts : 366-371 , 238-258 , 522-533
- 5- Chatenever, R., 1988. Air conditioning and refrigeration for the professional. Wiley&Sons , USA : 239-243
- 6- Collier, R.K., 1979. The analysis and simulation of an open cycle absorption refrigeration system. Solar Energy , Vol:23 : 357-366
- 7- Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1974. Solar energy thermal process. Wiley Interscience Publication , Wisconsin : 214-239
- 8- Dwight, C.Look Jr., Harry, J., 1986. Engineering thermodynamics. PWS Publishers , Boston : 553-566
- 9- El-Shaarawi, M.A.I., Ramadan, R.A., 1988. An additional parameter in evaluating the performance of intermittent solar refrigerators. Energy Conversions and Management , Vol.28 , No.2 : 143-150
- 10- Eric, C.G., 1989. Handbook of applied thermal design. McGraw Hill Book Company , New York : 9.33-9.39
- 11- Faires, V.M., 1962. Thermodynamics. The MacMillan Company , New York : 176-177, 450-451, 456-459
- 12- Gosney, W.B., 1982. Principles of refrigeration. Cambridge University Press , Cambridge : 401-474
- 13- Granet, I., 1985. Thermodynamics and heat power. Reston Publishing Company , Virginia : 532-534
- 14- Grimm, R.N., Rosaler, C.R., 1990. Handbook of hvac design. McGraw Hill Book Company , USA : 41.1-41.17
- 15- Harrel, J.J., 1982. Solar heating and cooling of buildings. Van Nostrand Reinhold

- Company , New York : 20-34 , 54
- 16- Kaushik, S.C., Kaudinya, J.V., 1989. Open cycle absorption cooling - A review. Energy Conversions and Management , Vol.29 , No.2 : 89-109
 - 17- Keizer, C., 1982. Absorption refrigeration machines. Doktora Tezi , Delft University of Technology , Hollanda : 2
 - 18- Kenneth, J., 1950. Kent 's mechanical engineering 's handbook. John Wiley&Sons , Power Volume , 12th Edition , New York : 11-29-11-36
 - 19- Mansoori, G.A., Patel, V., 1979. Thermodynamic basis for the choice of working fluids for solar absorption cooling systems. Solar Energy , Vol:22 : 483-491
 - 20- Nasser, A.E.M., El-Kalay, M.A., 1991. A heat-recovery cooling system to conserve energy in gas turbine power stations in the Arabian Gulf. Applied Energy , 38 : 133-142
 - 21- Pekin, B., Altnata, T., 1990. Fizikokimya problemleri. Çağlayan Kitabevi , İstanbul : 144
 - 24- Perry, H. R., Green, D., 1984. Perry 's chemical engineering handbook. McGraw Hill Book Company , Singapore : 12-24-12-47
 - 22- Perry, H. R., Green, D., 1984. Perry 's chemical engineering handbook. McGraw Hill Book Company , Singapore : 12-24 - 12-47
 - 23- Shiran, Y., Shitzer, A., and Degani, D., 1982. Computerized design and economic evaluation of an aqua-ammonia solar operated absorption system. Solar Energy , Vol.29 No.1: 43-54
 - 24- Sparks, R.N., Dillio, C.C., 1959. Mechanical refrigeration. McGraw Hill Book Company , Newyork : 1-4 , 30-39 , 53-67 , 88-91 , 138-165
 - 25- The Trane Company, 1965. Trane air conditioning manual. Wisconsin : 212-217
 - 26- Uyanık, G., 1979. Fizikokimya. Çağlayan Basımevi , İstanbul : 43-46
 - 27- Van Paasen, J.P., 1986. Testing of a solar powered refrigerator. Doktora Tezi , Delft University of Technology , Hollanda : 7 , 38-40
 - 28- Venkatesh, A., Sriramulu, V., 1989. Analysis of a flat plate collector serving as a generator in an intermittent solar refrigeration system. Energy , Vol:14 , No:1 : 23-28
 - 29- Ward, D.S., Duff, W.S., Ward, J.C. and Löf, G.O.G., 1979. Integration of evacuated tubular solar collectors with lithium bromide absorption cooling systems. Solar Energy ,

Vol:22 : 335-341

- 30- Wark, K. Jr., 1988. Thermodynamics. McGraw Hill Book Company , USA : 786-787, 762-767, 769
- 31- Wilbert, F.S., Jerold, W.J., 1982. Refrigeration and air conditioning. McGraw Hill Book , Singapore : 328-349
- 32- Wilbur, J.P., Mancini, R.T., 1976. A Comparison of solar absorption air conditioning systems. Solar Energy , Vol:18 : 569-576
- 33- Woolrich, W.R., 1965. Handbook of refrigeration engineering. The Avi Publishing Company, Inc. , Volume I , 4th Edition , Connecticut : 327-353
- 34- Wu, C., 1993. Cooling capacity optimization of a waste heat absorption refrigeration cycle. Heat Recovery Systems&CHP , Vol.13 , No.2 : 161-166
- 35- Yiğit, A., 1990. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin simulasyonu. Doktora Tezi , İTÜ Makina Fakültesi , Enerji Bölümü , İstanbul : ix-xiii(summary) , 12-17 , 38-39 , 62 , 64 , 66
- 36- Ziegler, F., Riesch, P., 1993. Absorption cycles.A review with regard to energetic efficiency. Heat Recovery Systems&CHP , Vol 13 , No.2 : 147-159

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Ad ve Soyad	Cemal ÜÇÜNCÜ
Doğum Tarihi	2 Nisan 1970
Doğum Yeri	İstanbul
Tabiyeti	T.C.
Bildiği Yabancı Dil	İngilizce

Öğrenim Durumu

İlk Öğrenim

Cumhuriyet İlkokulu	1976-1981
---------------------	-----------

Orta Öğrenim

Hayrabolu Lisesi	1981-1986
Boğaziçi Behçet Kemal Çağlar Lisesi	1986-1987

Yüksek Öğrenim

Lisans

Yıldız Üniversitesi - Kimya Mühendisliği Bölümü	1987-1991
---	-----------

Yüksek Lisans

Yıldız Teknik Üniversitesi - Makina Mühendisliği, Isı Proses Programı	1991-
---	-------