

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ATIK ISI KAYNAKLI NH₃-H₂O AKIŞKANLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ**

FATMA KÜÇÜK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. HASAN ALPAY HEPERKAN**

İSTANBUL, 2016

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ATIK ISI KAYNAKLI NH₃-H₂O AKIŞKANLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ**

Fatma KÜÇÜK tarafından hazırlanan tez çalışması 25.11.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN
Marmara Üniversitesi

Prof. Dr. Z.Düriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu çalışmam süresince her türlü yardım ve fedakarlığı sağlayan, bilgi, tecrübe ve güler yüzü ile çalışmama ışık tutan, ayrıca bana bu çalışmayı vererek kendimi geliştirmeye yönelik de birkaç adım ileride olmamı sağlayan, çalışmamın yöneticisi Sayın Hocam Prof. Dr. Hasan Alpay Heperkan'a

Tezimin hazırlanması sırasında beni cesaretlendiren ve manevi destek sağlayan, yetişmemde emeği geçen anneme ve benden maddi, manevi hiçbir desteği esirgemeyen eşime teşekkürü bir borç bilirim.

Kasım, 2016

Fatma KÜÇÜK

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖZET.....	xiii
ABSTRACT	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	5
1.1.1 Antonia de Lucas, Maarina Donate, Karolin Molero ve Juan.....	5
F.Rodriguez	
1.1.2 Ömer Kaynaklı ve Recep Yamankaradeniz	5
1.1.3 Ravikumar T.S. , Suganthi L., Samuel A.	6
1.1.4 Yokozeki.....	7
1.1.5 Satish Raghuvanshi ve Govind Maheshwari.....	7
1.1.6 Sözen	8
1.1.7 Akdemir ve Güngör	8
1.1.8 Srikhirin.....	8
1.2 Tezin Amacı.....	9
1.3 Hipotez	9
BÖLÜM 2	
ABSORBSİYONLU SOĞUTMANIN TARİHÇESİ.....	10
BÖLÜM 3	
ABSORBSİYONLU SOĞUTMANIN TEMELİ	13
3.1 Absorbsiyon Prensibi	13

3.2	Faraday'ın Absorbsiyonlu Deney Düzeneği	14
3.3	Genel Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi	17
BÖLÜM 4		
ABSORBSİYONLU SOĞUTMADA KULLANILAN AKIŞKANLAR		20
4.1	Sistem İçinde Kullanılan Akışkanlar	20
4.2	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Akışkan Çiftlerinin Seçiminde Göz Önünde Bulundurulması Gerekenler	21
4.3.1	LiBr-H ₂ O Karışımının Avantaj ve Dezavantajları	24
4.3.2	H ₂ O -NH ₃ Karışımının Avantaj ve Dezavantajları	24
BÖLÜM 5		
ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ÇALIŞMA ŞEKLİ		28
5.1	LiBr-Su Akışkan Çiftli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	28
5.2	Direk Ateşlemeli Lityum Bromür Çevrimli Çiller	30
5.3	Amonyak-Su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi	33
5.4	Çift Kademeli Amonyak-Su Soğurmalı Soğutma Çevrimi	35
BÖLÜM 6		
AMONYAK SU ÇİFTİNİN TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİNİN BULUNMASI		37
6.1	Amonyak-Su Akışkan Çiftinin Fiziksel Özellikleri	37
6.2	Amonyağın Termodinamik Özelliklerinin Bulunması	38
6.3	Amonyak-Su (NH ₃ -H ₂ O) Eriyiğinin Termodinamik Özellikleri	39
6.4	Su(H ₂ O) Termodinamik Özellikleri	40
BÖLÜM 7		
ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ İLE MEKANİK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRMASI		43
7.1	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Mekanik Buhar Sıkıştırma Sistemlerine Göre Artı ve Eksileri	43
7.2	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Elektrik Tahrikli Soğutma Sistemlerine Göre Üstünlükleri	44
BÖLÜM 8		
SİSTEM BİLEŞENLERİNİN TANIMI		48
8.1	Eriyik Pompası	48
8.2	Jeneratörler(Kaynatıcı)	48
8.3	Kondenser	48
8.4	Evaporatör	49
8.5	Absorber	49
8.6	Isı Eşanjörü	49
8.7	Kısılma vanası	50
8.8	Ayrıştırıcı(reflektör, rektifiye, deflakmatör)	50
8.9	Temizleyiciler	50

8.10	Kapasite Kontrolü	50
8.11	Koruyucu Cihazlar	51
BÖLÜM 9		
ATIK ISININ ABSORBSİYONLU SİSTEMLERDE KULLANIMI		52
9.1	Jeneratörde Kullanılan Enerji Kaynakları	52
9.2	Baca Gazının Atık Isı Kaynağı Olarak Kullanılması	52
9.3	Baca Gazından Kazanılan Isı Yüğü Hesaplanması	53
9.4	Baca Gazı İçin Alınan Ortalama Değerler	53
9.5	Duman Gazının Fiziksel Özellikleri	54
BÖLÜM 10		
ATIK ISI KULLANAN AMONYAK SU AKIŞKANLI ABSORBSİYONLU SİSTEMİ.....		56
10.1	Sistem Tanıtımı	56
BÖLÜM 11		
TERMODİNAMİK ANALİZ.....		59
11.1	Sistemin Termodinamik Analizinde Yapılan Kabuller	59
11.2	Sistemin Performans Katsayısının Hesabı İçin Yapılan Kabuller	60
11.3	Termodinamik Model.....	63
11.4	Jeneratör İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları	64
11.5	Isı Değiştirici Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları.....	66
11.6	Kondenser İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları	68
11.7	Pompa İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları	69
11.8	Kısılma Vanası İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları.....	70
11.9	Evaporatör İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları	71
11.10	Absorber İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları	72
11.11	Sistemin COP Hesabı	73
BÖLÜM 12		
ÇALIŞMA BULGULARI VE DEĞERLENDİRME.....		75
BÖLÜM 13		92
SONUÇ VE ÖNERİLER		92
KAYNAKLAR		95
EK-A		
SOĞUTUCU AKIŞKAN AMONYAK İÇİN DOYMA TERMOFİZİKSEL DEĞERLERİ		98
EK-B		
SOĞUTUCU AKIŞKAN AMONYAK (P-h) BASINÇ ENTALPİ DİYAGRAMI.....		101
EK-C		

DOYMUŞ SU İÇİNDEKİ AMONYAK MİKTARI(KG AMONYAK/KG SU)VE SICAKLIK DİYAGRAMI	102
ÖZGEÇMİŞ	104

SİMGE LİSTESİ

m	kütle [kg]
$\dot{m}$	kütlesel debi [kg/sn]
m_d	duman kütlesi [kg]
C_p	özüml ısı [kcal/kg.°C]
$C_{p,d}$	duman özüml ısı [kcal/kg.°C]
h	entalpi [kJ/s]
Q_{kond}	KondenserYükü [kJ/s]
Q_{eva}	Evaporatör Yükü [kJ/s]
Q_{abs}	Absorber Yükü [kJ/s]
Q_{jen}	Jeneratör Yükü [kJ/s]
Q_g	Atık gaz ısı [kJ/s]
μ	kinematik viskozite [kg.s/m ²]
η	verimlilik
v	özüml hacim [m ³ /h]
W_p	Pompa İşı
T	Sıcaklık [K]
ΔT	Sıcaklık Değişimi [K]
X	Mol Oranı
P	Basınç [bar]
P_{high}	Yüksek Basınç [bar]
P_{low}	Düşük Basınç [bar]
m^2	Metrekare
m^3	Metreküp
h_s	sıvı entalpisi [kJ/s]
h_b	buhar entalpisi [kJ/s]
T_{ev}	Evaporatör sıcaklığı [K]
T_{kond}	Kondenser sıcaklığı [K]
T_{abs}	Absorber sıcaklığı [K]
T_{jen}	Jeneratör sıcaklığı [K]
P_{ev}	Evaporatör basıncı [bar]
P_{kond}	Kondenser basıncı [bar]
P_{abs}	Absorber basıncı [bar]
P_{jen}	Jeneratör basıncı [bar]

KISALTMA LİSTESİ

Abs.	Absorber
COP	Soğutma Etkinlik Katsayısı
Denk.	Denklem
Eva.	Evaporatör
Gen.	Jeneratör
IP	Isı Pompası
SM	Soğutma Makinası

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Absorbsiyonlu Einstein Çevrimi.....11
Şekil 3.1	a) Absorbsiyon prensibi b) Soğutkan ayırma prensibi.....13
Şekil 3.2	Faraday'ın absorbsiyonlu deney düzeneği.....15
Şekil 3.3	Absorbsiyonlu soğutma sistemi genel şematik gösterimi16
Şekil 3.3.1	Elektrik ve ısı enerjili tahrikli soğutucuların kıyaslanması17
Şekil 3.3.2	Basit absorbsiyonlu çevrim18
Şekil 4.1	Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri23
Şekil 4.3.1	H ₂ O-LiBr çözeltisinin kristalizasyon sıcaklığının LiBr konsantrasyonu ile değişimi26
Şekil 4.3.2	LiBr-H ₂ O ile NH ₃ -H ₂ O akışkan çiftinin mukayesesi.....27
Şekil 5.1.1	LiBr-H ₂ O eriyikli tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimi28
Şekil 5.1.2	Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevriminin basınç sıcaklık diyagramı29
Şekil 5.2.1	Direk ateşlemeli lityum bromür çevrimli su çilleri31
Şekil 5.2.2	Tek etkili, tek gövdeli H ₂ O-LiBr çalışma akışkanlı soğutucu32
Şekil 5.2.3	İki gövdeli LiBr-su çevrim akışkanlı absorbsiyonlu su soğutucu33
Şekil 5.3.1	Amonyak-su absorbsiyonlu soğutma çevrimi.....34
Şekil 5.4.1	Çift etkili iki basınç seviyeli absorbsiyonlu çevrim36
Şekil 6.1.1	Amonyakın fiziksel özellikleri37
Şekil 6.1.2	Suyun fiziksel özellikleri.....38
Şekil 6.3.1	Amonyak eriyiğinin entalpi denklemlerinde kullanılan katsayılar40
Şekil 6.3.2	Amonyak su eriyiğinin özgül hacim denklemlerinde kullanılan katsayılar40
Şekil 6.4.1	Suyun termodinamik özelliklerinin bulunmasında kullanılan katsayılar41
Şekil 6.4.2	Amonyak (P-h) basınç entalpi diyagramı.....42
Şekil 7.2.1	Elektrik ve ısı tahrikli soğutucularda enerji akışı44
Şekil 7.2.2	Elektrik ve ısı enerjili tahrikli soğutucuların kıyaslanması46
Şekil 10.1.1	Atık ısı olarak baca gazı kullanılan amonyak-su akışkanlı absorbsiyonlu soğutma çevrimi.58
Şekil 11.2.1	Sistemin çevrim basınç entalpi diyagramı.....61
Şekil 11.4.1	Jeneratör akışkan giriş çıkış şeması.....64
Şekil 11.5.1	Isı değiştirici akışkan giriş çıkış şeması66
Şekil 11.6.1	Kondenser akışkan giriş çıkış şeması.....68
Şekil 11.7.1	Pompa için enerji ve kütle dengesi69
Şekil 11.8.1	Kısılma vanası akışkan giriş çıkış şeması.....70

Şekil 11.8.2	Kısılma vanası enerji şeması	70
Şekil 11.9.1	Evaporatör akışkan giriş çıkış şeması	71
Şekil 11.10.1	Absorber akışkan giriş çıkış şeması	72
Şekil 12.10	Tasarlanan sistemin P-h diyagramı	76
Şekil 12.1	COP'nin buharlaşma basıncıyla değişimi	77
Şekil 12.2	COP'nin buharlaşma sıcaklığıyla değişimi	78
Şekil 12.3	COP'nin jeneratör basıncıyla değişimi	79
Şekil 12.4	COP'nin jeneratör çıkış sıcaklığıyla değişimi	80
Şekil 12.5	COP'nin yoğuşma sıcaklığıyla değişimi	81
Şekil 12.6	COP'nin yoğuşma basıncıyla değişimi	82
Şekil 12.7	COP'nin ısı eşanjörü verimiyle değişimi	83
Şekil 12.8	COP'nin farklı yoğuşma sıcaklıklarında jeneratör sıcaklığıyla değişimi	84
Şekil 12.9	COP'nin farklı yoğuşma sıcaklıklarında buharlaşma sıcaklığıyla değişimi ..	85
Şekil 12.11	Farklı buharlaşma sıcaklıklarında COP'nin jeneratör sıcaklığıyla değişimi .	86
Şekil 12.12	Farklı jeneratör sıcaklıklarında COP'nin buharlaşma sıcaklığıyla değişimi .	87
Şekil 12.13	Jeneratör basıncının farklı değerlerinde COP'nin absorber basıncıyla değişimi	88
Şekil 12.14	Buharlaşma basıncının farklı değerlerinde yoğuşma basıncıyla COP değişimi	89
Şekil 12.15	Jeneratöre giren eriyik sıcaklığıyla COP değişimi	90
Şekil 12.16	Farklı yoğuşma sıcaklıklarında COP'nin jeneratör giriş sıcaklığıyla değişimi	91

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 6.2.1 Amonyagın termodinamik özelliklerinin bulunmasında kullanılan katsayılar	39
Çizelge 9.4.1 Baca gazı için alınan ortalama değerler	54
Çizelge 9.5.1 Duman gazının fiziksel özellikleri.	54
Çizelge 11.2.1 Sistemin kritik noktalarındaki entalpi,kütle,basınç,sıcaklık,derişiklik değerleri	62
Çizelge 11.11.1 Sistem elemanlarının kapasiteleri.....	74

**ATIK ISI KAYNAKLI NH₃-H₂O AKIŞKANLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ**

Fatma KÜÇÜK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN

Bu tez çalışmasında, endüstriyel tesislerde baca gazından çıkan atık ısının sahip olduğu ısı enerjisi geri kazanılarak, amonyak su akışkan çiftli bir absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılmıştır.

Bu işlemde ilk olarak, endüstriyel bir bacadan atılan ısı enerji potansiyeli ortalama değerler alınarak hesaplanmıştır. Bu ısı enerjisi absorbsiyonlu sistemin jeneratöründe kullanılarak, tesisin bir kısmının soğutulması için elde edilebilecek soğutma yükü ve sistem etkinlik katsayısı, COP hesaplanmıştır.

Bu absorbsiyonlu soğutma sisteminde çalışma akışkanı olarak amonyak-su eriyiği kullanılmıştır. Amonyak su eriyiğinin termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için literatürde kullanılan matematiksel denklemler verilmiştir. Amonyak- su çözeltisinin sıcaklık ve konsantrasyon aralıklarına göre entalpi ve entropi değerleri bir mühendislik programı kullanılarak bulunmuştur.

Çalışma sonunda absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik büyüklüklerinin sistem performansına etkileri incelenmiştir. Sistem elemanlarının sıcaklık ve basınçları değiştirilerek sistemin etkinlik katsayısı, COP belirlenmiştir. Genelde tek etkili absorbsiyon soğutma sistemlerinde olduğu gibi COP değeri 1 'in altındadır. Ek bir enerji kaynağı kullanılmadan, sadece baca atık ısıyla sistem COP değeri ve termodinamik büyüklüklerinin nasıl olacağı teorik olarak incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: amonyak su soğurmalı absorbsiyonlu soğutma, atık ısı kullanımı, soğurmalı soğutma sistemleri, termodinamik analiz

**FIRST LAW ANALYSIS OF NH₃-H₂O ABSORPTION COOLING SYSTEMS
USING THE FLUE GASES AS THE WASTE HEAT**

Fatma KÜÇÜK

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof.Dr. Hasan Alpay HEPERKAN

This thesis investigates the utilization of the recovered waste heat energy from the flue gases in industrial plants in an absorption cooling system using the refrigerant pair ammonia-water.

First, the average heat energy potential of the released flue from an industrial stack is calculated. Then the cooling load and the system COP are calculated for the partial cooling of the facility, as the waste heat energy is utilized in the absorption cooling system generator.

In the absorption cooling system, an ammonia-water solution is used as the working fluid. For determination of the thermodynamic properties of the ammonia-water solution, mathematical equations are provided in the literature.

Enthalpy and entropy values of the ammonia-water solution are determined as a function of the temperature and concentration ranges using the EES software.

Finally, the effects of thermodynamic properties of the absorption cooling system on the system performance are examined. The COP of the system is assessed by varying the temperature and pressure of the system elements. As is typical in single-stage absorption cooling systems, the COP value is below 1. COP values and thermodynamic quantities are theoretically examined without any extra energy source, only with the waste flue heat.

Key words: ammonia-water absorption cooling, waste heat utilization, absorption chiller, thermodynamic modelling

GİRİŞ

Günümüzde dünyadaki enerji kaynaklarının azalmasıyla yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarının arayışına girilmiştir. Özellikle elektrik enerjisinin pahalı olması araştırmacıları absorpsiyonlu sistemlere yönlendirmiştir. Enerji maliyetlerinin artması ile önem kazanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan atık ısılar soğutma maliyetini düşürmektedir[1]. Ülkemiz enerji kaynakları açısından zengin bir ülke değildir ve bu kaynaklar ağırlıklı olarak ithal birincil enerji kaynaklarından (petrol, doğalgaz ve kömür gibi) karşılanmaktadır. Toplam enerji harcamasının %68'ini ithal enerji kaynakları oluşturmaktadır. Ağırlıklı olarak fosil yakıta dayanan çağdaş enerji hizmetleri evde, fabrikada, yolda, yaşamın her alanında bir yandan büyük olanaklar sunarken öte yandan hava kirliliği ve küresel ısınmaya neden olarak büyük sorunlar yaratmaktadır[2].

Türkiye çeşitli enerji kaynaklarına sahip olmakla beraber ürettiği toplam enerjinin yarısından fazlasını ithalatla karşılamaktadır. Türkiye toplam enerji tüketiminde %34 paya sahip olan enerji sektöründe enerjinin %42'si petrolden elde edilmektedir, sosyopolitik nedenlerle sürekli dalgalanma gösteren enerji fiyatları karşısında dışa bağımlılık özelliğini azaltabilmek için ülkemiz endüstrisinin yeni ve yenilenebilir yerel enerji konusuna daha fazla önem vermesi gerekmektedir[3]. Dünyanın bugünkü fosil yakıt (kömür, Petrol vb.) tüketimi, herhangi bir artış olmaksızın devam edecek dahi olsa ispat edilmiş rezervler dikkate alınırsa, petrol 2040 yılında, doğalgaz 2060 yılında tükenmiş olacaktır. Bu durumda, petrol ve doğalgaz taleplerinin kısmen kömürle karşılanması gereği çıkacaktır[4]. Fosil yakıtların kullanılmasında önlemler yeterli olmadığından havaya yayılan atık gazlar, özellikle karbondioksit aşırı çevre kirliliğine sebep olmaktadır ve karşımıza sera etkisi, asit yağmuru gibi insan ve diğer canlıların sağlığını tehdit eden

faktörler olarak çıkmaktadır. Bu olumsuzluklardan dolayı gelecekteki enerji ihtiyaçlarını karşılamak için fosil yakıtlar riskli bir yöntemdir. Jeotermal enerji ise yeni ve yenilenebilir enerji türü oluptionemiz ve çevreci bir enerji kaynağıdır. Fosil yakıtların önümüzdeki yıllarda geleceğı olmaması nedeni ile jeotermal enerji kaynaklarının çok cazip kaynak durumuna gelmesi beklenmektedir. Sürdürülebilir ve yenilenebilir enerji kaynakları olarak ülkemiz özellikle olarak hidrolik, jeotermal, güneş, rüzgar, biyokütle enerji kaynaklarından bahsedebiliriz.

Jeotermal enerji kaynakları açısından ülkemizin Dünya 'nın 7.büyük ülke olması, geri dönüşebilen enerji kaynağı olarak jeotermal enerjinin kullanılması ülkemizi ön plana taşımıştır[5].

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin en büyük avantajı düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıyla çalışabilmeleridir. Sistemde gerekli olan ısı, güneş, endüstriyel atıklar, jeotermal enerji, buhar veya su kaynaklarından sağlanmaktadır[6]. Dış enerji kaynağı olarak her türlü ısı enerjisini kullanabilen absorbsiyonlu soğutma sistemleri, çalışmaları esnasında ek bir enerjiye ihtiyaç duymamaları, hareketli parçalarının azlığı nedeniyle sessiz çalışmaları, çok az bakım gerektirmeleri ve sistemde kullanılan akışkanların ozon tabakasına zarar vermemeleri gibi pek çok avantajlarından dolayı soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında tercih edilmektedirler.

Mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan çalışma akışkanlarının ozon tabakasına zararlı etkileri ve günümüzde yaşanan enerji darboğazı nedeniyle alternatif sistemler ve özellikle de absorbsiyonlu sistemler büyük bir önem kazanmıştır. Bugün teknolojik gelişmeler absorbsiyonlu soğutmayı buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ekonomik ve verimli bir alternatif yapmıştır.[7] 19. yüzyılın ikinci yarısında ortaya çıkan soğutma sistemlerinde önceleri karbondioksit, hava, su, amonyak gibi maddeler soğutucu olarak kullanılmıştır. Daha sonra yapay olarak elde edilen kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) lar bu maddelerin bir kısmının yerini almış ve yoğun şekilde kullanılmaya başlamıştır. Ancak bu maddeler çevreye zarar vermektedir.

Uluslararası Enerji Ajansı'na göre mevcut enerji talebi ve kullanımı ekonomik, çevresel ve sosyal olarak sürdürülebilir değildir. Uluslararası Soğutma Enstitüsü'nün

açıklamasına göre ise soğutma ve iklimlendirme sistemleri için yaklaşık olarak tüm dünyadaki elektrik üretiminin %15' i tüketilmektedir. Ayrıca yapılarda kullanılan toplam enerjinin %45 i de iklimlendirme sistemleri nedeniyle tüketilmektedir. Bu yüzyılın sonralarına doğru yaz aylarında sıcaklıklarda 2-4 [°C] artış olmuştur. İklim değişmesi yaşam standartlarında değiştirerek iklimlendirme talebini ve birincil enerji tüketiminide artırmıştır[8].

Soğutma sistemleri için alternatif enerji kullanımı artık gerekli ve şarttır. Ucuz enerji dönemi şartlarında tasarlanmış, soğutma sistemleri ve tesisleri günümüzün pahalı enerji dönemi koşullarına uyarlanması kapsamlı ve çok yönlü çalışmaları gerektirmektedir. Bu çalışmalar arasında absorbsiyonlu çevrimler geniş bir uygulama alanı ile cazip hale gelmiştir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, kullanılan ısı enerjisi yüksek olmasına karşılık mekanik enerji ihtiyacı çok daha düşüktür. Bu nedenle sistemde atık ısı enerjisi, jeotermal enerji ve güneş enerjisi gibi ucuz enerji kaynakları kullanılabilir. Ayrıca bu tip soğutma sistemlerinde kloroflorokarbon (CFC) içeren akışkanlar kullanılmadığından çevre dostu bir soğutma sistemidir[9].

Absorbsiyonlu (soğurmalı) soğutma sistemlerinde soğutkanın bir taşıyıcı içinde soğurulması söz konusudur. En yaygın kullanılan soğurmalı soğutma sistemi, amonyağın (NH₃) soğutkan, suyun (H₂O) taşıyıcı akışkan olarak kullanıldığı amonyak-su sistemidir. Diğer soğurmalı soğutma sistemleri arasında, suyun soğutkan olarak yer aldığı, su-lityum bromür ve su-lityum klorür sistemleri sayılabilir[10].

Absorbsiyonlu soğutma makineleri, açık veya kapalı, kesintili veya sürekli, tek kademeli veya çok kademeli çevrimler olarak sınıflandırılırlar. Açık çevrimli absorbsiyonlu soğutma çevrimleri sadece iklimlendirme işlemlerinde ve küçük yükler için kullanılırlar. Kapalı çevrimli sistemler ise hertürlü soğutma ve iklimlendirme işlemleri için ve istenilen büyüklükte tasarlanabilirler[11].

Ayrıca, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin avantajı 50-80 °C aralığında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı yardımıyla çalışabilmesidir. Bu enerji ise, güneş, jeotermal ve endüstriyel atıklardan buhar veya su kaynaklarından sağlanabilir. Dezavantajları ise;

küçük boyutlarda imal edilememesi ve bu sistemin verimli çalışabilmesi için, 60-80 dakikalık ön çalışmaya ihtiyaç duymasındır.

LiBr-su çiftinin üstünlükleri, amonyak su akışkan çifti kullanan sistemlere göre yüksek emniyet, büyük buharlaşma oranı, büyük birleşme eğilimi, büyük kararlılık, büyük gizli buharlaşma ısıdır. Bununla beraber bu çift katılaşmaya meyillidir. Soğutucu akışkan, 0 [°C] sıcaklıkta buz haline dönüştüğünden, bu çift düşük sıcaklıktaki soğutma için kullanılamaz. Absorberde hava ile soğutma veya bazı sınırlı uygulamalarda ise su ile soğutma kullanılıyorsa, orta derişiklikte lityum bromür kristalleşir. Bununla beraber, absorbe edici için bazı tuz karışımları kullanmak, hava ile soğutma halinde kristalleşme tehlikesini azaltabilir. Lityum bromür- su çiftinin diğer sakıncaları ise, bu çiftin düşük çalışma basıncı gerektirmesi ve bu basınçlarda lityum bromür eriyiğinin viskozitesinin büyük olmasıdır[12].

Amonyakın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı amonyak-su eriyiği kullanan sistemler yaklaşık -10 °C buharlaştırıcı sıcaklığına kadar soğutma yapabilmektedir. Suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı su-lityumbromür eriyiği kullanan sistemlerde ise soğutma, suyun donma riskinden dolayı 4 °C dolaylarındadır[13].

Amonyak su çiftinde, soğutma sıcaklığında, 0 [°C] nin altına inilmektedir. Amonyak-Su soğutma makinesinin patentini, 1859 yılında Fransız Ferdinand Carre tarafından alınmıştır. Birkaç yıl içinde ABD’de bu tür makineler buz yapmak ve gıdaları soğutmak amacıyla yapılmaya başlanmıştır.

Absorbsiyonlu soğutma çevrimleri, hemen hemen buhar sıkıştırmalı çevrimlere benzerler. Buhar sıkıştırmalı çevrimlerde, evaporatör, kondenser, kompresör ve genişleme valfi vardır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ise, kompresörün yerini, absorber, jeneratör, eriyik pompası ve genişleme valfi almıştır[14].

Soğurmalı soğutma sistemleri buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine göre oldukça pahalıdırlar. Ayrıca daha karmaşık ve daha fazla hacimlidirler. Verimleri daha düşük olduğu için yoğunlaşma ısının atılması için daha büyük soğutma kulelerine ihtiyaç duyarlar. Yaygın olmadıklarından bakım ve onarımlarının sağlanması daha zordur. Bu nedenle soğurmalı soğutma sistemleri ancak ısı enerji kaynağının birim maliyetinin ucuz ve uzun vadede elektriğe göre düşük kalması beklendiğinde dikkate alınmalıdır.

Söz konusu sistemler genel olarak büyük ticari ve endüstriyel uygulamalarda kullanılırlar [7].

1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Antonia de Lucas, Maarina Donate, Karolin Molero ve Juan F.Rodriguez

2003 yılında yürütülen “ Bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için yeni bir soğurganın benzetimi ve performans değerlendirmesi” konulu çalışmada da; absorpsiyonlu soğutma çevriminde kullanılan alternatif soğurganın kullanımının yerine son zamanlarda bu çeşit sistemlerde kullanılan soğurgan LiBr’ün kullanımı çalışılmıştır. Alternatif sistem, soğurgan (LiBr, CHO_2 K=2:1 kütle oranı) ve soğutkan (H_2O) içerir. Her iki sistemi karşılaştırmak için eldeki verilerden yararlanarak teorik absorpsiyonlu çevrime benzetmek için bir program geliştirilmiştir. Bu program sayesinde, absorpsiyonlu çevrimlerin randımanı değerlendirilmiştir.

1.1.2 Ömer Kaynaklı ve Recep Yamankaradeniz

2003 yılında yaptıkları çalışmada; absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin sistemin performansına etkilerini araştırmışlardır. Bu çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı geri kazanımı için kullanılan eşanjörlerin, sistemin performans katsayısına (COP) etkileri incelenmiştir. Sistemde kullanılan çift olarak, absorpsiyonlu soğutma sistemleri arasında yaygın kullanım alanı olan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği alınmıştır. Çevrimin termodinamik analizi yapılarak, amonyak ve amonyak su eriyiğine ait termodinamik özellikler verilmiştir. Sistemde kullanılan 3 adet eşanjörün etkinlik katsayılarının değişiminin, sistemin COP değeri üzerindeki etkileri gözlenmiştir. Ayrıca, kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğusturucu ve absorber sıcaklıklarının sistemin performansına etkileri araştırılmıştır. Sonuç olarak, sistemin performansına en fazla etkisi olan eşanjörün eriyik eşanjörü olduğu ve sistemin performansı, kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artmasıyla artarken, yoğusturucu ve absorber sıcaklıklarının artmasıyla azaldığı görülmüştür.

1.1.3 Ravikumar T.S. , Suganthi L., Samuel A.

1998 yılında yaptıkları çalışmada; güneş enerjili çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Bu çalışmada, güneş enerjili absorpsiyon sisteminde ekserji değişme miktarını detaylı olarak incelemişlerdir. Çevrim parametrelerinin etkisi, daha iyi dizayn ile sistem performansını iyileştirme değişik yöntemleri belirtilen etki ve sonuçlar birinci ve ikinci kanun temelleri üzerinde analiz yapılmıştır. Ayrıca daha iyi bir evaporatör kalitesi, daha iyi kalitede diğer komponentlerden sistem performansı üzerindeki etkisi daha fazladır. İkinci kanun analizinin, nicel olarak bir sistemdeki kayıpları tasavvur etmesi ve optimizasyon için net eğilimler vermesi bu çalışmada gösterilmiştir.

Ekserji analizi, enerjiyle ilgili sistemlerin tasarım ve performans analizi için geleneksel ısı bilanço metodu ötesinde iki avantaja sahiptir. Bu analiz, sistemdeki gerçek verimsizlikleri ve bu verimsizliklerin yerlerini daha doğru bir şekilde ölçümünü sağlar. Ayrıca kompleks sistemlerin sistem veriminin doğru ölçümünü verir. Soğutma çevriminde ısı bilanço analizi ile gerçek kayıpları öğrenmek mümkün değildir. Örnek olarak kısılma valfinde enerji kaybı yoktur fakat bu işlem süresince bir basınç düşümü vardır. Potansiyel bir düşüş vardır ve bu sadece ekserji analizi yoluyla öğrenilebilir. ısı bilançosu analizinden, çevrimdeki ana kayıpların kondenserde olduğu sonucunu çıkarmak mümkündür. Fakat tam olarak gerçek kayıpların nerede meydana geldiği ve bu kayıpların nasıl indirgeneceği ancak ekserji analizi ile bulunabilir. Soğutma sisteminin düşük karnot veriminden dolayı, ekserji analiz uygulaması tahmin edilebilir etkili enerji korunum kazanımları ile bilgi sağlar.

Çift etkili güneş enerjili üretim sistemi doğada komplekstir. İkinci etkili jeneratör diğer bütün parametrelerle belirlendiğinde, birinci etkili jeneratör için çalışma sıcaklığı belirlenir ve bu, çalıştırma sıcaklığının geniş bir alanı ötesinde değiştirmek zor olur. Analizin amacı için, jeneratör sıcaklığı 120°C ve 125°C arasında değiştirilir ki, normalde doğu batı yönlendiricili parabolik güneş kolektöründen elde etmek mümkündür. Bu alanın altında ve yukarısında verilen parametreler için, ikinci etkili jeneratör sıcaklığı dahil olmasıyla beraber, sistemi çalıştırmak zor olacaktır. Analiz ortaya çıkartmıştır ki, aygıtın kalitesi düştüğünde aygıttaki elverişlilik doğrusal olarak değişmektedir. Bu

evaporatör, kondenser veya absorberin kullanılabilirliğinin çevrim şartlarını değiştirmesi ve jeneratör kullanılabilirliğindeki uygun bir değişime neden olması izlenimini bırakıyor. Sonuçlar, sistem performansı ve ekserji verimi üzerinde güneş kolektörlerinin maksimum sıcaklık etkisi olduğunu gösterir.

1.1.4 Yokozeki

2004 yılında yaptığı çalışmaya göre buhar absorpsiyonlu soğutma çevrimleri özellikle $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sistemleri ile kullanıldığında eski ve çok iyi kurulmuş bir tekniktir. Soğutucu ve soğurucu akışkan çiftlerinin yeni çeşitleri ayrıca aktif olarak çalışılmaktadır. Çevrim performansının modelini yapmak farklı basınçlarda, ısılarda ve kompozisyonlarda çözümlenebilir gibi deneysel verilerin bir miktarına uyan görünüm ilinti denklemlerine dayanan termodinamik özellikleri gerektirir.

1.1.5 Satish Raghuvanshi ve Govind Maheshwari

2011 yılında yaptığı çalışmada; enerji maliyeti ve talebindeki sürekli artış nedeniyle atık enerjinin kullanılabilirliği araştırma ve geliştirme yoluna gidilmiştir. Bu hususta absorpsiyonlu soğutma sistemleri giderek dikkat çekmektedir. Absorbsiyonlu soğutma teknikleri ısı kullanarak soğutma sağlamaktadır. Bu amaç için ısı; geleneksel kazanlardan veya atık ısı ve güneş enerjisinden alınabilir. Absorbsiyonlu sistemler kullanılan akışkanlara bağlı olarak ikiye ayrılır. Bunlar $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ 'lu absorpsiyonlu soğutma sistemleridir. $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sistemli soğutmada; su soğutucu ve LiBr absorberdir. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemde amonyak soğutucu ve su absorberdir. Bu makalede tek kademeli $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (amonyak-su) absorpsiyon sistemin performansının ve karakteristiklerinin deneysel değerlendirmesi yapılmıştır. Gerekli olan ısı ve kütle transferleri ve termodinamik özelliklerini açıklayan uygun denklemlerin değerlendirilmesi yapılmıştır. Enerji analizinin tüm bileşenlerinin sayısal sonuçları için tablolar verilmiştir. Bu makalede amontak-su absorpsiyonlu soğutma sisteminde termodinamiğin birinci kanunu uygulanmıştır. Her bileşen için MATLAB' de matematiksel model yapılmıştır. Sonuçlarda ise şunlar tespit edilmiştir.

Jeneratör sıcaklığının artmasıyla sistem COP' si azalır.

Kondenser sıcaklığının artmasıyla sistem COP'si azalır.

Absorber sıcaklığının artmasıyla sistem COP 'si azalır.

Sun, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çiftinin alternatifi olabilecek bazı eriyikler sunmuştur. Çalışmada çevrimin termodinamik analizini yaparak amonyakın farklı soğurucu akışkanlarla karışması neticesinde oluşturduğu eriyiklerin performansı incelenmiştir.

1.1.6 Sözen

2001'de, amonyak-su ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde yer alan ısı değiştiricilerinin sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Bu amaçla üç farklı durumun termodinamik analizini yapmıştır. Bunlar iki ısı değiştiricinin de bulunduğu durum, yalnız soğutucu ısı değiştiricisinin bulunduğu durum ve yalnız karışım ısı değiştiricisinin bulunduğu durumdur. Bu çalışma neticesinde elde edilen sonuç, sistemde her iki ısı değiştiricisinin de kullanıldığı durumdaki performans ile yalnız karışım ısı değiştiricisinin kullanıldığı durumdaki performans değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla karışım ısı değiştiricisi ile birlikte sistemde soğutucu akışkan ısı değiştiricisinin kullanılmasının, sistem performansını istenilen düzeyde arttırmadığı ortaya çıkmaktadır. Sistemde mutlaka karışım ısı değiştiricisi kullanılmalı ve sistem performansını az etkilemesine rağmen soğutucu akışkan ısı değiştiricisinin sistemde olması gereklidir.

1.1.7 Akdemir ve Güngör

2001'de, $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ çalışma akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik incelemesini yapmış ve sistem elemanlarının kararlı olarak çalışabilmesi için gerekli pratik tasarım değerlerini belirlemişlerdir. Sistemin farklı çalışma durumlarında, sistem elemanlarında oluşacak ısı miktarlarını ve soğutma etki katsayılarını hesaplamışlardır.

1.1.8 Srihirin

Srihirin ve arkadaşları, 2001'de, absorpsiyonlu soğutma teknolojilerindeki gelişmeleri, farklı sistem çevrimlerini ve performanslarını incelemişlerdir. Sonuç olarak, birçok yeni çevrimin geliştirildiğini ancak yapılarının konveksiyonel tek etkili absorpsiyonlu

sistemlerden çok fazla karmaşık olduğunu ve ticari olarak H₂O-LiBr çalışma akışkanlı çift etkili absorpsiyonlu sistemlerin daha uygun olduğunu belirtmişlerdir. Gelecekte çok etkili sistemlerin yapılan araştırmalar sayesinde daha yaygın olacağı, ejektörlü absorpsiyonlu sistemlerin iyi bir alternatif olduğu ve difüzyon absorpsiyonlu sistemlerin de performansının düşük olmasına rağmen geliştirilmeye açık olduğu belirtilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri atık enerjinin ve yenilenebilir enerji kaynaklarının soğutma amaçlı değerlendirilmesinde en uygun sistemdir. Böylece bir yandan çevrenin korunmasına yardımcı olunurken bir yandanda enerji tasarrufu ve enerji çeşitlemesi yapılabilmektedir. Günümüzde en çok kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin sağladığı enerjinin maliyeti oldukça yüksektir. Bu enerjinin en aza indirilmesi ve enerjiden tasarruf sağlanabilmesi için absorpsiyonlu soğutma sistemleri kullanılması hem daha ekonomik ve hem daha çevrecidir.

Bu tezde başka ek bir kaynak kullanmadan sadece atık ısı kullanarak tasarlanan amonyak su soğutmalı absorpsiyonlu bir çillerden elde edilebilecek soğutma yükü hesaplanmıştır. Aynı zamanda sistemin COP'sinin bağlı olduğu değişkenlerle nasıl değiştiği gözlemlenerek sistemin tasarımında göz önünde bulundurulacak faktörler belirlenmeye çalışılmıştır.

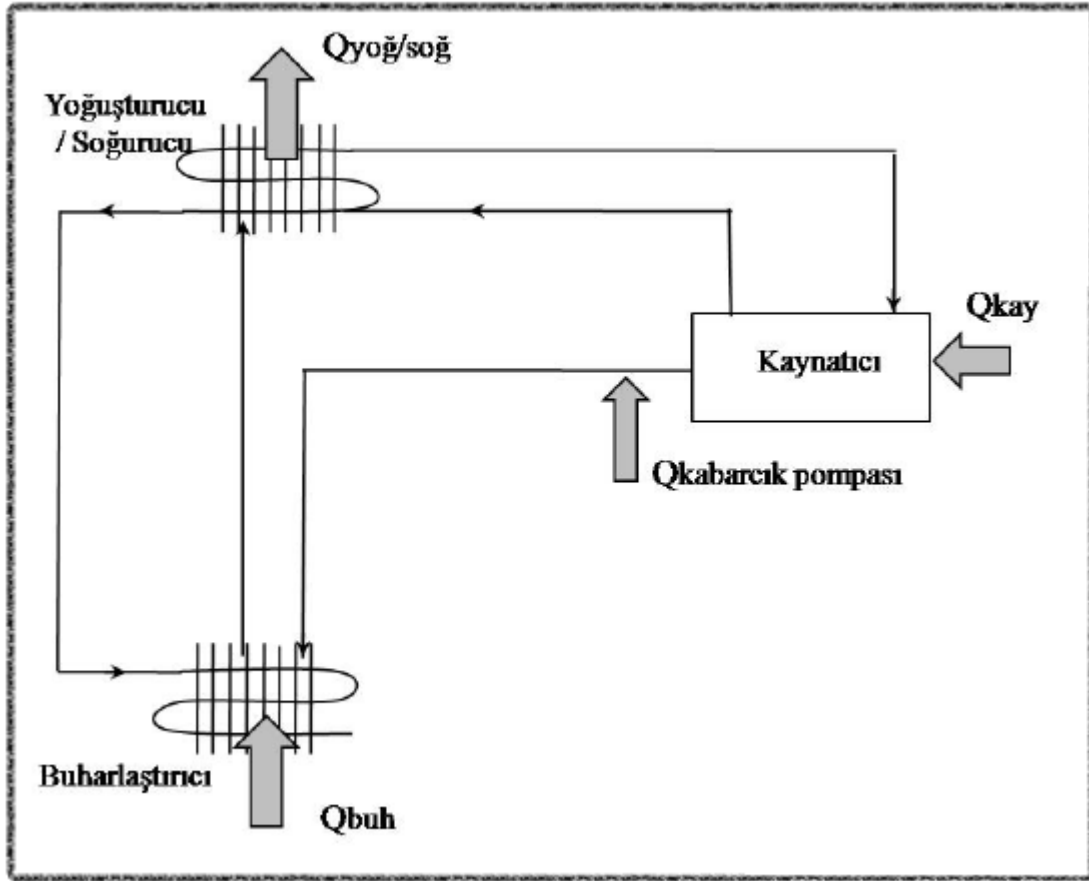
1.3 Hipotez

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, yenilenebilir enerji kaynaklarının değerlendirilmesi açısından ve çevre dostu olması bakımından avantajlı bir sistem olarak görülmektedir. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılan CFC, HCFC gazlarına getirilen kısıtlamalar yeni sistemlere yönelmeyi zorunlu hale getirmiştir. Eğer uygun koşullarda jeneratörü besleyen bir kaynak bulunursa absorpsiyonlu sistemler verimli olabilir. Endüstriyel tesislerde ihtiyaç duyulan soğutma, yine endüstriyel tesislerin bacalarından kazanılan enerjiyle sağlanırsa ekonomik ve verimli bir sistem elde edilmiş olur.

ABSORBSİYONLU SOĞUTMANIN TARİHÇESİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemi 1777 yılından beri bilinmektedir. İlk defa Michael Faraday tarafından NH_3 yoğunlaştırma denemeleri sırasında keşfedilen absorbsiyon prensibi daha sonra bir soğutma çevrimi olarak uygulanıp buradan yararlanılmaya başlanmıştır. Soğutucu NH_3 ve absorbent olarak su kullanılan ilk absorpsiyonlu soğutma sistemi bir Fransız olan Ferdinand Carre tarafından icat edilmiş olup 1860 yılında Amerika'da patenti alınmıştır. Sürekli çalışan ilk sistem olan bu cihazla 1872 yılında bir miktar buz üretilmiştir.

1900'lü yılların başında absorbsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüştür. O dönemde ünlü fizikçi Albert Einstein bile absorbsiyonlu soğutma çevrimi üzerine çalışmalar yapmıştır. Albert Einstein ve Lo szilard 1928 yılında tek basıncılı absorbsiyonlu çevrimin patentini almışlardır. Einstein çevrimi olarak bilinen bu çevrimde bütan soğutucu akışkan, su emici ve amonyak basınç dengeleyici akışkan olarak kullanılmıştır(Şekil2.1)[15].



Şekil 2.1 Absorbsiyonlu Einstein Çevrimi

İngiltere’de Pontifex ve Wood firmaları tarafından 1887 yılında absorpsiyonlu soğutma makinası imal edilerek bu sahadaki gelişmeler hız kazanmıştır. Yirminci yüzyılın ilk yıllarında absorpsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüş ve uygulama alanları bulmuştur. 1920’li yıllardan sonra özellikle Amerika, Almanya, İtalya, İngiltere, Belçika, Hollanda, Rusya ve diğer bazı ülkelerde absorpsiyonlu soğutma makinalarının dizaynı ve teknolojisi konusunda çalışmalar ve uygulamalar başarıyla sürdürülmüştür. Bu tarihlerde imal edilmiş olan en büyük absorpsiyonlu soğutma tesisi 4190 kW’lık soğutma kapasitesine sahiptir. Ancak klasik soğutma sistemleri ile soğutma daha ekonomik olduğu için 1930’lu yıllardan sonra uzun süre bu konuda fazla çalışma yapılmamıştır. Bunun nedeni ise bu yıllarda elektriğin ucuz olması ile değişik boyut ve kapasitelerdeki kompresörlerin kullanıma girmiş olmasıdır. Enerji krizinin başladığı 1970’li yıllardan sonra ise güneş enerjili soğutma sistemleri üzerine çalışmalar yoğunlaşmıştır[16].

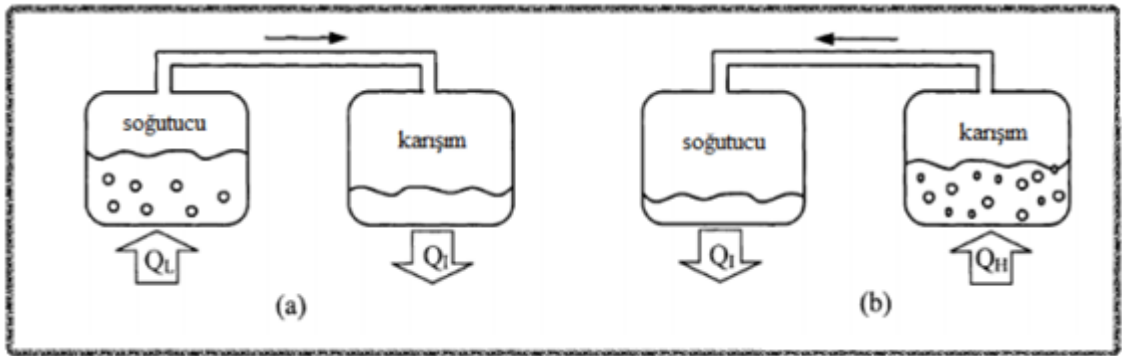
19 yy'da birçok kimya ve proses sanayide kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin yerini $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemi aldı. $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ sistemleri 1940 ve 1950 yıllarda su soğutmalı olarak büyük binaların iklimlendirilmesinde ticari olarak kullanılmaya başladı. Sistemin çalışabilmesi için generatöre verilmesi gereken ısı enerjisi, doğal gaz veya fuel-oil yakıtlarını kullanan kazanlardan elde edilen buhar veya sıcak sudan sağlanmaktaydı. 1970 yıllarda gerekli ısı enerjisinin sağlanmasında değişik yöntemler arandı ve güneş enerjisi kısa bir sürede kendini gösterdi.

Yirminci yüzyılın ilk yıllarında absorpsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüş ve uygulama alanları bulmuştur. Absorpsiyonlu soğutma makinalarının tasarımı ve teknolojisi konusunda 1920'li yıllardan sonra çalışma ve uygulamalar özellikle Amerika. Almanya, İtalya, İngiltere, Belçika, Hollanda, Rusya ile diğer bazı ülkelerde başarıyla sürdürülmüştür. Bu tarihlerde imal edilen en büyük absorpsiyonlu soğutma tesisi 4190 [kW]'lık soğutma kapasiteye sahip bulunmaktaydı. 1950'li yıllardan sonra buhar sıkıştırımlı mekanik sistemler öncelik kazanmıştır. Bunun nedeni ise bu yıllardan sonra elektriğin ucuza gelmesi ve değişik boyut ve kapasitelerdeki kompresörlerin kullanıma girmiş olmasıdır[17].

ABSORBSİYONLU SOĞUTMANIN TEMELİ**3.1 Absorbsiyon Prensibi**

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma akışkanı, soğurucu ve soğutkandan oluşan ikili karışımlardır.

Herhangi bir mekaniksel enerjiye gerek duymadan çalışan absorbsiyonlu sistemlerin hareket eden parçaları bulunmamaktadır, dolayısıyla oldukça sessiz çalışmaktadır. Sistemde iş yapan akışkan olarak soğutucu ve soğurucu akışkandan oluşan ikili karışım bulunmaktadır.



Şekil 3.1 a) Absorbsiyon prensibi b) Soğutkan ayırma prensibi

Şekil 3.1 (a)'de görüldüğü gibi birbiriyle bağlantılı olan iki kap içerisinde soğutucu akışkan ve karışım bulunmaktadır. Sol kaptaki bulunan soğutucu akışkana ısı verilmesiyle buharlaşan moleküller sağ kaptaki bulunan karışım tarafından soğurularak basınç düşürülmektedir. Soğurulma işlemi ile sistemden ısı atılmaktadır. Bu sistemlere absorpsiyon prosesi denmektedir.

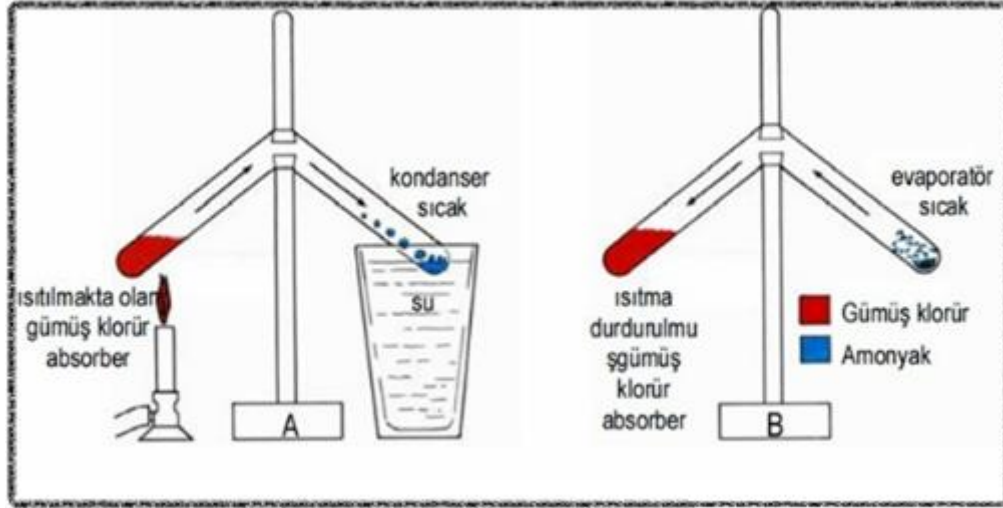
Yine Şekil 3.1 (b)'de görüldüğü gibi, sağ kaptaki bulunan karışıma ısı verilmesiyle soğutucu akışkan buharlaşıp sol kaba doğru hareket etmekte ve buradan çekilen ısı vasıtasıyla yoğunlaşmaktadır[7].

Sıcaklığı 100-200°C olan ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir soğutma yöntemi absorpsiyonlu soğutma sistemidir; fakat buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine nazaran performansı düşüktür. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinde belirtilen ASHRAE Soğutma Etkinlik Katsayıları (SEK) COP ortalama olarak 1.6-1.9 iken, absorpsiyonlu çevrimlerde SEK değeri 0.2- 0.5 arasında değişmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin (SEK) değeri (3.1) eşitliği ile tanımlanmıştır[18].

$$COP = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} \quad (3.1)$$

3.2 Faraday'ın Absorpsiyonlu Deney Düzeneği

Faraday'ın deney düzeneği absorpsiyonlu soğutma sisteminin anlaşılması için basit ve ilginç bir düzendir. Deneyi anlamak için Şekil 3.2' den faydalanılmıştır.



Şekil 3.2 Faraday'ın absorpsiyonlu deney düzeneği

Deneyin A bölümünde; amonyağa karşı emiciliği olan, amonyakla doyurulmuş gümüş klorür ısıtılırken, deney tüpünün diğer ucu soğutma suyuna daldırılmış vaziyette tutulur.

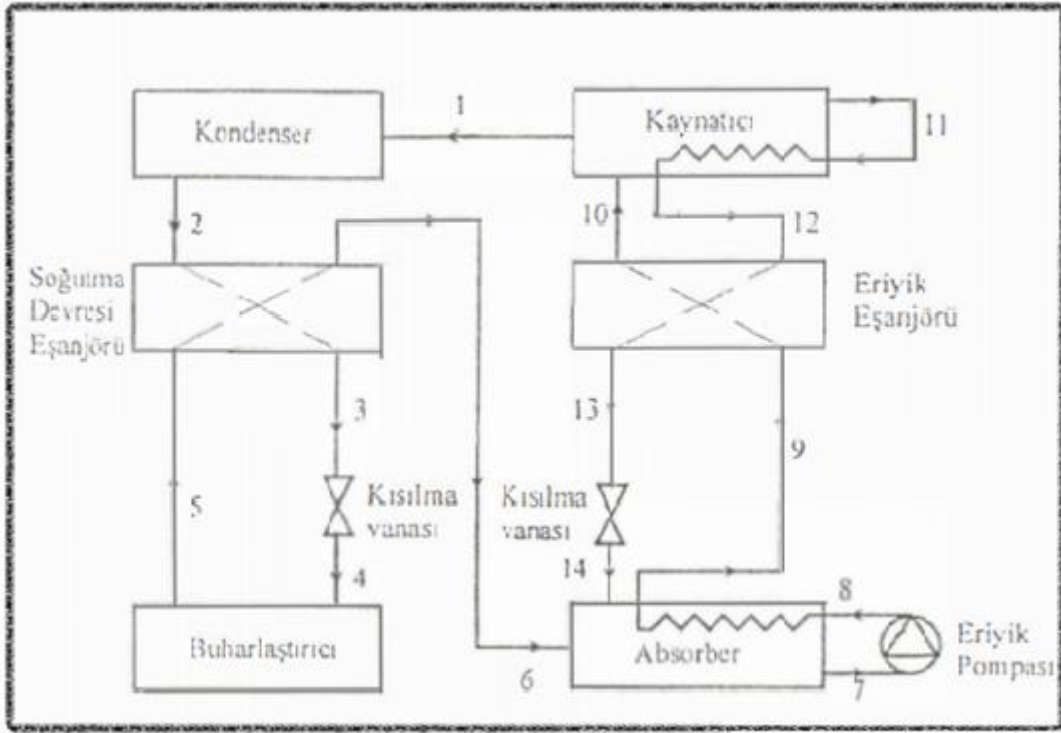
Kısa bir süre sonra deney tüpünün soğutulan ucunda amonyakın yoğunlaşarak birikmeye başladığı görülür.

Isıtılan uçtan amonyakın tamamı sıvı halde soğutulan uca topladığında deneyin ikinci kısmına geçilir.

Isıtma işlemi durdurulup soğutma suyu alındığında, çok kısa bir süre içerisinde deney tüpünün soğutulan ucunda yoğunlaşmış olan sıvı amonyakın kaynamaya başladığı ve tüpün bu kısmının aşırı derecede soğuduğu görülür. Bu olay, sıvı amonyak tamamen buharlaşıp gümüş klorür tarafına taşınmaya kadar sürer.

Deney tekrarlandığında aynı olayların tekrar oluştuğu görülür. Faraday'ın deney aygıtında soğutma işleminin sürekli olmadığı hemen fark edilecektir. Uygulamada kullanılabilmesi için yani sürekliliği sağlamak için bu işlemlerin defalarca yapılması gerekir[19].

Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi en yaygın kullanılan dizayn şeklidir. COP'si 0,3-0,8 mertebelerindedir. Nominal kapasiteleri 100-5800 [kW], bazı küçük makinelerde ise 18-35 [kW] aralığındadır.



Şekil 3.3 Absorbsiyonlu soğutma sistemi genel şematik gösterimi

Soğutucu akışkanca zengin olan eriyik, absorberden bir pompa aracılığıyla ısı değiştiriciye pompalanır.

Eriyik bir ısı değiştiriciden geçer ve bir miktar ısı alır.

Eriyik jeneratöre gelir. Jeneratörde sağlanan ısı enerjisiyle eriyik içindeki soğutucu akışkan absorbentten ayrılır.

Absorbent konsantrasyonu fazla olarak jeneratörden ayrılan eriyik, ısı değiştiriciye gelir.

Eriyik ısı değiştiricide jeneratörden aldığı enerjinin bir kısmını absorberden jeneratöre gitmekte olan eriyiğe vererek onu ısıtır.

Yüksek basınçta bulunan eriyik genleşme valfiyle basıncı düşürülerek düşük basınçta absorbere gelir.

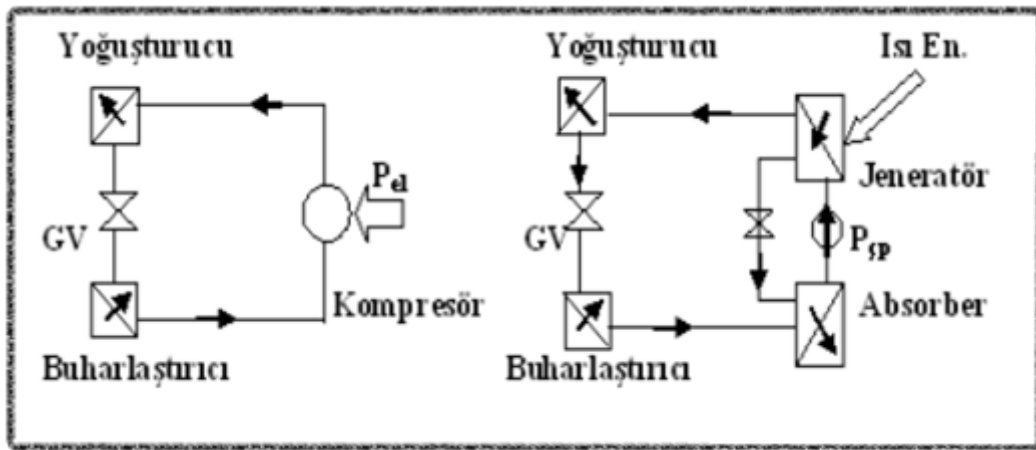
Buhar halindeki soğutucu akışkan sıvı hale geçer.

Yüksek basınçta bulunan sıvı haldeki soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek evaporatöre gönderilir. Basıncı düşen soğutucu akışkan ortam ısını alarak evaporatörde buhar haline geçer. Soğutucu akışkan buharı absorbere giderek burada

jeneratörden gelen eriyikle birleşip soğutucu akışkan miktarı fazla, absorbent miktarı az eriyiği meydana getirir ve çevrim böyle devam eder[14].

3.3 Genel Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

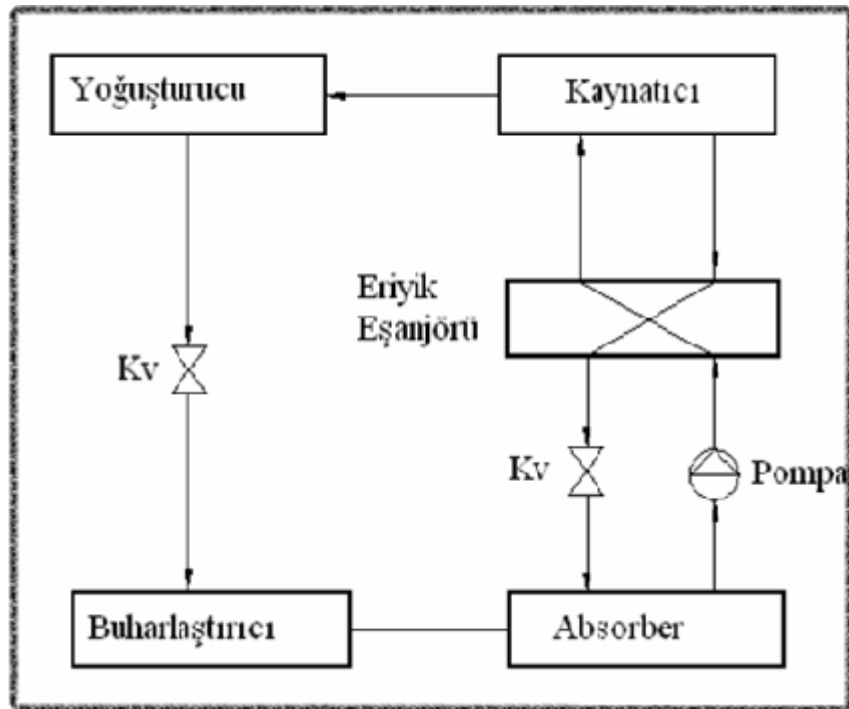
Absorpsiyonlu soğutma çevrimi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine oldukça benzer. Soğutma yükü soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırımlı çevrimdeki mekanik işlemin yerini, absorpsiyonlu soğutma sisteminde fiziko kimyasal işlemler almıştır. Buhar sıkıştırımlı çevrimdeki kompresör yerini, absorpsiyonlu sistemlerde termik kompresör adı verilen absorber kaynatıcı çifti almaktadır[20].



Şekil 3.3.1 Elektrik ve ısı enerjili tahrikli soğutucuların kıyaslanması

Basit bir absorpsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine benzemesine karşılık, kompresörün yerini absorber, pompa ve jeneratör almıştır. Soğutkan ve soğutucu karışımı eriyik bu elemanlar içinde dolaşır. Soğutkan ise yalnızca kondenser, genleşme valfi ve evaporatörde dolaşır[21].

Genel olarak absorpsiyon prensibi, karşılıklı çözünürlüğü olan maddelerin yüksek sıcaklıklarda daha az, düşük sıcaklıklarda ise daha fazla çözünür olmasıdır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ise iki akışkan çiftinden oluşan solüsyon, lityum bromür+su ve amonyak+su solüsyonları kullanılır. Bu solüsyonların birincisinde LiBr absorbenttir, su ise soğutucu akışkandır. İkincisinde ise su absorbent, amonyak soğutucu akışkandır. Kompresörlü sistemlerde ise soğutucu akışkan olarak freon gazları kullanılır.



Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde, yüksek basınçtaki soğutucu akışkan buharı yoğunlaştırucuda sıvı faza dönüştürüldükten sonra düşük buharlaştırıcı basıncına kısılır. Buharlaştırıcı vasıtasıyla ortamdan ısı çekilerek soğutma yükü sağlanır. Buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan buharı, içinde absorbent bulunan bir hücreye girerek absorbent tarafından emilir.

Soğutucu madde ile zenginleşen karışım kaynatıcı bölümüne sevk edilerek burada ısıtılır ve soğutucu madde dahayüksek basınca buharlaştırılır. Absorbent, zayıf eriyik durumunda tekrar absorbere dönerek soğutucu maddeyi emme görevini tekrarlar.

Mevcut absorpsiyonlu çillerler;

- Düşük atık ısı enerjili tek etkili (tek aşamalı jeneratör konfigürasyonu) çillerler ve ya
- Isı kaynağı olarak direk yakmalı ya da yüksek dereceli buhar kullanan enerji verimliliği yüksek çift etkili (iki aşamalı jeneratör konfigürasyonu) çillerler olmak üzere iki kısımdırlar.

Absorpsiyonlu soğutma, güneş enerjisi, fosil yakıt yakarak elde edilen ısı veya herhangi atık ısı kullanarak soğutma elde eden mekanik enerjiye kısmen ihtiyaç duymayan bir yöntemdir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi; buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın basıncının arttırılması amacıyla kullanılan kompresörün yerine, termal bir mekanizmayla soğutucu akışkanın basıncının arttırılması prensibine dayanmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan bu mekanizma “termik sıkıştırıcı” olarak adlandırılmaktadır Genel olarak absorpsiyon prensibi, karşılıklı çözünürlüğü olan maddelerin yüksek sıcaklıklarda daha az, düşük sıcaklıklarda ise daha fazla çözünür olmasıdır.

Kompresörlü sistemlerde soğutucu akışkan olarak freon gazları kullanılır. Absorpsiyonlu sistemlerde ise iki akışkan çiftinden oluşan solüsyon, lityum bromür+su ve amonyak+su solüsyonları kullanılır. Bunlardan biri lityum bromürsu çifti, lityum bromür absorban, su ise soğutucudur[23]. Diğer ise su-amonyak çiftidir ve bu sistemde su absorban, amonyak soğutucudur.

Absorpsiyonlu soğutmada absorban sıvı, diğer madde (soğutucu akışkan) ise absorbe edildiğinde gaz fazındadır.

Karışımındaki absorban oranı yüksek soğutucu oranı düşük ise konsantre veya **kuvvetli eriyik**, absorban oranı düşük soğutucu oranı yüksek ise **zayıf eriyik** olarak adlandırılır.

Absorpsiyonlu Soğutma Genel Olarak; konfor kliması, proses soğutma, gaz türbinlerinin emiş havasının soğutulmasında kullanılır.

Bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısı şu şekilde elde edilir;

$$COP = \frac{\text{Buharlaştırıcıda elde edilen soğutma kapasitesi}}{\text{generatördeki ısı girdisi + pompa işi}} \quad (3.3.1)$$

Pompada yapılan iş jeneratördeki ısı girdisine göre çok küçük olduğundan genellikle ihmal edilir[22].

ABSORBSİYONLU SOĞUTMADA KULLANILAN AKIŞKANLAR

4.1 Sistem İçinde Kullanılan Akışkanlar

Absorbsiyonlu sistemlerde önerilen 40 soğutucu akışkan, 200 soğurucu akışkan mevcuttur. Bunların arasında en çok kullanılan akışkan çiftleri amonyak (NH_3)/su(H_2O) ve lityumbromür (LiBr)/su (H_2O) çiftidir.

Amonyak/su çifti kullanılan sistemlerde amonyak soğutucu akışkan görevi yaparken, lityumbromür/su kullanılan sistemlerde su soğutucu akışkan olarak yer almaktadır. Genellikle $0[^\circ\text{C}]$ 'nin altında sıcaklıkların istenildiği sistemlerde amonyak/su çifti kullanılmaktadır.

Amonyağın geniş bir çalışma sıcaklığı ve basınç aralığına sahip olması, gizli buharlaşma ısısının yüksek olması ve $-77[^\circ\text{C}]$ 'de donması sebebiyle en çok tercih edilen soğutucu akışkandır. Aynı zamanda amonyak/su akışkan çiftinin uçucu olması, ayırıcı kısmında suyun daha etkili bir şekilde ayrılmasını sağlamakta ve amonyak neredeyse saf bir şekilde buharlaştırıcıya ilerleyerek, buharlaştırıcıda suyun donma ihtimalini ortadan kaldırmaktadır. Soğutucu akışkan olarak su kullanılması, buharlaştırıcısıcaklıklarını suyun donma ihtimali sebebiyle $5[^\circ\text{C}]$ 'de kısıtlamıştır[24].

4.2 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Akışkan Çiftlerinin Seçiminde Göz Önünde Bulundurulması Gerekenler

Absorpsiyonlu soğutma çevrimleri akışkan çiftiyle çalışan sistemlerdir. Generatörde buharlaşarak soğutma işlemini yapan soğutucu akışkan ve absorberde soğurma işlemini yapan absorbentten oluşmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en yaygın kullanılan akışkan çiftleri H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O çiftleridir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ideal durumda çalışabilmesi için kullanılan akışkan çiftinin aşağıda verilen özellikleri sağlaması gerekir[25].

- Çalışma şartlarında absorbe edicinin katı halde bulunmaması gerekir. Herhangi bir yerde katılaşma olduğu takdirde, burada akış duracağından buradaki cihazın devre dışı kalmasına neden olacaktır.
- Soğutucu akışkanın absorbent akışkandan daha uçucu olması ve böylece zengin eriyikten kolayca ayrılması gerekir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Absorbent içindeki soğutucu akışkanın çözünübilirliği yüksek olmalıdır.
- İyi bir absorpsiyon işleminin gerçekleşmesi için soğutkan ve absorbentin birbirine ilgisi yüksek olmalıdır.
- Eriyiklerin viskoziteleri çalışma şartlarında düşük olmalıdır.
- Uzun çalışma şartlarında akışkan çifti stabil olmalıdır. Sistemdeki akışkanların yıllarca görev yapabilmesi ve zamanla özelliklerinin değişmemesi için, devrede kullanılan akışkanların hemen hemen mutlak anlamda kararlı olması istenir.
- Korozyon tesiri az olmalıdır. Kararsızlık sonucunda akışkanlar veya çeşitli maddeler, konstrüksüyonda kullanılan malzemeleri aşındırabilir. Olumsuz etkileri azaltabilmek için devrede korozyon önleyici maddeler kullanılmalıdır.
- Emniyetli olmalıdır. Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve yanmaz olmalıdır.
- Emniyetli olmalıdır. Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve yanmaz olmalıdır.

- Sistemdeki işletme basınçları normal seviyelerde olmalıdır. Yüksek basınçlar kalın cidarlı cihazlar gerektirir ve akışkanın pompalanması için önemli ölçüde elektrik gücüne ihtiyaç doğurur. Alçak basınçlar(vakum) ise büyük hacimli cihazları ve soğutucu akışkan buharlarının basınç düşümü için özel elemanları gerektirir.
- Soğutucu akışkanın ve absorbe edicinin viskozite, yüzey gerilme, ısıl yayılım katsayıları önemli karakteristik özellikleridir. Örnek olarak, akışkanın düşük viskoziteye sahip olması, ısı kütle geçişini iyileştirirken, pompalama problemlerini azaltır.

Devrede dolaşan soğutucu akışkan ve absorbe edici miktarının en az değerde olabilmesi için, soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısı büyük olmalıdır[24].

Burada sıralanan tüm istekleri gerçekleştiren bir soğutucu akışkan-absorbe edici çiftini pratikte bulmak mümkün değildir.

Amonyak-su ve lityumbromür-su çiftleri bu istekleri belirli şartlarda yerine getirdiklerinden ticari olarak çok kullanılırlar.

Amonyak-su çifti birçok isteği karşılamasına rağmen, buharlaşma oranı çok küçük ve çalışma basıncı oldukça yüksektir. Ayrıca amonyağın bina içi kullanımları için sınırlamalar vardır. Lityum bromür-su çiftinin üstünlükleri, yüksek emniyet, büyük buharlaşma oranı, büyük birleşme eğilimi, büyük kararlılık ve büyük gizli buharlaşma ısı olarak sayılabilir.

Üzerinde çalışma yapılan absorpsiyonlu sistem akışkan çiftleri Şekil 4.2.1’de verilmektedir [10].

SOĞUTUCU AKIŞKAN	ABSORBENT
Amonyak	Kalsiyumklorür (CaCl_2)
Amonyak	Stronsiyumklorür (SrCl_2)
Amonyak	Heptanol
Amonyak	Trietanol amin
Amonyak	Gliserol
Amonyak	Silikon yağ
Amonyak	Lityum nitrat (LiNO_3)
Amonyak	Lityum bromid (LiBr_2)
Amonyak	Çinko bromid (ZnBr)
Amonyak	Sodyumtiyosiyanat (NaSCN)
Amonyak	Lityumtiyosiyanat (LiSCN)
Amonyak	N Metil 2 pirrolidon (NMP)
Amonyak	Metil ϵ kaprolactan (MCL)
Amonyak	Dimetil metil fosfonat (DMMP)
Amonyak	Tetraetilen glikol dimetil eter (DMETEG)
Amonyak	Dimetil formamid (DMF)
Su	Lityum bromür (LiBr)
Metil amin	Su
Metil klorid	Tetraetil glikol
R 12	Dimetilasitamid
R 12	Siklohexanon
R 21	Dimetil etil ester
R 22	Dimetil formamid
R 22	Siklohexanon
R 22	Dimetil asit amid

Şekil 4.1 Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri[24]

4.3 Amonyak-su ve LiBr-su Akışkan Çiftlerinin Karşılaştırılması

4.3.1 LiBr-H₂O Karışımının Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları

- Nem alıcı olarak kullanılan LiBr uçucu değildir, böylece çalışma akışkanının zenginleştirilmesi gereği yoktur.
- Bu karışımda su, yüksek buharlaşma ısısına sahip soğutkan olarak bulunur.
- LiBr-Su sistemi kısmen daha basittir ve daha düşük pompalama gücünü gerektiren düşük basınçta ve daha yüksek performans katsayısıyla (COP) çalışır.
- Karışım toksik değildir, tutuşmaz.

Dezavantajları

- Sistem sadece iklimlendirme uygulamalarında kullanılabilir.
- Çözelti koroziftir ve sistem yüksek vakum koşulları altında çalışır.
- Sistem için su soğurmalı bir kondenser gereklidir.

4.3.2 H₂O -NH₃ Karışımının Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları

- Kolay elde edilebilir.
- Molekül ağırlığı düşüktür, böylece soğutkanın buharlaşma ısısı yüksektir.
- Nem alıcı olan su amonyak ile iyi bir karışım yapma özelliğindedir. Pahalı değildir.

Dezavantajları

- Nem alıcı yani su uçucu olduğu için suyun bir kısmı buharlaşır ve soğutkan buharı ile birlikte gider. Böylece sistemin gerçekleştirilmesi gerekir.
- Su-amonyak sisteminde çalışma sıvısının absorber basıncından jeneratör basıncına pompalanması gerekir.
- Amonyak toksik ve tutuşur özelliktedir.

- Faz değişimi sırasında(buharlaşma ve yoğunlaşma işlemleri) entropi ve hacim değişirken sıcaklık ve basınç sabit kalır[23].

Amonyak suda çok çabuk eriyen bir maddedir. Ayrıca su ve amonyak karışımı 140°C'e ısıtıldığı zaman, amonyak sudan tamamen ayrılır. Amonyakın bu özelliklerinden yararlanılarak, absorpsiyonlu soğutma sistemleri yapılmıştır.

Amonyak-su çifti en geniř kullanıma sahip akıřkanlardan birisidir. Bunun nedeni ise amonyakın kaynama noktasının çok dūřuk (-33,4[°C]) ve buharlařma ısısının yūsek (1368,168 [kJ/kg]) ve dolayısıyla soęutma etkisinin çok yūsek olmasıdır.

Amonyak buz üretim tesislerinde, buz patinaj pistlerinde ve +10[°C] ve -40[°C] arasında soğutma yapılması istenen soğuk depolama tesislerinde kullanılabilir.

H₂O-LiBr özeltisi kullanılan sistemlerde suyun soğutucu akışkan olmasından dolayı 0 [°C]'nin altına inilemez. Bu nedenle daha çok iklimlendirmede kullanım alanı bulurken, NH₃-H₂O özeltisi kullanılan sistemlerin soğutma uygulamalarında kullanılır.

Amonyak, kokusundan dolayı kaçağı çok kolay tespit edilir ancak su kaçağının tespiti zordur. Amonyak, zehirli ve kanserojen olduğundan kaçak olması durumunda zararlıdır. Su için böyle bir tehlike yoktur.

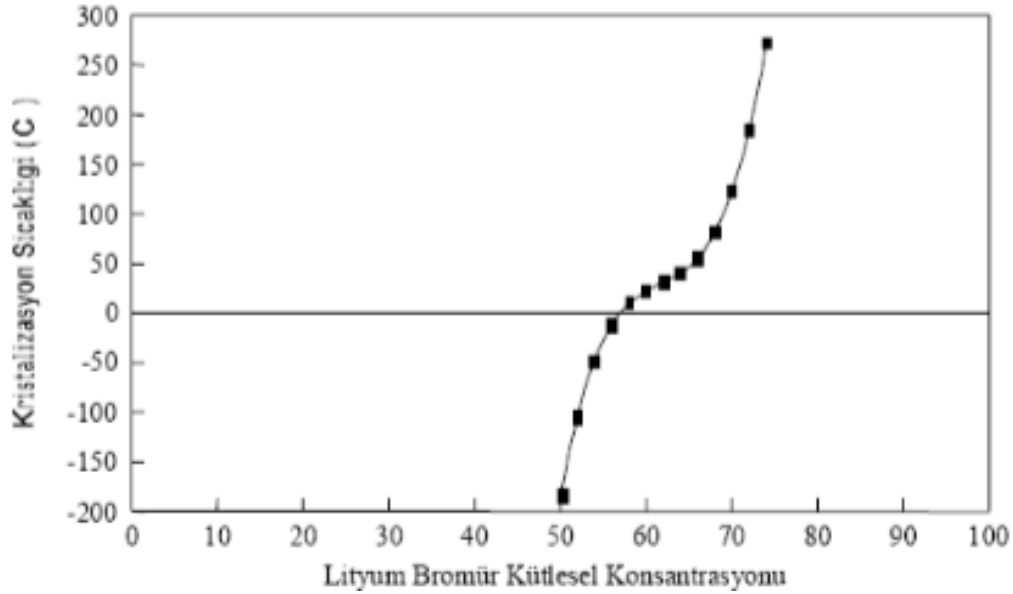
Amonyak, bakır ve bakır alaşımlı malzemelere zarar verdiğinden elik donanım kullanılması gereği vardır bu nedenle maliyeti artar. Ancak su için böyle bir risk yoktur.

Amonyak için sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncı suya nazaran çok yūsektir. Bu durum, amonyak-su kullanan sistemlerde et kalınlığı fazla malzeme kullanmayı gerektirir. Su için buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncı çok dūřuk değerlerde olduğundan sistem içine hava girme riski vardır. Amonyak-su sistemi için böyle bir durum söz konusu değildir.

Amonyak-su çözeltisi kullanan sistemlerde generatörden yoğuşturucuya giden hatta amonyakla birlikte bir miktar suyun taşınması riski vardır. Bu nedenle generatör çıkışına su buharını ayırmak için bir zenginleştirme kolonu (ayırıcı) konulması gerekmektedir, bu da sistemi daha karmaşık ve maliyetli kılar. Zenginleştirme kolonu kullanılmadığı takdirde amonyakla birlikte su buharı da yoğuşturucuda yoğuşarak

buharlaştırıcıya gönderilir. Taşınan su buharlaştırıcıda birikerek soğutma etkisini azaltır ve performansı düşürür. H_2O -LiBr'lü sistemde böyle bir risk yoktur[26].

H_2O -LiBr çözeltisi kullanılan sistemlerde LiBrün kristal yapıya geçme riski vardır. Şekil 5.2.'de H_2O -LiBr çözeltisinin kristalizasyon sıcaklığının LiBr konsantrasyonuna bağlı olarak değişimini göstermektedir[26]. Kristalizasyonun önlenmesi için özel tertibat gerekir. NH_3 - H_2O çözeltili sistemlerde kristalizasyon tehlikesi yoktur.



Şekil 4.3.1 H_2O -LiBr çözeltisinin kristalizasyon sıcaklığının LiBr konsantrasyonu ile değişimi[26]

Şekil 4.3.2'de Tek etkili sistemde örnek olarak aynı parametreler altında LiBr- H_2O akışkan çifti ile NH_3 - H_2O akışkan çiftinin mukayesesi gösterilmiştir[27].

Su LiBr sistemin en önemli avantajı çözücünün buharlaşmamasıdır. Jeneratörden ayrılan soğutucu buhar ile çözücü karışmaz dolayısıyla ayırıcıya gerek yoktur. Çalışma basınçları atmosfer basıncının altındadır.

Akışkan Çifti	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O
Soğutucu	H ₂ O	NH ₃
Mümkün olan en düşük buharlaştırıcı sıcaklığı	0°C	- 60°C
COP (T _{soğ} =35°C)	0,7-1,2	0,6-0,7
Kristilizasyon	Var	Yok
Ayırıcı	Gereksiz	Gerekli
Hava soğutmalı tip	Çok zor	Mümkün
Hava soğutmalı tip ısı pompası	İmkansız	Mümkün
Sistem basıncı	Vakum	Yüksek (20 bar üstü)
Ozon delme etkisi	Yok	Yok
Sera etkisi	Yok	Yok

Şekil 4.3.2 LiBr-H₂O ile NH₃-H₂O akışkan çiftinin mukayesesi[32]

İdeal olarak; çevrimde çözücünün buharlaşmasının düşük olması istenir, böylece generatörden ayrılan soğutucu buhar içindeki çözücü miktarı az olur.

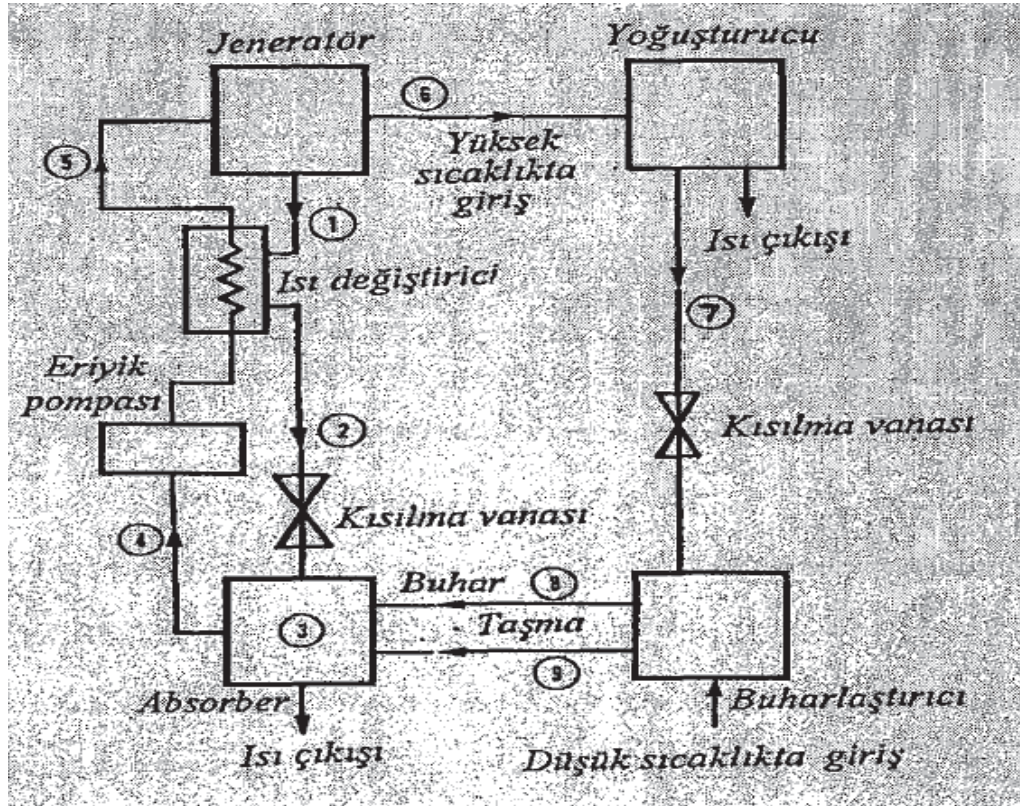
Çalışma basınçlarının oldukça düşük olması istenir böylece içine ve dışına sızıntı ve donanım ağırlığı az olur.

Soğutucunun yüksek gizli ısı değerine sahip olması istenir, böylece istenen soğutucu akış miktarı fazla olmaz.

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ÇALIŞMA ŞEKLİ

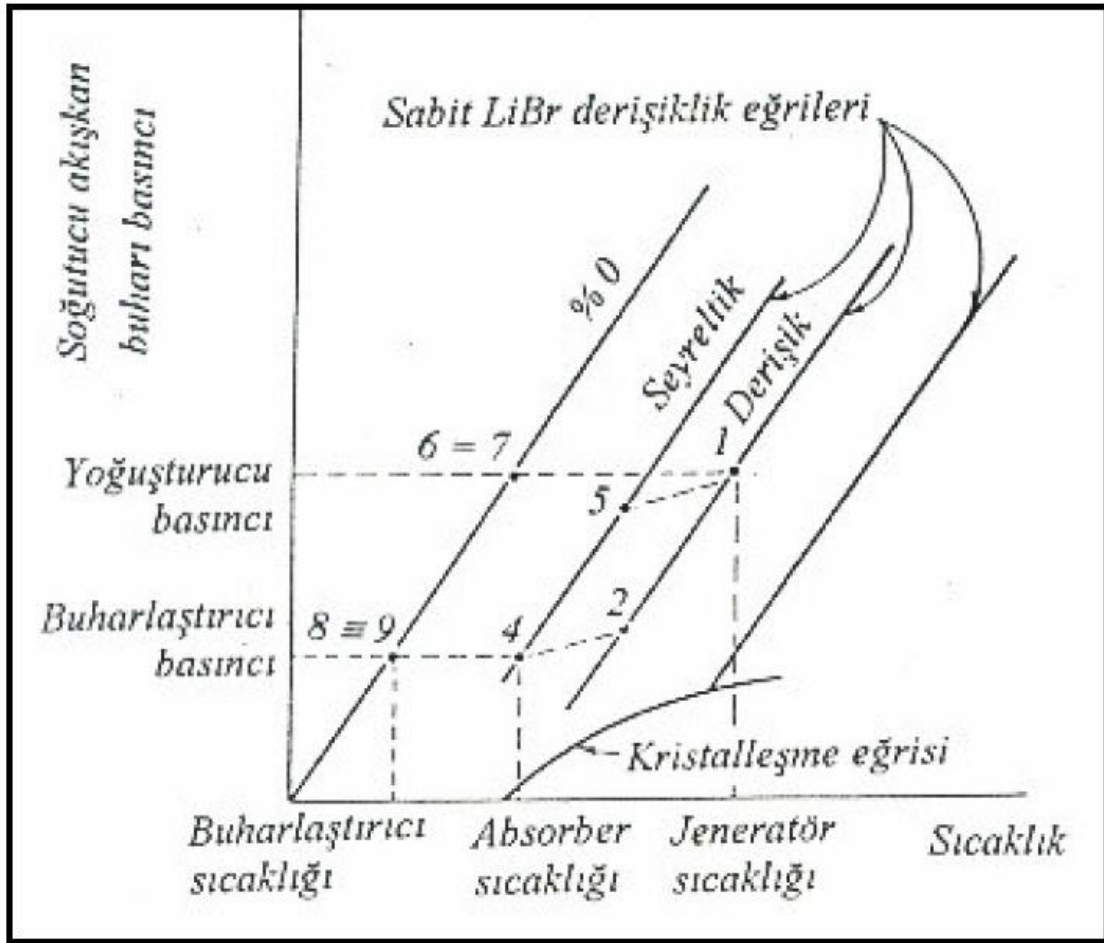
5.1 LiBr-Su Akışkan Çiftli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Suyun soğutucu akışkan lityum bromür ve su çözeltisinin yutucu olarak kullanıldığı tek kademeli bir absorbsiyon çevrimi şeması Şekil 5.1.1' de verilmiştir. Şekil 5.1.2' de ise bu çevrimin basınç sıcaklık diyagramındaki değişimi gösterilmektedir.



Şekil 5.1.1 Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimi[28]

Bu devredeki karakteristik değişimler aşağıda sunulmuştur.



Şekil 5.1.2 Lityum bromür-su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç sıcaklık diyagramı[28]

Şekil 5.1.1’de görüldüğü gibi evaporatörle soğutulan ortamdan alınan ısı buharlaşan soğutucu akışkan su soğurucunun bulunduğu hazneye girer.

Su buharı burada lityum brobid ile reaksiyona girerek soğurulur. Bu reaksiyon ısıveren (ekzotermik) bir reaksiyondur. Lityum bromid tarafından soğurulabilen su miktarı sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak buna bağlı olarak da soğurulabilen lityum bromid miktarını attırabilmek için soğurucudan ısı çekilir. Su-lityum bromid karışımı olan çözelti daha sonra bir eriyik pompası yardımıyla ısı değiştiriciye sonrada jeneratöre gönderilir. Isı değiştiricisinde sistemden dönen sıcak lityum bromid ile ön ısıtılan çözelti jeneratörde verilen ısıyla buharlaştırılır.

Bir ayırıcı vasıtasıyla ayrılan buhar fazındaki su-lityum bromid çözeltisinden su kondensere iletilirken, lityum bromid kısılma vanasından geçerek tekrar soğurucu haznesine aktarılır. Su buharı kondenserde ısınıp verip kısılma vanasından geçtikten sonra sıvı fazında evaporatöre girip çevrimi tamamlamış olur[28],[29].

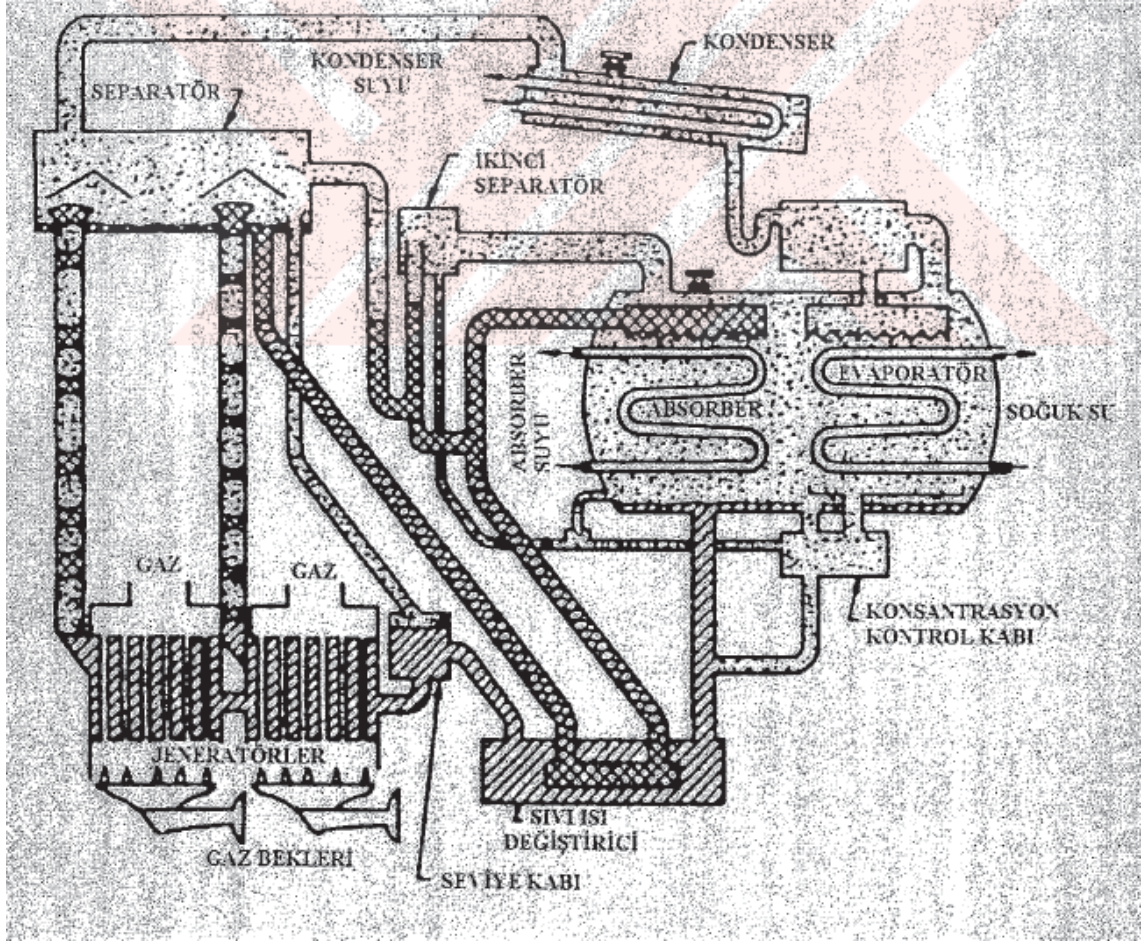
5.2 Direk Ateşlemeli Lityum Bromür Çevrimli Çiller

Şekil 5.2.1, ısıtma için 101,300-633,000 kJ/h ve soğutma için 3,5-2,5 ton kapasiteli bir gaz ateşlemeli sıvı soğutucu – ısıtıcı olarak bulunan bir makine tipini gösterir.

Küçük tonajlı üniteler, mekanik pompa olmadan çalışır. Absorber ve jeneratör arasındaki solüsyon sirkülasyonu, pompa tüpünün buhar-kaldırma etkisi ile olur.

Absorber ve buharlaştırıcı tüpleri, kılcal damlatıcılardan verilen bir sıvı akışı geçişi ile ıslatılır.

Jeneratörler, genellikle atmosferik gaz brülörlü çelik – ateş boru yapıdadır[29].



Şekil 5.2.1 Direk ateşlemeli lityum bromür çevrimli su çilleri [29]

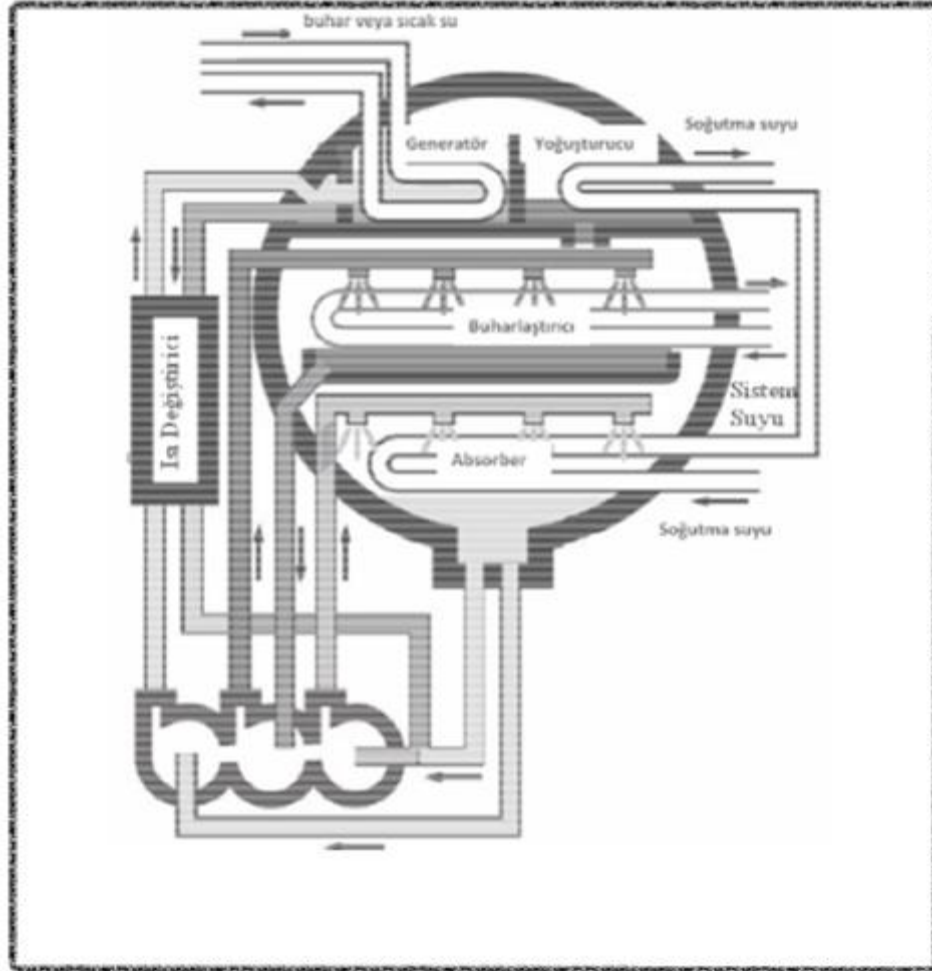
Solüsyon ısı eşanjörleri, alçak basınç düşümü ve iyi ısı transferini birleştirmek için, yakın aralıklı çelik plakalardan meydana gelir.

Isıtma, normalde yoğuşturucuda yoğunlaşacak olan soğutucunun buharlaştırıcıda yoğunlaşacağı şekilde, üniteye yoğuşan su akışı durdurularak yapılır. Jeneratörden gelen buhar, soğutma sırasında jeneratör ve buharlaştırıcı arasında muhafaza edilen bir sıvı kapını üfleyerek buharlaştırıcıya direk bir yol açar.

Sıvı soğutucu-ısıtıcının buharlaştırıcı bobininin yerine direk genişleme kanatlı bobininin kullanıldığı ve bir soğutma-ısıtma müstakil klima ortaya çıkarmak için bir üfleyicinin ilave edildiği model varyasyonları vardır.

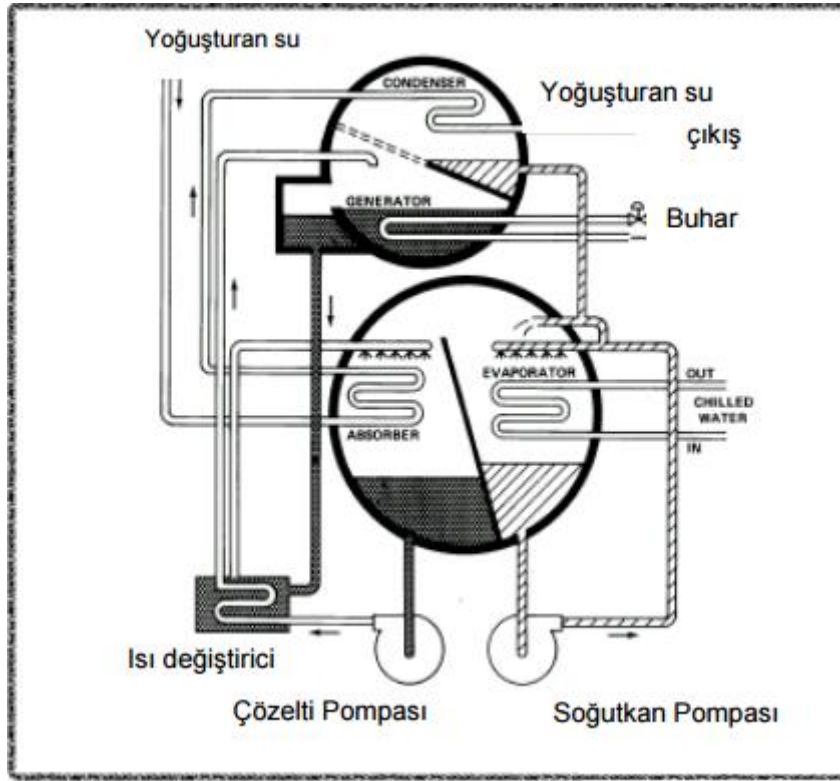
Ticari olarak $H_2O-LiBr$ çalışma akışkanlı tek etkili, tek ve çift gövdeli absorpsiyonlu soğutucular yaygın olarak bulunmaktadır[30].

Şekil 5.2.2 de gösterilen tek etkili, tek gövdeli H_2O -LiBr çalışma akışkanlı soğutucularda generatör, yoğusturucu, buharlaştırıcı ve absorber aynı gövde içerisinde konumlandırılmıştır. Yüksek basınç kademesinde çalışan generatör ve yoğusturucu bu gövde içerisinde ayrı bir haznede, düşük basınç kademesinde çalışan buharlaştırıcı ve absorber ayrı bir haznede konumlandırılmıştır[27].



Şekil 5.2.2 Tek etkili, tek gövdeli H_2O -LiBr çalışma akışkanlı soğutucu[27]

Şekil 5.3.2 de gösterilen tek etkili, çift gövdeli H_2O -LiBr çalışma akışkanlı soğutucularda yüksek basınç kademesindeki generatör ve yoğusturucu ayrı bir gövdede, düşük basınç kademesindeki buharlaştırıcı ve absorber de ayrı bir gövdede konumlandırılmıştır[27].



Şekil 5.2.3 İki gövdeli Libr-su çevrim akışkanlı absorpsiyonlu su soğutucu[27]

5.3 Amonyak-Su Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi

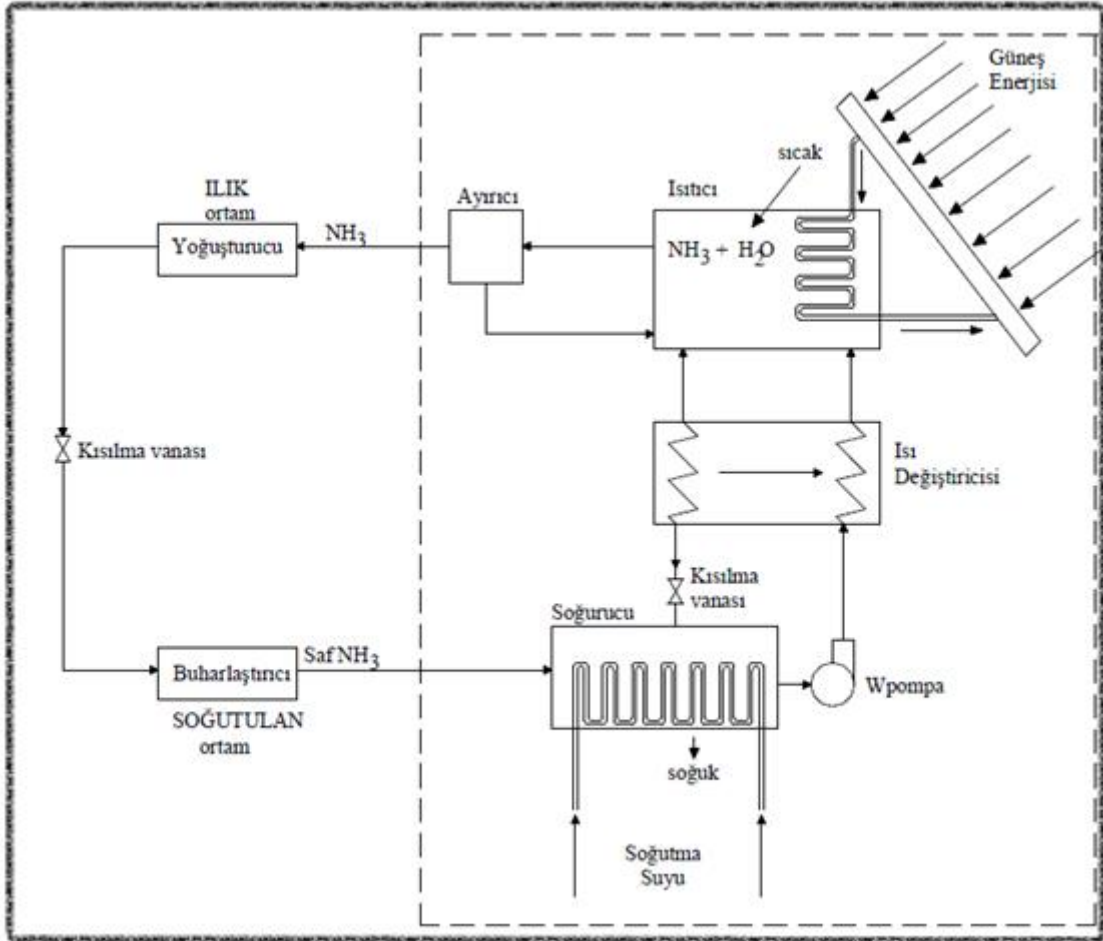
Absorpsiyonlu soğutma sistemleri buhar sıkıştırma sistemlerine benzerliği daha önceki bölümlerde belirtilmişti. Bu sistemler generatör, absorber, kondenser, evaporatör ve generatörde kullanılacak bir ısı kaynağından oluşurlar.

Su; (absorbent) gaza dönüşebilen bir sıvıdır, bu yüzden zayıf absorbentten güçlü absorbente dönüşebilmesi için, ayrılmsal damıtma prosesi gerektirir.

(NH₃) Amonyak, azot ve hidrojenden oluşan renksiz ve kötü kokulu bir gazdır. Kimyasal formülü NH₃'tür. Azot içeren gübre, ilaç, boya, parfüm gibi maddelerin sentezlenmesinde ilk aşamadır. OH⁻ iyonu içermediği halde zayıf baz özelliği gösterir. Gazlaşma gizli ısı çok yüksek olduğundan sanayi tesislerinde soğutucu madde olarak da kullanılır. Molekül ağırlığı 17,0304 [g/mol], 1 Atmosfer basıncında kaynama noktası - 33.34 [°C](239,81 K)' dir. Molekül şekli üçgen piramittir. Molekülleri polar olduğundan su içinde yüksek oranda çözünür. Zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, büyük kapasiteli tesislerde, soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında ve donmuşpaketleme uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır.

Hava soğutma, dış tarafın hava ile daha fazla temas için kanat takılabileceği şekilde, yoğunlaşma ve absorpsiyonun tüplerin içinde meydana gelmesini gerektirir.

Şekil 5.3.1’de dış enerji kaynağı olarak güneş enerjisinin kullanıldığı amonyak su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi görülmektedir.



Şekil 5.3.1 Amonyak-su absorpsiyonlu soğutma çevrimi

Amonyak buharı buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra soğurucuya girer, burada su içinde çözünür ve suyla kimyasal reaksiyona girerek $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözeltisini oluşturur. Bu reaksiyon ekzotermik olup, işlem sırasında ısı açığa çıkar. H_2O içinde çözülebilen NH_3 miktarı, sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle suda çözülebilen NH_3 miktarını en fazla yapabilmek için, soğurucunun soğutularak sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak gerekir. Amonyak bakımından zengin olan $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözeltisi daha sonra jeneratöre pompalanır.

Dış kaynaktan çözeltiye aktarılan ısı ile çözeltinin bir bölümü buharlaşır. Amonyak bakımından zengin olan bu buharın ayırıcıdan geçişi sırasında, amonyak buharı sudan ayrılır ve su ısıtıcıya geri beslenir. Çevrimin geri kalan bölümünde yüksek basınçtaki bu saf amonyak dolaşmayı sürdürür. Isıtıcıda kalan amonyak bakımından zayıf $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözeltisi, bir ısı değiştiriciden geçerek pompadan çıkan çözeltiye bir miktar ısı verir ve daha sonra soğurucu basıncına kısılır[27].

Jeneratörden ayrılan karışım kondensere gitmeden önce, su buharını ayırmak için analizör ve ayırıcı kullanılarak sistemin verimi artırılabilir. Analizör, damıtma kolonu olarak adlandırılır. Jeneratöre gelen amonyak ve su buharı analizörde yükselir. Su buharı yüksek doyma sıcaklığına sahiptir. Burada su yoğunlaştırılarak jeneratöre geri boşaltılır. Amonyak buharı ise analizöründen üstünden ayırıcıyı geçerek kondensere gelir.

5.4 Çift Kademeli Amonyak-Su Soğurmalı Soğutma Çevrimi

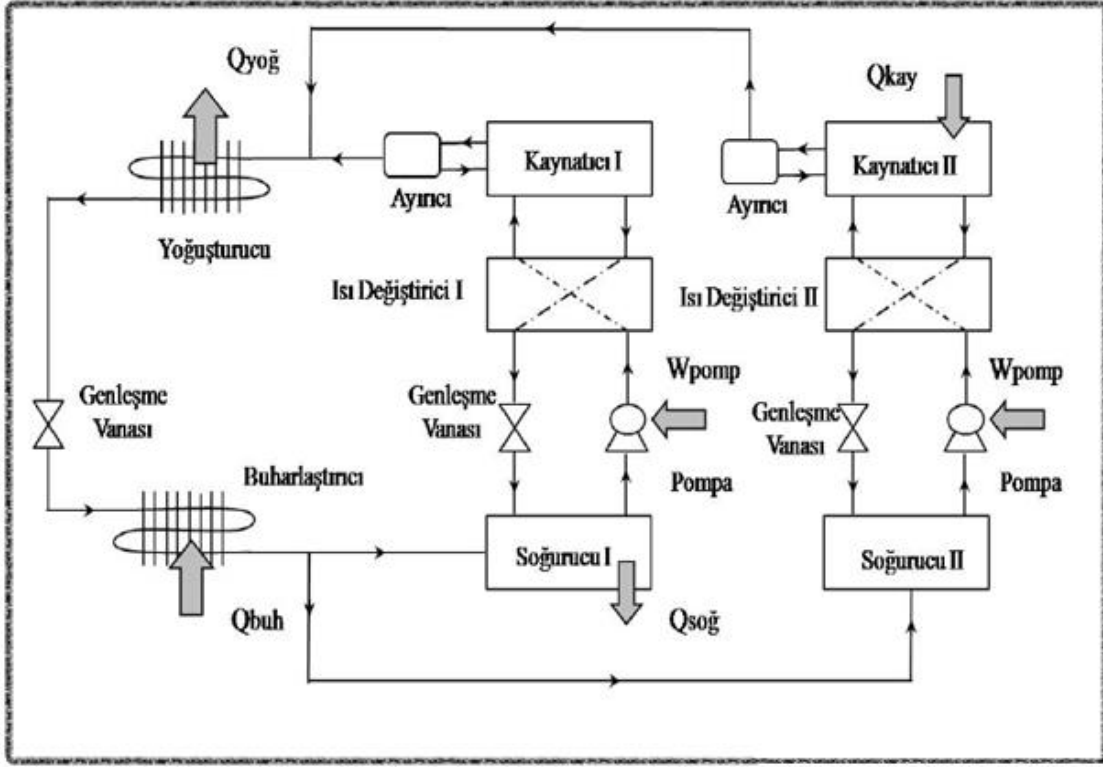
Çift etkili absorpsiyon çevrimlerde tek etkili absorpsiyonlu çevrimler gibi en çok ilgi duyulan ve ticari olarak uygulanan çevrimlerdir. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimleri 1956-1958 yıllarında sunulmaya başlanmıştır[31]. Şekil5.3.'de görülen çift etkili çevrim, iki tek etkili çevrimin paralel birleştirilmesiyle oluşturulmuştur.

Burada sadece yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı ortaktır. Bu çevrimde sadece 2 numaralı kaynatıcıya dışarıdan ısı verilmektedir.

Birincil tahrikli makinelerin birçoğu etkin çalışmak için yüksek sıcaklıklı ısının bulunmasını ve önemli ölçüde düşük ısının atılmasını gerektirir. Bunun aksi olarak absorpsiyonlu sistemler düşük sıcaklıklı ısı girdileri ve yüksek ikinci yasa verimiyle çalışırlar.

Endüstriyel absorpsiyonlu soğutucular genel olarak atık ısı tahriklidir ve buhar sıcak su ya da proses ısılarını kullanılırlar.

Düşük soğutma sıcaklıklarında ve yüksek faydalanma değerlerinde buhar sıkıştırımlı mekanik sistemlere göre sistem ekonomisini artırılırlar.



Şekil 5.4.1 Çift etkili iki basınç seviyeli absorpsiyonlu çevrim

Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri çözeltinin akış tipine genel olarak iki ana bölümde incelenebilir. Bunlar seri akışlı ve paralel akışlı sistemlerdir[15].

Isı kaynağı olarak buhar veya sıcak akışkanları kullanan makineler indirekt ateşlemeli ve ısı kaynağı olarak fosil yakıtların direkt yanmasını generatör içinde kullanan makineler ise direkt ateşlemeli tip olarak sınıflanmaktadırlar. Sıcak temiz atık gazları ısı kaynağı olarak kullanan makineler de indirekt ateşlemeli olarak sınıflandırılırlar, ancak genelde ısı geri kazanımlı soğuk su üreticiler (chiller) olarak adlandırılırlar[24].

AMONYAK SU ÇİFTİNİN TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİNİN BULUNMASI**6.1 Amonyak-Su Akışkan Çiftinin Fiziksel Özellikleri**

Soğutucu akışkan olarak kullanılan amonyağın fiziksel özellikleri Şekil 6.1.1 'de görülmektedir.

Moleküler ağırlığı	17.2 g/mol
Özgül hacmi	1.43 m ³ /kg
Atmosferik basınçta sıvı fazın	686 kg/m ³
Buhar Basıncı (25°C)	1 MN/m ²
Özgül ısı (c _p)	2175 J/kgK
Özgül ısı oranı (c _p /c _v)	1.3
Gaz sabiti	488 J/kg°C
Isıl iletkenlik	0.026 W/m°C
Kaynama noktası	-33.3°C
Donma noktası	-77.7°C
Kritik sıcaklığı	132.5°C
Kritik basıncı	11.4 MN/m ²
Yoğunluk	125 kg/m ³

Şekil 6.1.1 Amonyagın fiziksel özellikleri[22]

Absorbsiyonlu sistemde amonyağın soğurularak kaynatıcı ve soğurucu arasında taşınmasını sağlayan sudur. Şekil 6.1.2 'de ise suyun fiziksel özellikleri yer almaktadır.

4°C'deki maksimum yoğunluğu	1000 kg/m ³
Donma sıcaklığı	0°C
Kaynama sıcaklığı	100°C
Kritik sıcaklığı	374°C
Kritik basıncı	222.4 bar
Özgül ısı (c _p)	4.187 kJ/kg K

Şekil 6.1.2 Suyun fiziksel özellikleri[22]

6.2 Amonyağın Termodinamik Özelliklerinin Bulunması

Amonyak (NH₃) Amonyağın sıcaklığa bağlı doyma basıncını veren denklem aşağıda verilmiştir [13].

$$\text{Log } P(T) = a0 + \frac{a1}{(T.1,8+491,7)} + \frac{a2}{(T.1,8+491,7)^2} \quad (6.2.1)$$

Amonyağın doymuş sıvı ve doymuş buhar entalpisi sıcaklığa bağlı olarak ve kızgın buhar entalpisi ise sıcaklık ve basınca bağlı olarak aşağıda verilmiştir [13].

$$hs(T) = 2,326(b0 + b1(T.1,8 + 32)) \quad (6.2.2)$$

$$hbh(T) = c0 + c1.T + c2.T^2 + c3.T^3 \quad (6.2.3)$$

$$\begin{aligned} hkbh(P, T) \\ = 2,326\{|d0(T.1,8 + 32) + d1| + P|d2(T.1,8 + 32) \\ + d3|\} \end{aligned}$$

Amonyağın termodinamik özelliklerinin bulunmasında kullanılan katsayılar çizelge 6.2.1 de verilmiştir.

Çizelge 6.2.1 Amonyagın termodinamik özelliklerinin bulunmasında kullanılan katsayılar

i	a	b	c	D
0	6,59924	42,318716	1443,5	$5,0669 \cdot 10^{-1}$
1	-1721,24882	1,11063342	1,0577	620,97863
2	-112599,5598	-	$7,66 \cdot 10^{-3}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$
3	-	-	$1,10 \cdot 10^{-5}$	$4,061 \cdot 10^{-2}$

6.3 Amonyak-Su (NH₃-H₂O) Eriyiğinin Termodinamik Özellikleri

Amonyak su karışımının doyma basıncı ve sıcaklığı arasındaki ilişki, karışımın konsantrasyonuna bağlı olarak [33].

$$\text{Log}(P, X) = A - \frac{B}{T+273,16} \quad (6.3.1)$$

$$A = 7,44 - 1,767 \cdot X + 0,9823 \cdot X^2 + 0,3627 \cdot X^3 \quad (6.3.2)$$

$$B = 20131,8 + 2105 \cdot X + 1540,9 \cdot X^2 + 194,7 \cdot X^3 \quad (6.3.3)$$

Amonyak su eriyiğinin entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyonuna bağlı olarak aşağıda verilmiştir[33].

$$h(T, X) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T+273,16}{273,16} - 1 \right)^{m_i} \cdot X^{n_i} \quad (6.3.4)$$

Burada X amonyağın mol oranı olup şu denklemlerle bulunabilir.

$$X = \frac{18,015 \cdot X}{18,015 \cdot X + 17,03(1-X)} \quad (6.3.5)$$

i	m _i	n _i	a _i	i	m _i	n _i	a _i
1	0	1	7,61080.10 ⁰	9	2	1	2,84179.10 ⁰
2	0	4	2,56905.10 ¹	10	3	3	7,41609.10 ⁰
3	0	8	-2,47092.10 ²	11	5	3	8,91844.10 ²
4	0	9	3,25952.10 ²	12	5	4	-1,61309.10 ³
5	0	12	-1,58854.10 ⁰	13	5	5	6,22106.10 ²
6	0	14	6,19084.10 ¹	14	6	2	-2,07588.10 ²
7	1	0	1,14314.10 ¹	15	6	4	-6,87393.10 ⁰
8	1	1	1,18157.10 ¹	16	8	0	3,50716.10 ⁰

Şekil 6.3.1 Amonyak eriyiğinin entalpi denklemlerinde kullanılan katsayılar

Amonyak-su eriyiğinin özgül hacmi sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmiştir[33].

$$v(T, X) = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 a_{ij} \cdot T^i X^j \quad (6.3.6)$$

i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}	i	j	a _{ij}
0	0	9,9842.10 ⁻⁴	0	1	3,5489.10 ⁻⁴	0	2	-1,2006.10 ⁻⁴	0	3	3,2426.10 ⁻⁴
1	0	-7,8161.10 ⁻⁸	1	1	5,2610.10 ⁻⁶	1	2	-1,0567.10 ⁻⁵	1	3	9,8890.10 ⁻⁶
2	0	8,7601.10 ⁻⁹	2	1	-8,4137.10 ⁻⁸	2	2	2,4056.10 ⁻⁷	2	3	-1,8715.10 ⁻⁷
3	0	-3,9076.10 ⁻¹¹	3	1	6,4816.10 ⁻¹⁰	3	2	-1,9851.10 ⁻⁹	3	3	1,7727.10 ⁻⁹

Şekil 6.3.2 Amonyak su eriyiğinin özgül hacim denklemlerinde kullanılan katsayılar

6.4 Su(H₂O) Termodinamik Özellikleri

Su buharının sıcaklığa bağlı doyma basıncını veren denklem aşağıda verilmiştir[13].

$$P(T) = 10^4 \cdot 6,89643 \quad (6.4.1)$$

Burada;

$$A = a_0 + \frac{a_1}{(T \cdot 1,8 + 491,7)} + \frac{a_2}{(T \cdot 1,8 + 491,7)^2}$$

Su buharının doymuş ve kızgın buhar entalpisi, sıcaklığa ve basınca bağlı olarak aşağıda verilmiştir. [13].

$$h(P, T) = 2,326 \{ [b_0(T \cdot 1,8 + 32) + b_1] + P \cdot [b_2 \cdot (T \cdot 1,8 + 32) + b_3] \}$$

Denklemlerdeki katsayıların değerleri aşağıdaki Şekil 6.4.1’de verilmiştir.

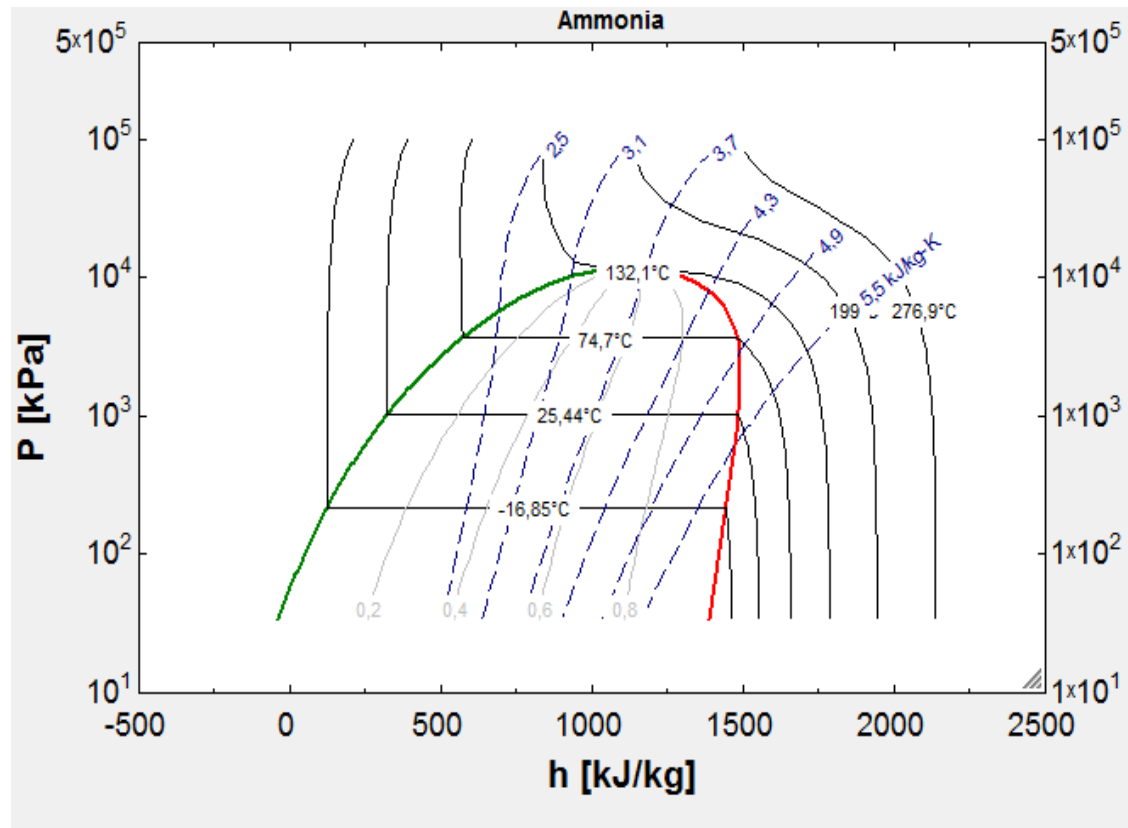
i	a	b
0	6,21147	0,44942
1	-2886,373	1060,80
2	337269,46	0,00274
3	-	0,989805

Şekil 6.4.1 Suyun termodinamik özelliklerinin bulunmasında kullanılan katsayılar

Bu çalışmada kullanılan sistem için amonyak ve suya ait sıcaklık ve basınçla değişen entalpi değerleri bir bilgisayar programından faydalanılarak hesaplanmıştır.

Kritik noktalar için değerler sonraki bölümlerde tablolarda verilmiştir.

Şekilde amonyak için basınç entalpi diyagramı verilmiştir. Kırmızıçizgi doymuş buhar yeşil çizgi ise doymuş sıvı eğrisini göstermektedir.



Şekil 6.4.2 Amonyak (P-h) basınç entalpi diyagramı.

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ İLE MEKANİK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRMASI

7.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Mekanik Buhar Sıkıştırma Sistemlere Göre Artı ve Eksileri

Artıları

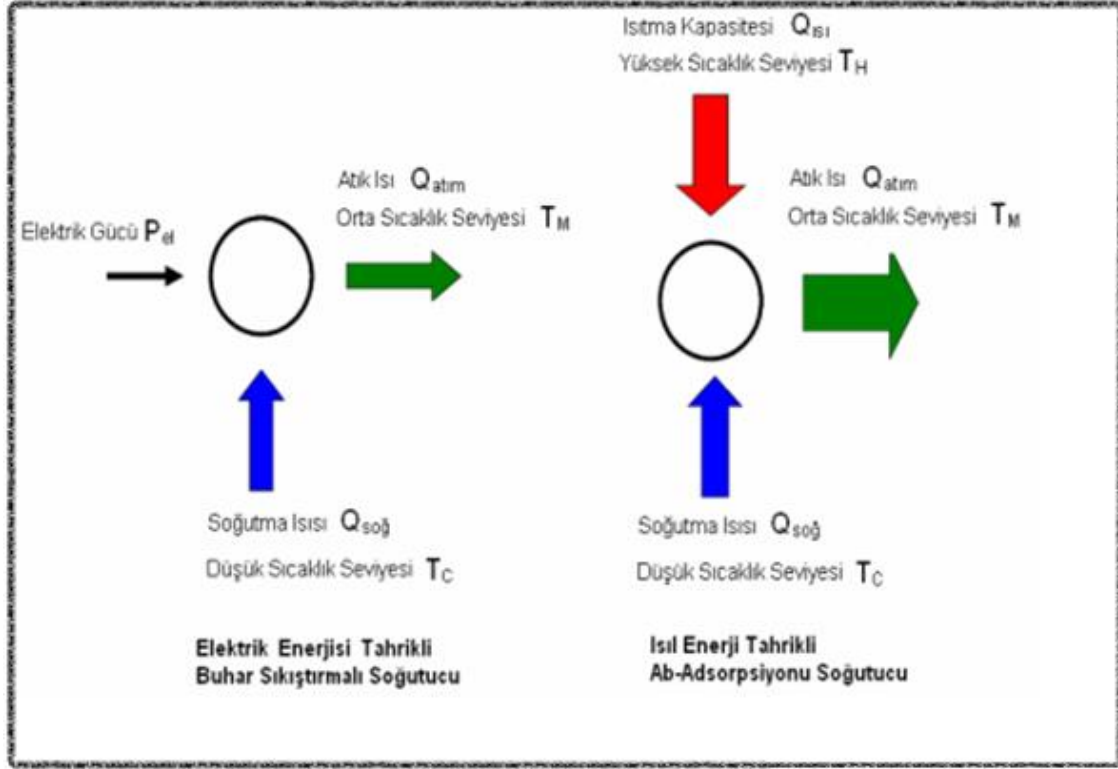
- Minimum elektrik enerjisine ihtiyaç duyar.
- Küçük kapasiteli olanlar pompasızdır. Sessizdirler. Otel ve ofislerde kullanılır.
- Kompresör yoktur. Isıl sıkıştırma mevcuttur.
- Arıza riski düşük, bakım masrafı azdır.
- Çevre dostudur. CFC kullanılmaz.
- Değişken soğutma yüklerinde tam yükteki gibi verimlidir.
- Güneş, Jeotermal, atık ısı gibi kaynaklar kullanıldığında ekonomiktir.

Eksileri

- Performans katsayıları düşüktür. ($0,3 < COP < 1,5$)
- Fiziksel olarak fazla yer kaplarlar.
- İlk yatırım maliyeti yüksektir.
- LiBr-Su çiftinde kristalizasyon problemi vardır.

- Düşük vakum basıncı problem oluşturmaktadır[23].

7.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Elektrik Tahrikli Soğutma Sistemlerine Göre Üstünlükleri



Şekil 7.2.1 Elektrik ve ısı tahrikli soğutucularda enerji akışı

Şekilde elektrik ve ısı enerji kullanılan sistemlerin enerji dengesi görülmektedir. Isıl enerji kullanan sistemler üç sıcaklık seviyesinde çalışmaktadır. T_H sıcaklığındaki kaynaktan (yüksek sıcaklık seviyesi) $Q_{ısı}$ sisteme aktarılır. T_C sıcaklığındaki ortamdan (düşük sıcaklık seviyesi) $Q_{soğ}$ soğutma için çekilir. T_H sıcaklığındaki ısı kuyusuna (orta sıcaklık seviyesi) $Q_{atı}$ sistemden atılır. Sistemin çevrimini sağlayan $Q_{ısı}$ sisteme yenilenebilir enerji ve başka bir sistemin atık ısısı kullanılarak verilebilir. Soğutma sistemlerinde, termodinamiğin birinci yasasının bir sonucu olarak, dış ortama atılan ısı akısı ($Q_{atı}$), iklimlendirilen ortamdan çekilen ısı akısı ($Q_{soğ}$) ve çevrimi sağlayan güç (P) toplamına eşittir ($Q_{atı} = Q_{soğ} + P$). Elektrik tahrikli soğutucu için çevrimi sağlayan güç elektrik enerjisidir. Isıl enerji kullanan sistemlerde yüksek sıcaklıktan elde edilen ısı akısı $Q_{ısı}$ çevrimi harekete geçiren ve sürekliliğini sağlayan güçtür. Enerji performansını değerlendirmek için performans katsayısı (COP) anahtar parametre olarak kullanılır. Isıl

enerji tahrikli iklimlendirme sistemlerinde $COP_{ısı}$ soğuk üretmek için harcanan ısı enerjisinin derecesini gösterir ve eşitlik 7.2.1’de verildiği gibi formüle edilebilir.

$$COP_{ısı} = \frac{Q_{soğ}}{Q_{ısı}} \quad (7.2.1)$$

$COP_{ısı}$ değeri sıcaklık seviyesi değerleri, soğutma yükü gibi soğutucu çalışma şartlarına göre değişir. Bu nedenle birbirinden farklı sistemlerin COP değerlerini aynı çalışma şartları altında iken karşılaştırmak gerekir. Benzer şekilde, elektrik tahrikli kompresör kullanan sistemlerde COP_{elek} soğutma elde etmek için harcanan elektrik enerjisinin derecesini gösterir [1].

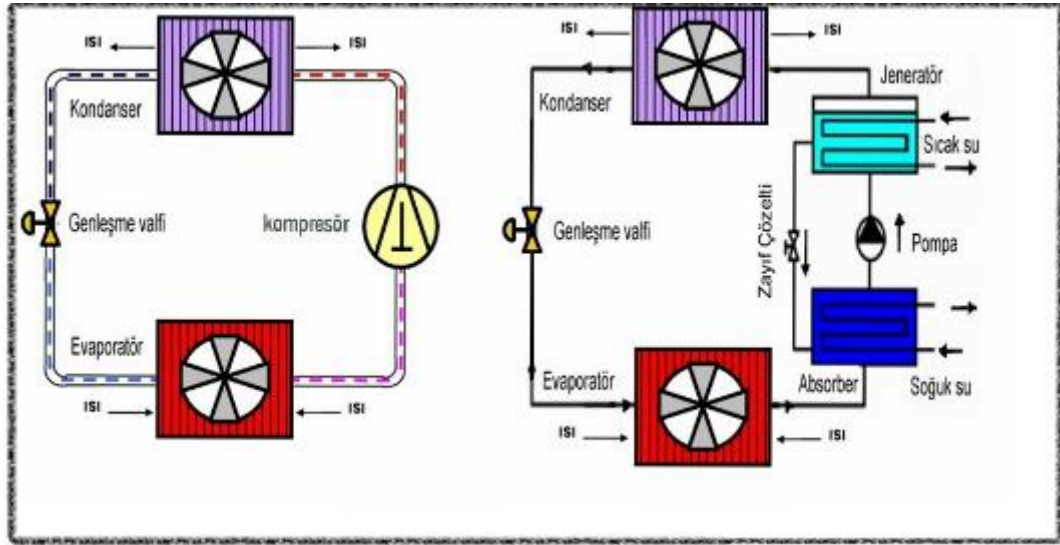
$$COP_{el} = \frac{Q_{soğ}}{P_{el}} \quad (7.2.2)$$

Elektrik tahrikli soğutucular ile ısı enerji kullanan soğutma makineleri COP değerlerini doğrudan karşılaştırılması yanıltıcı sonuç verebilir. Çünkü giren enerji niteliği birbirinden farklıdır. Bu soğutucuları birbiriyle karşılaştırması sistemlerin birincil enerji tüketimine dayandırılması uygun olur.

Isıl enerji tahrikli soğutucularda elde edilebilecek ideal verimlilik Carnot verimliliği ile bulunabilir.

Sistemin COP_{ideal} değeri sıcaklık seviyelerine bağlıdır. Eşitlik 3’de verilen T_c düşük sıcaklık seviyesindeki soğutulan kaynak sıcaklığı, T_H yüksek sıcaklık seviyesindeki sistemin tahrikini sağlayan ısı kaynağı sıcaklığı, T_M orta sıcaklık seviyesindeki ısı kuyusu sıcaklığıdır [2].

$$COP_{ideal} = \frac{T_c T_h - T_c}{T_h T_M - T_c} \quad (7.2.3)$$



Şekil 7.2.2 Elektrik ve ısı enerjili tahrikli soğutucuların kıyaslanması

- Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde hareketli parçaların az olmasından dolayı sessiz çalışabilmektedirler.
- Absorbsiyonlu soğutma sistemleri düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında avantajlıdır. Bunun nedeni buhar sıkıştırılmalı sistemdeki kompresördeki sürtünmelerden dolayı güç kayıplarının ve aşırı kızdırma problemleri bu sistemlerde söz konusu değildir.
- Absorbsiyonlu soğutma sistemleri kolay ayarlanabilir, kontrol edilebilir ve uzun ömürlüdür.
- Absorbsiyonlu soğutma sistemleri %0-100 arasında değişen soğutma yükü sağlayabilir
- Sıcaklık değişimleri genleşme valfindeki küçük değişimlerle korunabilir.
- Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde buharlaştırıcı basınç ve sıcaklıklarında azalma olduğunda soğutma kapasitesinde çok az düşme olur.
- Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde hızlı bir soğutma yükü sağlanır.
- Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde buhar sıkıştırılmalı sistemlerinde kullanılan elektrik enerjisinin %2-9 u kullanılmaktadır.

- Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin farklı elemanlarının küçük bir alana yerleştirme gerekliliğinde simetrik olarak yerleştirmeyeyle etkili bir çalışma sağlanabilmektedir.
- İlk yatırım maliyetinin yüksek olmasına rağmen bakım gerektirmemesi ve arızalanmanın az olması sistemi avantajlı kılmaktadır[2].

BÖLÜM 8

SİSTEM BİLEŞENLERİNİN TANIMI

8.1 Eriyik Pompası

Bunlar genellikle soğutma ve yağlama için çevrim sıvıları kullanan hermetik tasarımlı, elektrik motoru tahrikli santrüfuj pompalarıdır. Çözeltiyi ısı değiştirgecine ön ısıtma amaçlı olarak gönderir. Zengin çözelti bu ısı değiştiricide kaynatıcıdan gelen fakir çözelti tarafından ısıtılır. Çözelti pompası, çözelti basıncını buharlaştırıcı basıncından yoğunlaştırucu basıncına yükseltir. Zengin eriyiğin absorberden ısı değiştirgecine iletilmesini sağlamaktır. Genellikle kapalı tip pompalar seçilmektedir.

8.2 Jeneratörler(Kaynatıcı)

Jeneratörler solüsyona daldırılmış, buhar veya sıcak sıvılarla ısıtılan boru demetir. Zengin çözelti ısı değiştiriciyi terk ettikten sonra jeneratöre(kaynatıcıya) hareket eder, zengin çözelti, kaynatıcıya dışarıdan verilen ısı ile kaynamaya başlar. Bu sırada kaynama sonrası meydana gelen buharlaşma sonucu, zengin çözelti yoğunlaştırucuya, amonyak buharı gönderir ve kaynatıcının dibinde zayıf çözelti kalır. Zayıf çözelti, ısı değiştiricisine giderek kaynatıcıya pompalanan zengin eriyiğe ön ısıtma yapar. Jeneratörde verilen ısı ile soğutkan, zengin eriyikten ayrıştırılmaktadır.

8.3 Kondenser

Jeneratörden gelen soğutkan buharının sıcaklığını düşürerek yoğunlaşmasını sağlamaktadır.

Soğutucu buhar, nem tutuculardan geçerek kondenser boru demetine girer. Soğutucu buhar borular üzerinde yoğunlaşır. Isı tüplerin içinde hareket eden soğutma suyuna transfer olur. Soğutucu buhar yoğunlaştıkça kondenserin dibindeki kapta toplanır.

8.4 Evaporatör

Soğutucu sıvı, üst tanktaki kondenserden alt tanktaki evaporatöre gider ve evaporatör boru demeti üzerine püskürtülür. Sıvı haldeki amonyak, genişleme vanasında basıncı düşürülerek buharlaştırıcıya gider. Buharlaştırıcıda soğuk su elde edilir ve amonyak tekrar buhar haline gelir. Soğutucu burada buharlaşır. Sıvı soğutkanın ortam ısını alarak buharlaştığı kısımdır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde genellikle karşı akımlı olarak tasarımlanmaktadır

8.5 Absorber

Amonyak buharı(büyük vakum altında kaynayıp buhara dönüşen akışkan) buharlaştırıcıdan soğurucuya hareket ettikçe kaynatıcıdaki fakir çözelti, soğurucu boru demetinin üstüne püskürtülür. Fakir çözelti, buharlaştırıcıda büyük bir vakum yaratarak amonyak buharını eriyiğe doğru çeker. Buharın çözelti içine soğurulması kimyasal bir reaksiyon olup bu reaksiyon ekzotermik başka bir ifadeyle ısıveren bir reaksiyondur. Soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğurulabilen buhar miktarını artırmak için soğurucudan ısı çekilir. Soğurucu sıcaklığı ile ayrıca ısıtma suyu tarafından alınan ısıda üretilir. Artık zengin çözelti, çözelti pompasına akmak üzere soğurucunun dibinde birikir ve bu çevrime devam edilir.

8.6 Isı Eşanjörü

Ön ısıtıcı ve ön soğutucu olmak üzere iki adet ısı değiştirgeci kullanılabilir. Genellikle karşı akımlı olarak imal edilirler. Güçlü ve zayıf absorbentler arasındaki ısı değişimi, kısmen güçlü absorbent taşıyan bir bobinin, analizör plakaları yoluyla spiral yaptığı jeneratör-analizör içinde ve kısmen, solüsyon kılcalı yolu ile jeneratörden ölçülen güçlü absorbentin, zayıf absorbent taşıyan bir helisel bobinin üzerinden geçtiği solüsyonla soğutulmuş absorberde meydana gelir. Solüsyonla soğutulmuş absorberde, güçlü absorbent, evaporatörden gelen buharın birazını absorbe eder bu sayede, çevrim

COP'sini iyileştirmek için absorpsiyon ısısını çevrim içinde tutar. Güçlü absorber ve absorbe edilmemiş buhar, solüsyonla soğutulmuş absorberden, absorpsiyonun tamamlandığı ve absorpsiyon ısısının havaya atıldığı hava ile soğutulmuş absorbere kadar devam eder. Tarif edilen solüsyonla soğutulmuş absorbere bir alternatif jeneratör basıncında zayıf absorber ile olurken, güçlü absorberin fazla soğutulduğu ve sonra girişte buharlaştırıcıdan hava soğutmalı absorbere kadar soğutucu buharı ile birleştiği bir i ie boru ısı eşanjörüdür.

8.7 Kısılma vanası

Genelde iki adet kullanılır. Bunlardan biri soğutkan eriyiğin diğeri ise zengin eriyiğin basıncını düşürmek için kullanılmaktadır.

8.8 Ayrıştırıcı(reflektör, rektifiye, deflakmatr)

Sistemde NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılıyorsa ayrıştırıcı kullanılması gerekir. Ayrıştırıcı, kaynatıcıyı tamamlayan bir kısımdır. Kaynatıcıdan gelen amonyak buharının içindeki çok az miktardaki suyu yoğuşturarak kuru çalışma buharı sağlamaktadır.

8.9 Temizleyiciler

Bütün nitelerde, yoğunlaşmayan gazları çıkarmak için kullanılan bir temizleyici bulunur. Küçük miktarlarda bulunan yoğuşmayan gazlar, absorberdeki toplam basıncı, buharlaştırıcı basıncını önemli oranda değiştirmeye yetecek kadar yükseltebilir. Çok küçük basınç artışları, soğutucu buharlaşma sıcaklığında önemli değişmeye sebep olabilir.

8.10 Kapasite Kontrolü

nite genellikle bir termostat aracılığıyla açılır ya da kapanır. Eğer su sıcaklığı donmaya yaklaşacak kadar düşerse, brülörleri kapatmak için, bir soğutulmuş su düğmesi dahil edilebilir. Daha düşük bir yük oranına düşürmek için, ünitelerin yüzde 20 düşük ateşlemesi uygundur.

8.11 Koruyucu Cihazlar

Ekipmanda kullanılan koruyucu cihazlar aşağıda verilmiştir.

- ✓ Gaz brülörün yanmasına izin vermeden önce hava akışını doğrulayan bir yelkenli devre anahtarı
- ✓ Jeneratör yüksek sıcaklık butonu
- ✓ Basınç Tahliye (emniyet) Vanası[14],[27],[23].

ATIK ISININ ABSORBSİYONLU SİSTEMLERDE KULLANIMI

9.1 Jeneratörde Kullanılan Enerji Kaynakları

İlk absorbsiyonlu makineler doğrudan kömürle ısıtılırdı. Fakat sonraları kontrolü daha kolay ve etkili olduğu için buhar kullanılmaya başlandı. Sistemde kullanılan ısıtma ortamının sıcaklığı temel bir tasarım parametresidir çünkü bu değer verilen bir yoğunlaşma sıcaklığı ve basıncı için kaynatıcıyı terk eden eriyiğin ağırlık konsantrasyonunu sabitler. Kaynatıcıyı terk eden eriyik kabarcık noktasındadır ve sıcaklığı ne kadar yüksek olursa içerdigi soğutucu akışkan miktarı o kadar 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, kaynatıcı sıcaklığı buharlaştırıcıda ulaşılabilecek en düşük sıcaklığı belirler.

Buharlaştırıcıda daha düşük sıcaklıklar elde etmek için sistemi tahrik eden ısıtıcı ortamın sıcaklığı artırılmalıdır[34].

9.2 Baca Gazının Atık Isı Kaynağı Olarak Kullanılması

Baca gazlarının çevreye atılması nedeniyle oluşan ısı kayıpları %10-35 arasında değişmektedir. Bir ısı üretecinde örneğin bir buhar kazanında dışarıya atılmakta olan baca gazlarının ısısından istifade ile besleme suyu veya yakma havası ısıtılmak suretiyle ısı geri kazanımı sağlanabilir. Böylece kazan verimi yükseltilerek enerjiden dolayısıyla yakıttan tasarruf sağlanabilir. Atık ısıdan ısı geri kazanımı için rekuperatif ve rejeneratif

ısı değiştiricileri kullanılmakla birlikte son yıllarda ısı borulu ısı geri kazanım sistemleri kullanılmaya başlamıştır[34],[35].

Absorbsiyonlu sistem için enerji kaynağı olarak atık ısıdan yararlanılmıştır. Bu cihazlarla baca sıcaklığı belli aralıklara çekilerek yapılacaktır. Baca gazı sıcaklıklarında düşülebilecek minimum değerler, baca gazlarının yoğuşma (çiğlenme) sıcaklığı ile ilgilidir. Yoğuşma sıcaklığı ise baca gazındaki kükürtdioksit (SO₂) , dolayısıyla yakıt içindeki kükürt (S) miktarına bağlıdır. Doğalgaz kullanımında 130-150 °C, katı ve sıvı yakıt kullanımında 130-200 °C baca gazı sıcaklıkları uygun değerler olarak kabul edilebilmektedir[36].

9.3 Baca Gazından Kazanılan Isı Yüğü Hesaplanması

Bu bilgiler ışığında baca gazı çıkış sıcaklığı 200 °C kabul edilirse, bacadan çıkan kullanılabilir enerji eşitlik 9.3.1 'de hesaplanabilir. Ortalama olarak alınan baca gazı ölçüm verileri Çizelge 9.4.1' de verilmiş ve bu veriler kullanılarak kazanılan enerji şu şekilde hesaplanmıştır.

$Q = \dot{m}_d \cdot c_{p,d} \cdot \Delta T$	(9.3.1)
$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$	(9.3.2)

Burada $\dot{m}$ kütlelel debi, v baca çıkış hızı, A baca kesit alanı, ρ yoğunluk, $c_{p,d}$ duman gazı özgül ısı ve ΔT sıcaklık farkını ifade etmektedir.

9.4 Baca Gazı İçin Alınan Ortalama Değerler

Baca gazı sıcaklığı hızı ve gaz debisi için alınan ortalama değerler Çizelge 9.4.1' de verilmiştir[37].

Çizelge 9.4.1 Baca gazı için alınan ortalama değerler

Baca gazı sıcaklığı	200 [°C]
Baca gazı çıkış hızı	8 [m/s]
Hacimsel gaz debisi	31980 [m³/saat]

9.5 Duman Gazının Fiziksel Özellikleri

Duman gazının fiziksel Özellikleri ortalama olarak Çizelge 9.5.1 'de verilmiştir.

Çizelge 9.5.1 Duman gazının fiziksel özellikleri[38].

Sıcaklık (T°C)	Özgül Kütle (ρ kg/m³)	Cp(kcal/kg°C)	Cv(kcal/Nm°C)	Dinamik Viskosite(μ kgs/m²)	Kinematik Viskosite(ν m²/sn)
0	1,295	0,249	0,323	1,611	0,122
100	0,950	0,256	0,331	2,081	0,215
200	0,748	0,262	0,340	2,499	0,328
300	0,617	0,268	0,348	2,876	0,458

Duman gazına ait yoğunluk, özgül basınç değeri alınarak katı yakıt kullanımına göre baca gazı sıcaklığı 150 °C ye alınarak kütle ve duman gazından faydalanabilecek enerji göre şu şekilde hesaplanır.

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A$$

$$\nu = V \cdot A$$

Burada baca kesit alanı 3997,6 [m²] ve bacadan dumanın çıkış hızı 8 [m/s] 'dir.

Burada V dumanın bacadan çıkış hızı [m/s] ve A baca kesit alanı [m²] olmak üzere;

hacimsel gaz debisi $\dot{V}$ [m³/h] cinsinden çizelge 9.4.1'den alınır.

$$\dot{m} = \rho \cdot \nu \quad (9.5.1)$$

$$m_d = 31980 \text{ [m}^3/\text{h]} \cdot 0,748 \text{ [kg/m}^3\text{]}/3600$$

$$m_d = 6,65 \text{ [kg/sn]}$$

$$Q = m_d \cdot C_{p,d} \cdot \Delta T$$

$$Q_{dg} = 6,65 \text{ [kg/sn]} \cdot 0,262 \text{ [kcal/kg}^\circ\text{C]} \cdot (200-150)[^\circ\text{C}] = 87 \text{ [kcal/sn]}$$

Duman gazından faydalanılabilecek enerji ; $Q=364 \text{ [kW]}$ 'dır.

Atık baca gazı bir ısı değıştiricisinden geçirilerek ısının suya aktarılması sağlanabilir. Böylece absorbsiyonlu sistemin jeneratöründe kullanılmak üzere mevcut ısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q_g = \eta_{ld} \times Q_{dg} \quad (9.5.2)$$

Burada η_{ld} ısı değıştiricinin verimini göstermekte olup değeri 0,8 değeri alınırsa

$$Q_g = 0,8 \times 364 \text{ [kW]} = 291 \text{ [kW]}$$

Bu ısı değeri jeneratöre aktarılarak jeneratörde kullanılabilir.

ATIK ISI KULLANAN AMONYAK SU AKIŞKANLI ABSORBSİYONLU SİSTEMİ

10.1 Sistem Tanıtımı

Bir absorpsiyon çevriminin dört ana elemanı;

- Jeneratör(kaynatıcı)
- kondenser(yoğuşturucu)
- evaporatör (buharlaştırıcı)
- absorberdir.

Yardımcı bileşenler ise;

- Doğrultucu(ayrıştırıcı)
- Kısılma vanası
- Isı değiştirici
- Pompadır.

Bu sistemde çözünen amonyaktır, zengin amonyak çözeltisi jeneratöre bir ısı değiştiricisiyle bacadan verilen ısı enerjisi tarafından ısıtılır ve amonyak buharlaşır.

1-2. evre; Jeneratördeki zayıf çözelti baca atık ısıyla ısıtılarak çözeltideki amonyak buharı sudan ayrılır.

3.evre; jeneratörde kalan amonyak su çözeltisi ısı değiştiriciye geri beslenir.

2-4.evre; yüksek basınçlı amonyak kondensere giderek burada yoğunlaştırılır.

4-5.evre; yoğunlaşan amonyak kısılma vanasından geçerek basıncı düşürülür.

5-6.evre; amonyak evaporatörde buharlaştırılarak soğutma etkisi oluşturulur. Evaporatörden ayrılan düşük basınçlı amonyak buharı absorbere girer.

7. evre; absorberde zayıf çözelti soğutulur ve zengin amonyak su çözeltisi oluşur.

8. evre; absorberden sonra çözelti eriyik pompasıyla jeneratöre pompalanır.

3-10.evre; jeneratörden ayrılan; zayıf sıcak amonyak çözeltisi kısılma vanasından geçerek amonyağın basıncı düştükten sonra düşük basınçta geri absorbere akar.

Amonyak su çevriminde amonyağı ayırmada bir ayırıcı gerekebilir, çünkü su ve amonyak çiftinden ikiside uçucudur. Ayırıcı olmasa jeneratörden çıkan amonyak buharı bir miktar su buharı içerebilir. Ve bu kondenserde buz yaparak boru hattında donma oluşturabilir. Ayrıca sudaki kirletici maddeler evaporatöre girerek buharlaşma sıcaklığını yükseltebilir ve evaporatörün soğutma etkisini düşürebilir.

Şekil 10.1.1’de görüldüğü gibi çevrime bir ısı değiştiricide eklenerek çevrim performansı geliştirilmeye çalışılır. Isı değiştiricisi, COP değerinin düşmesini iyileştirmek için önemlidir.

Isı, bacadan çıkan atık ısının bir ısı değiştiricisinden geçmesiyle edlde edilir. Tek kademeli amonyak su absorbsiyonlu soğutucu $COP=0,3-0,7$ arasında ve $70-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ jeneratör sıcaklığında sürdürülebilir. Amonyağın düşük buharlaşma ısısı nedeniyle düzeltme gerekmesi aynı soğutma çevrimi kapasitesi için amonyak su çevriminin COP değerini lityum-bromür çevriminden daha düşük yapar.

Sistem performans gelişimi için ekserji yıkımı ya da tersinmezliğine odaklanmak daha doğru bir yoldur[31],[11].

TERMODİNAMİK ANALİZ

11.1 Sistemin Termodinamik Analizinde Yapılan Kabuller

- Sistem sürekli rejim şartlarında çalışmaktadır.
- Amonyak-su çözeltisinin jeneratörde ve absorberde kendi basınç ve sıcaklığında dengede olduğu varsayılır.
- Boru hatlarında ve sistem bileşenlerinde, basınç düşümleri ve ısı kayıpları önemsizdir. Dolayısıyla jeneratör, kondenser, evaporatör, ve absorberde başka ısı kayıpları önemsizdir.
- Kısılma vanası adyabatik haldedir ve entalpisi sabittir.
- Sirkülasyon pompası izantropiktir.
- Soğutucu kondenserden doymuş su olarak ayrılır.
- Soğutucu evaporatörden doymuş buhar olarak ayrılır.
- Absorber çıkışındaki amonyak su çözeltisi, absorber sıcaklığında zengin çözeltidir.
- Sistemde bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Sistemin çevreyle olan ısı etkileşimi ihmal edilmiştir.

11.2 Sistemin Performans Katsayısının Hesabı İçin Yapılan Kabuller

Şekil 7.1.2 'de akış şeması verilen $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorpsiyonlu soğutma sisteminin verilen sıcaklık ve basınçlarda performans katsayısı hesaplanacaktır. Aşağıda verilen değerler ideale yakın seçilmiş yani, kısmen de olsa optimizasyon yapılmış değerlerdir.

- Jeneratör çıkış sıcaklığı (2 noktası) 380 [K] 'dir.
- Kondenser çıkış sıcaklığı (4 noktası) 295 [K] 'dir.
- Evaporatör giriş sıcaklığı (5 noktası) 250 [K]'dir.
- Evaporatör çıkış sıcaklığı (6 noktası) 272[K]'dir.
- Absorberden eriyiğin çıkış sıcaklığı (7 noktası) 300[K]'dir.
- Isı değiştiriciye giren eriyik sıcaklığı (8 noktası) 300[K]'dir
- Jeneratöre giren eriyik sıcaklığı (1 noktası) 358[K]'dir.
- Jeneratörden çıkan eriyik sıcaklığı (3 noktası) 380 [K] 'dir.
- Isı değiştiriciden çıkan eriyik sıcaklığı (9 noktası) 323[K]'dir.
- Absorbere giren eriyik sıcaklığı (10 noktası) 323[K]'dir.
- Isı eşanjörü verimi $\eta_{ID}= 0,7$

Kabuller yapılırken REFPROP programı kullanılarak amonyak su çözeltisinin sistemdeki derişikliklerde doyma basıncı ve termodinamik özellikleri hesaplanmıştır(Çizelge 11.2.1).

Çizelge 11.2.1 Sistemin kritik noktalardaki entalpi, kütle, basınç, sıcaklık, derişiklik değerleri

	h	$\dot{m}$	P	T	X
	[kJ/kg]	[kg/sn]	[Bar]	[K]	[%]
1	154,1	1	12	358	0,38
2	1578	0,1	12	380	0,9249
3	270,4	0,9	12	380	0,32
4	47,8	0,1	12	295	0,9249
5	47,8	0,1	1,5	249,6	0,9249
6	1034	0,1	1,5	272,1	0,9249
7	-75,11	1	1,5	300,1	0,38
8	-75,11	1	1,5	300,1	0,38
9	16,02	0,9	12	322,6	0,32

11.3 Termodinamik Model

Kütle Korunumu

$$\sum \dot{m}_{\text{giriş}} - \dot{m}_{\text{çıkış}} = 0$$

Enerji Korunumu

$$\sum Q = \sum \dot{m}_{\text{çıkış}} \cdot h_{\text{çıkış}} - \sum \dot{m}_{\text{giriş}} \cdot h_{\text{giriş}} + W$$

Burada;

$\dot{m}$ = Kütle akışı [kg/s]

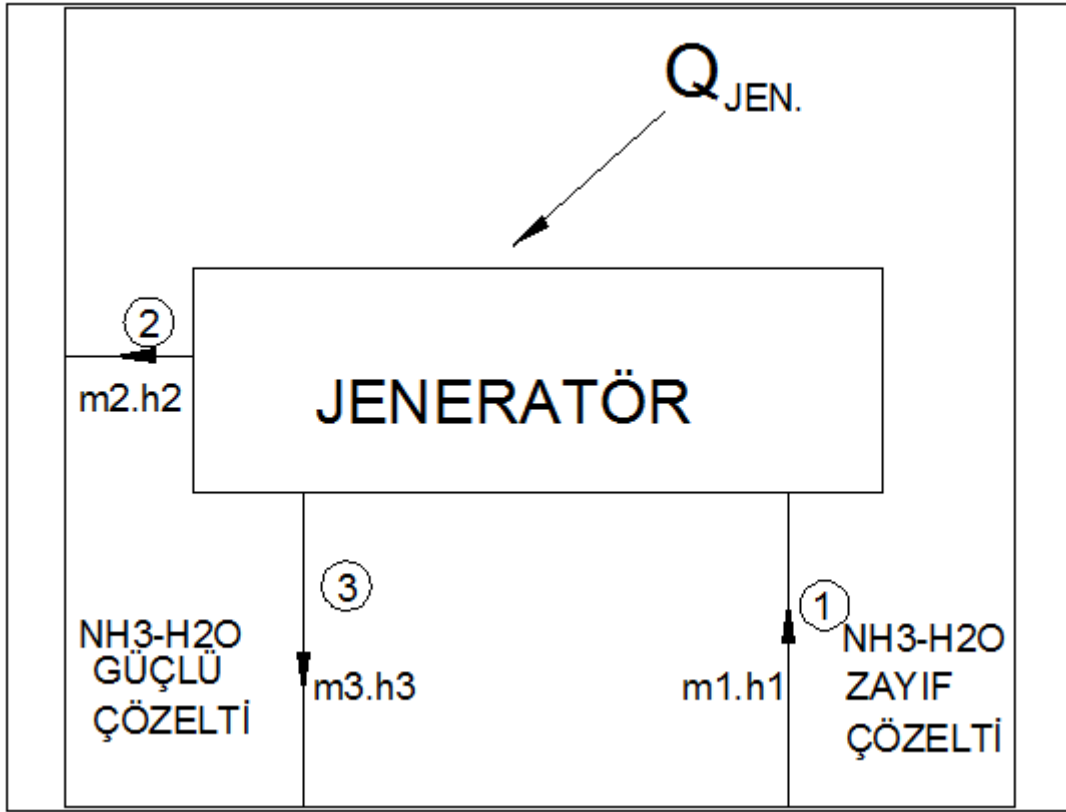
Q= Isı transferi [kW]

h =özellik entalpi [kJ/kg]

X= derişiklik [%]

Sistemdeki her bileşenin ısı dengesi ve ısı transferi miktarı, jeneratör, ısı değıştirici, pompa, absorber, kondenser ve evaporatör için denklemlerde verilmiştir.

11.4 Jeneratör İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları



Şekil 11.4.1 Jeneratör akışkan giriş çıkış şeması

$$P_{\text{high}} = 12 \text{ [bar]}$$

$$P_1 = P_{\text{high}}$$

$\dot{m}_1 = 1 \text{ [kg/s]}$ olarak kabul edilmiştir.

Toplam kütle dengesi:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$$

NH_3 kütle dengesi:

$$X_1 \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \cdot X_2 + \dot{m}_3 \cdot X_3 \quad (11.4.1)$$

$$\dot{m}_1 = 1 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_1 \cdot X_1 = \dot{m}_2 \cdot X_2 + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \cdot X_3$$

$$\dot{m}_1 \cdot X_1 - \dot{m}_1 \cdot X_3 = \dot{m}_2 \cdot X_2 - \dot{m}_2 \cdot X_3$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot (X_1 - X_3) / (X_2 - X_3) \quad (11.4.2)$$

$\dot{m}_2$ jeneratörden çıkan NH₃ kütlesini verir.

$$\dot{m}_2 = \frac{1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \cdot (0,38 - 0,32)}{(0,92 - 0,32)}$$

$$\dot{m}_2 = 0,10 \text{ [kg/s]}$$

Jeneratörden ısı değiştiriciye giren eriyik kütlesi şöyle hesaplanır;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (11.4.3)$$

$$\dot{m}_3 = 0,90 \text{ [kg/s]}$$

Jeneratör Enerji dengesi;

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_3 \cdot h_3 + Q_{\text{jen}} = 0 \quad (11.4.4)$$

X= Çözelti içindeki NH₃ kütle bölümü

$$T = (T_1, T_2, T_3) \text{ [K]}$$

$$P = (P_1, P_2, P_3) = P_{\text{high}} \text{ [bar]}$$

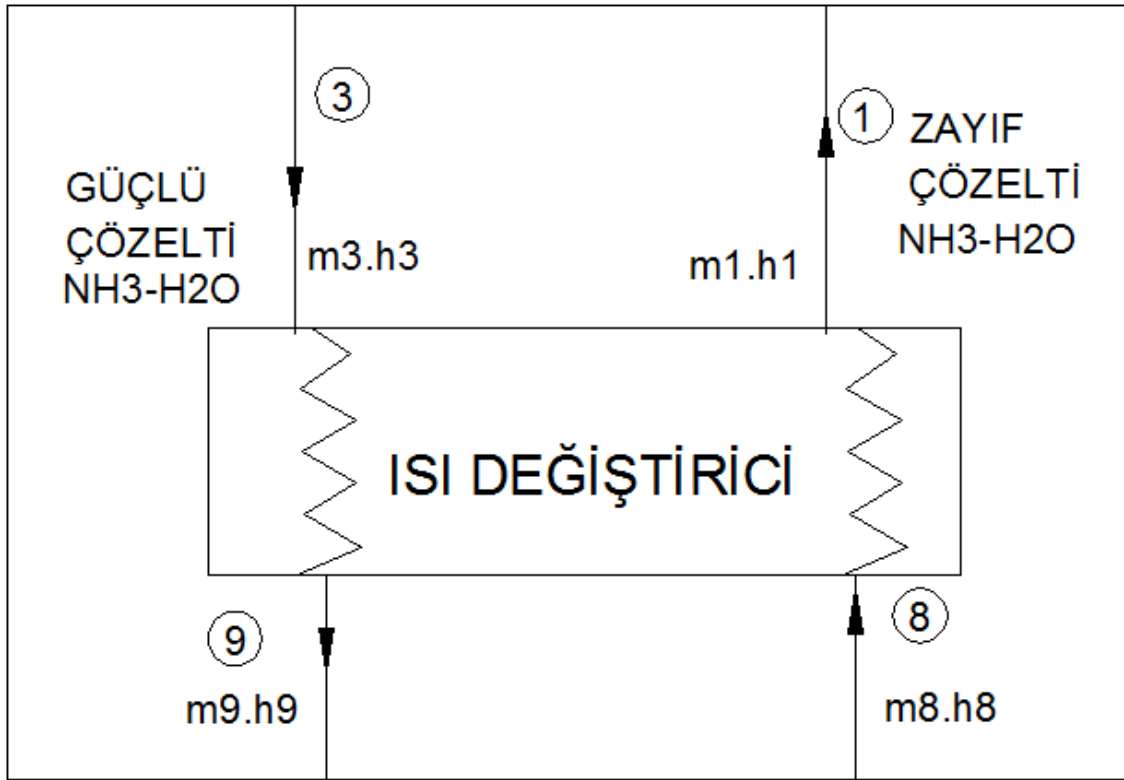
$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + Q_{\text{jen}} = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3$$

$$1 \text{ [kg/s]} \cdot (154,1 \text{ [kJ/kg]}) + Q_{\text{jen}} = 0,10 \text{ [kg/s]} (1578 \text{ [kJ/kg]}) + (0,9 \text{ [kg/s]}) (270,4 \text{ [kJ/kg]})$$

$$Q_{\text{jen}} = 246 \text{ [kJ/s]}$$

Burada X₁ jeneratöre giren çözelti derişiklik oranıdır.

11.5 Isı Değiştirici Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları



Şekil 11.5.1 Isı değiştirici akışkan giriş çıkış şeması

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_8 = \dot{m}_1 + \dot{m}_9$$

Enerji Dengesi;

$$\dot{m}_1.(h_1-h_8) = \dot{m}_3.(h_3-h_9) \quad (11.5.1)$$

$$\dot{m}_1 = 1 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_3 = 0,9 \text{ [kg/s]}$$

$$h_1 = 154,1 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_2 = 1578 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_3 = 270,4 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_4 = 47,8 \text{ [kJ/kg]}$$

Isı değiştiricisi ıkış entalpisi

$$\dot{m}_3 (h_3 - h_9) = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_8)$$

$$h_3 = \dot{m}_1 / \dot{m}_3 (h_1 - h_8) + h_9 \quad (11.5.2)$$

$$h_3 = (1 \text{ [kg/s]}) / (0,9 \text{ [kg/s]} \cdot (154,1 \text{ [kJ/kg]} + 75,11 \text{ [kJ/kg]}) + 16,02 \text{ [kJ/kg]})$$

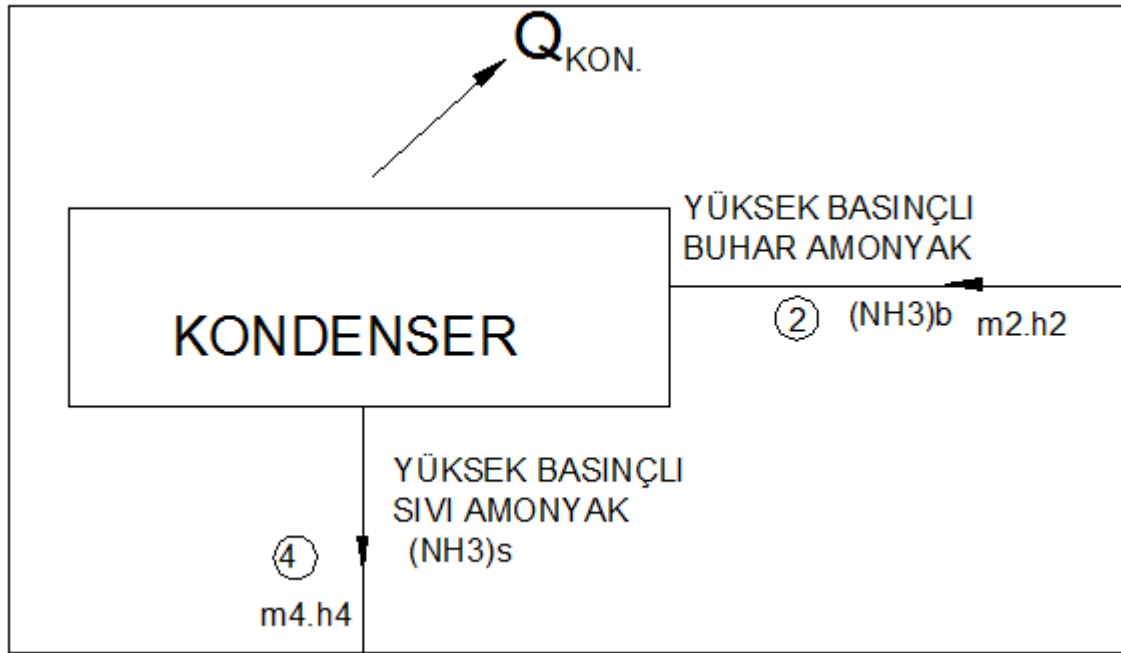
Isı değiştiricisi çıkış entalpisi

$$h_3 = 272,47 \text{ [kJ/kg]}$$

$$T_9 = T_3 - \eta \cdot (T_3 - T_8) \quad (11.5.3)$$

Burada η ısı eşanjörünün verimliliğidir.

11.6 Kondenser İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları



Şekil 11.6.1 Kondenser akışkan giriş çıkış şeması

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4$$

$$Q_{kon} = \dot{m}_2(h_2 - h_4) \quad (11.6.1)$$

$$P_{kond} = P_{high}$$

$$\dot{m}_2 = 0,100 \text{ [kg/s]}$$

Çizelge 11.2.1'den h_2 ve h_4 değerleri okunur.

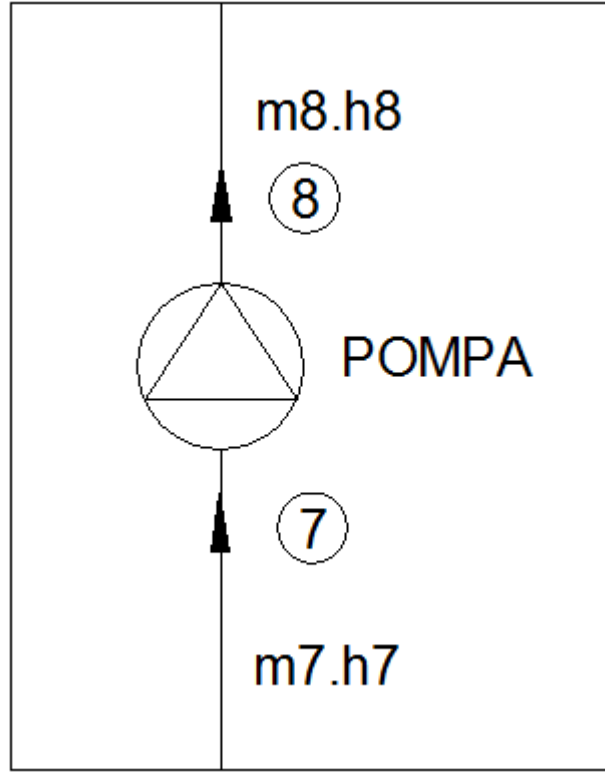
$$h_2 = 1578 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_4 = 47,08 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{kond.} = 0,100 \text{ [kg/s]} (1578 \text{ [kJ/kg]} - 47,08 \text{ [kJ/kg]})$$

$$Q_{kond.} = 153 \text{ [kJ/s]}$$

11.7 Pompa İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları



Şekil 11.7.1 Pompa için enerji ve kütle dengesi

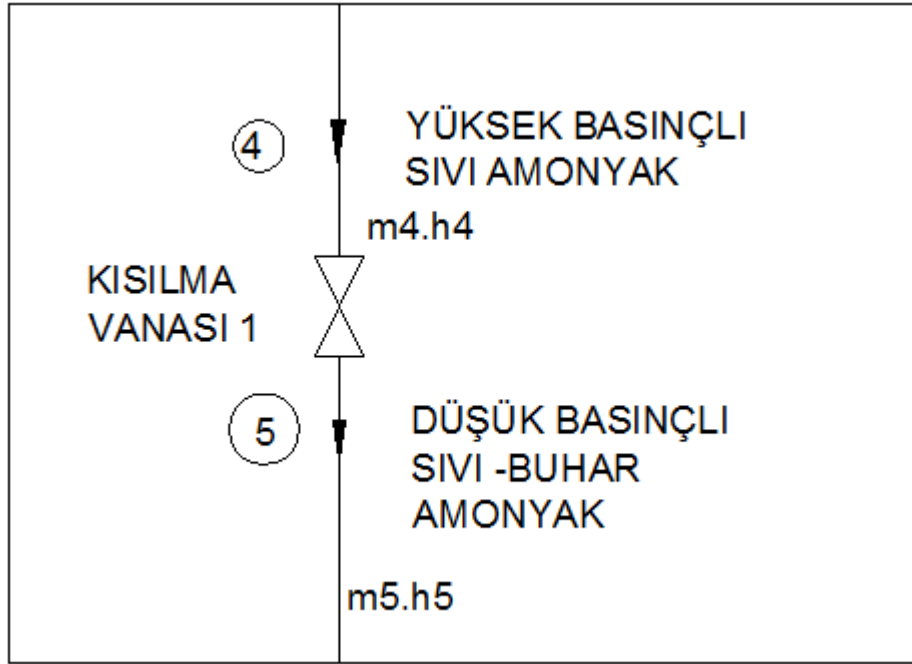
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_7.h_7 = \dot{m}_8.h_8 - W_p \quad (11.7.1)$$

$$T_7 = T_8$$

Pompa işi çok küçük olduğu için ihmal edilmiştir.

11.8 Kısılma Vanası İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları

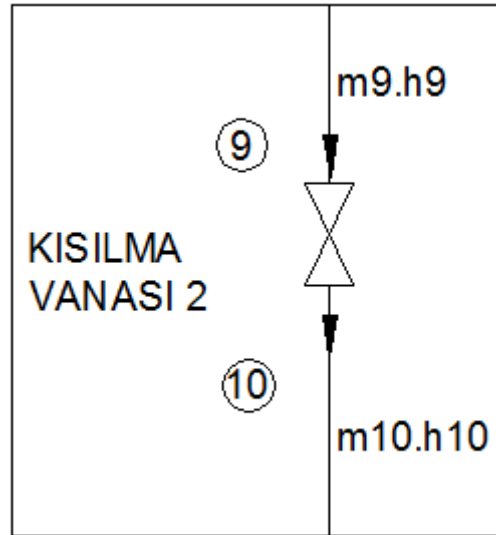


Şekil 11.8.1 Kısılma vanası akışkan giriş çıkış şeması

$$h_4 = h_5$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \text{ [kg/s]}$$

$$X_4 = X_5$$

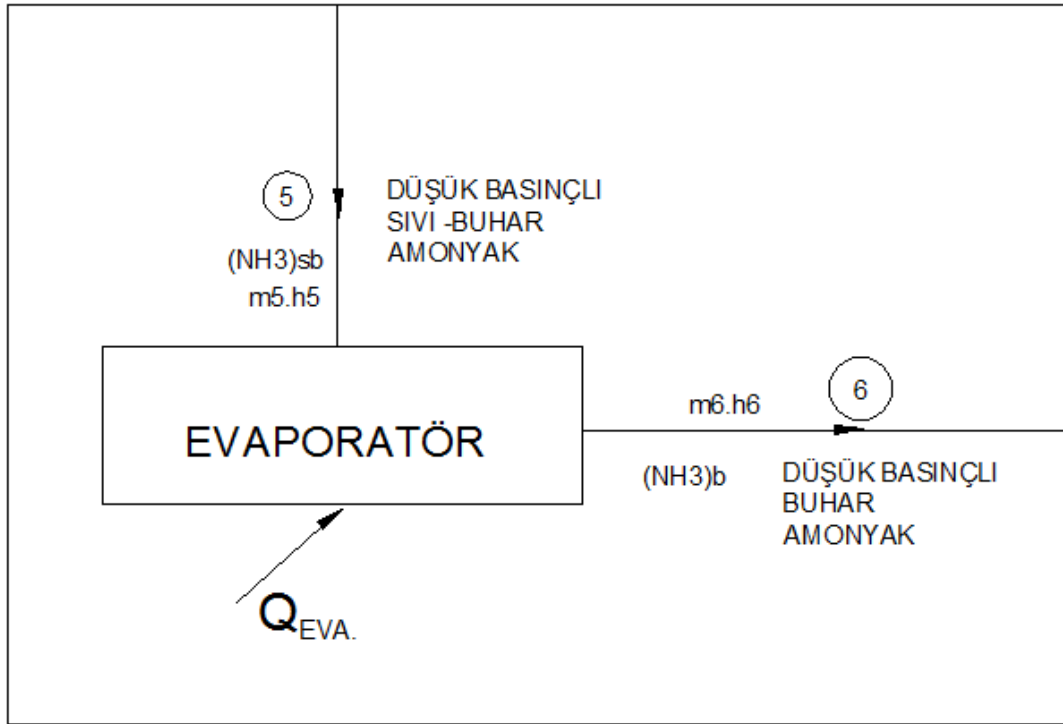


Şekil 11.8.2 Kısılma vanası enerji şeması

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

$$X_9 = X_{10}$$

11.9 Evaporatör İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları



Şekil 11.9.1 Evaporatör akışkan giriş çıkış şeması

272 [K] buharlaştırıcı sıcaklığı için doyma basıncı EK-A (Soğutucu akışkan amonyak için doyma termodinamik değerleri) 'dan ve eşitlik 6.3.1'den bulunmuştur.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

$$Q_{eva} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5) \quad (11.9.1)$$

$$P_{EVA.} = P_{LOW}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = 0,10 \text{ [kg/s]}$$

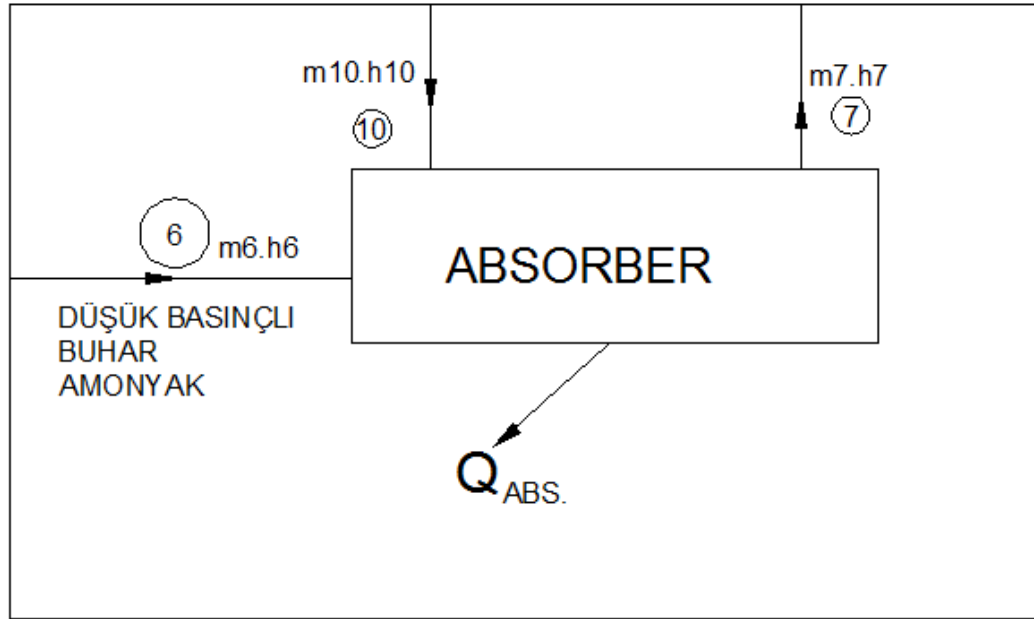
$$h_6 = 1034 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_5 = 47,8 \text{ [kJ/kg]}$$

$$Q_{eva} = 0,10 \text{ [kg/s]} (1034 \text{ [kJ/kg]} - 47,0 \text{ [kJ/kg]})$$

$$Q_{eva} = 98,7 \text{ [kJ /s]}$$

11.10 Absorber İçin Enerji ve Kütle Dengesi Hesapları



Şekil 11.10.1 Absorber akışkan giriş çıkış şeması

Kütle Dengesi:

$$\dot{m}_7 \cdot X_7 = \dot{m}_{10} \cdot X_{10} + \dot{m}_6 \cdot X_6 \quad (11.10.1)$$

$$\dot{m}_1 \cdot X_7 = \dot{m}_3 \cdot X_{10} + \dot{m}_2 \cdot X_6$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10}$$

$$(\dot{m}_6 + \dot{m}_7) \cdot X_{10} = \dot{m}_7 \cdot X_7 + \dot{m}_6 \cdot X_6$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{10} \frac{(X_{10} - X_7)}{(X_7 - X_6)} \quad (11.10.2)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 = 1 \text{ [kg/s]}$$

Çizelge 11.2.1'den

$$\dot{m}_6 = 0,9 \frac{\text{kg} (0,32 - 0,38)}{\text{s} (0,38 - 0,92)} \quad (11.10.3)$$

(Absorbere giren NH₃ kütlesi)

$$\dot{m}_6=0,10 \text{ [kg/s]}$$

Enerji Dengesi:

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 + Q_{abs} = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (11.10.4)$$

$$Q_{abs}=192 \text{ [kJ/s]}$$

11.11 Sistemin COP Hesabı

Soğutma sistemlerinin performansını gösteren COP değeri harcanan birim iş başına yapılan soğutma miktarı;

$$COP = \frac{Q_{eva}}{Q_{jen} + W_p} \quad (11.11.1)$$

$$Q_{eva}=98,7 \text{ [kJ/s]}$$

$$Q_{gen}= 246[\text{kJ/sn}]$$

$$COP = \frac{98,7 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]}{246 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{sn}} \right]}$$

$$COP= 0,40$$

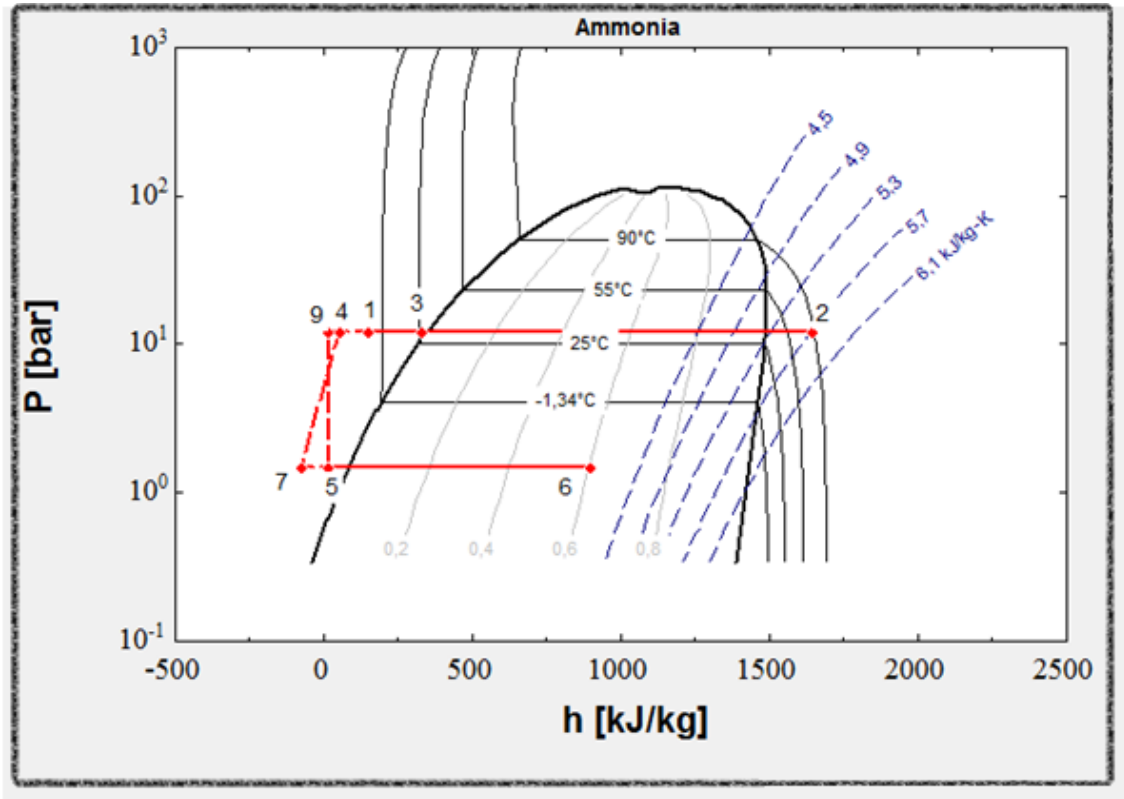
Burada pompa işi W_p çok küçük değerde olduğu için ihmal edilmiştir. Eğer evaporatör, kondenser, absorber ve jeneratör sıcaklıkları için kabuller yapılırsa yukarıdaki denklemler yardımıyla sistemlerin performans eğrileri elde edilir.

Çizelge 11.11.1 Sistem elemanlarının kapasiteleri

Jeneratör	$Q_{\text{gen}} = 246 \text{ kJ/s}$
Absorber	$Q_{\text{abs}} = 192 \text{ kJ/s}$
Buharlaştırıcı	$Q_{\text{eva}} = 98,7 \text{ kJ/s}$
Yoğuşturucu	$Q_{\text{kond.}} = 153 \text{ kJ/s}$

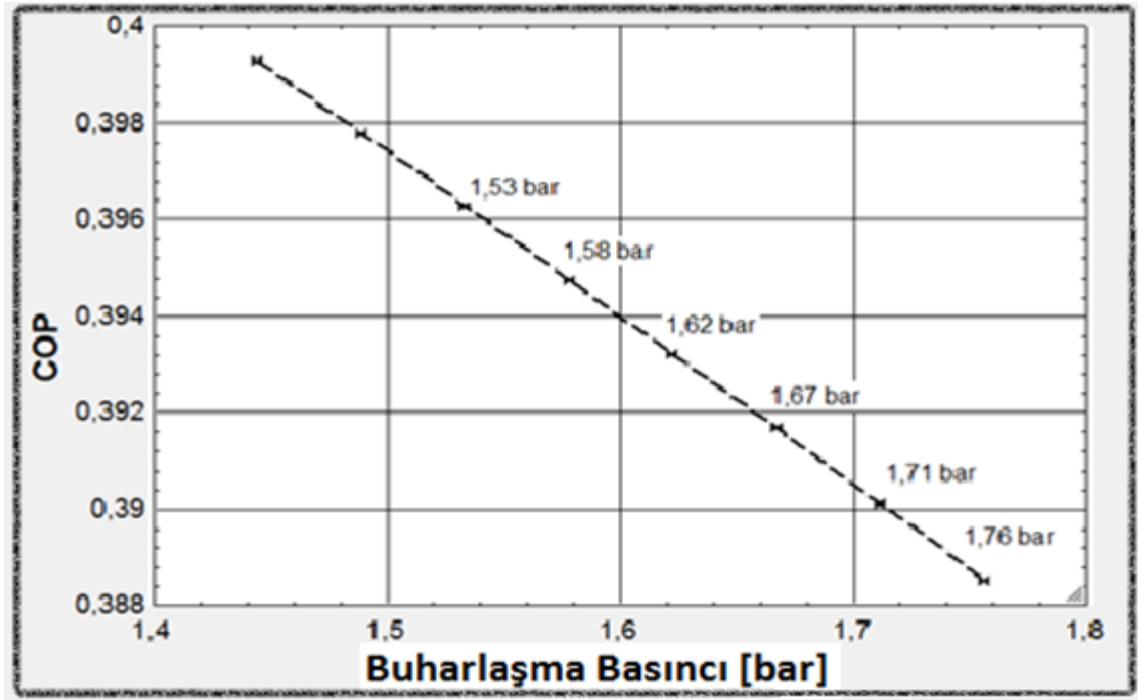
ÇALIŞMA BULGULARI VE DEĞERLENDİRME

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, soğutma performans katsayısı (COP), kompresyonlu soğutma sistemlerine göre oldukça düşük kalmaktadır. Şekil 7.1.2’de akış şeması verilen amonyak su akışkan çiftini kullanan absorbsiyonlu sistemde soğutma performans katsayısının incelenmesi için termodinamik analiz kısmında verilen ifadelerden yararlanarak, temel enerji ve kütle dengesi denklemleri bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Burada bir mühendislik programı kullanılmıştır. Çevrimin simülasyonu oluşturularak, farklı jeneratör, evaporatör, kondenser, evaporatör sıcaklıkları ve jeneratör basınçlarında sistemin COP’si incelenmiştir. Sonuçlar grafiklerle analiz edilmiştir. Sistemin COP analizi sırasında elde edilen grafiklerdeki değişkenlerin dışındaki referans noktalarındaki değerler Çizelge 11.2.1 ile aynıdır.



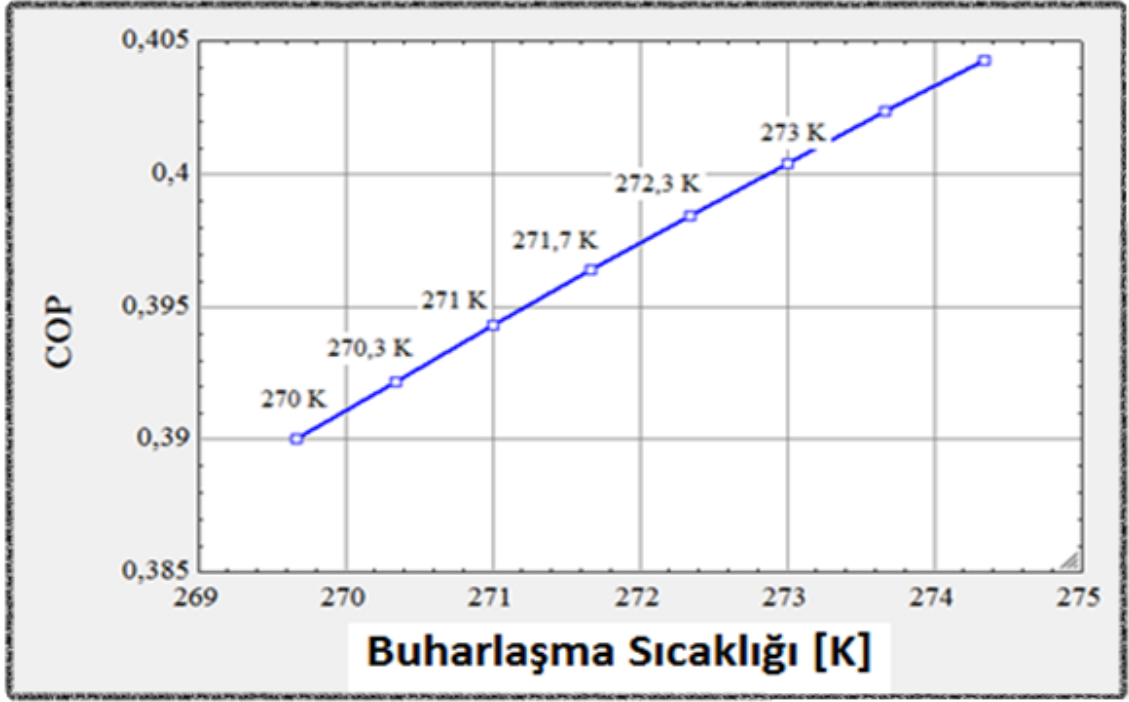
Şekil 12.10 Tasarlanan sistemin P-h diyagramı

Şekil 12.10'da tasarlanan sistemin P-h diyagramı verilmiştir. 2 noktasında amonyak buharı yüksek basınçla jeneratörden ayrılır. Kondenserde yüksek basınçlı sıvı amonyak yoğunlaştırılır. 4 noktasında yüksek basınçlı sıvı amonyak kondenserden çıkar. 5 noktasında yoğunlaşan amonyak kısılma vanasından geçerek basıncı düşürülür. 6 noktasında ısı alarak evaporatörde buharlaşır ve soğutma etkisi oluşturur. 9 noktasında amonyak su eriyiği ısı değiştiriciden çıkar ve 1 noktasında tekrar jeneratöre girer. Evaporatörden ayrılan düşük basınçlı soğutucu amonyak buharı absorbere girer. Absorberde zayıf çözelti soğutulur ve zengin doymuş su amonyak çözelti oluşur. Absorberden çıkan çözelti jeneratöre pompalanır.



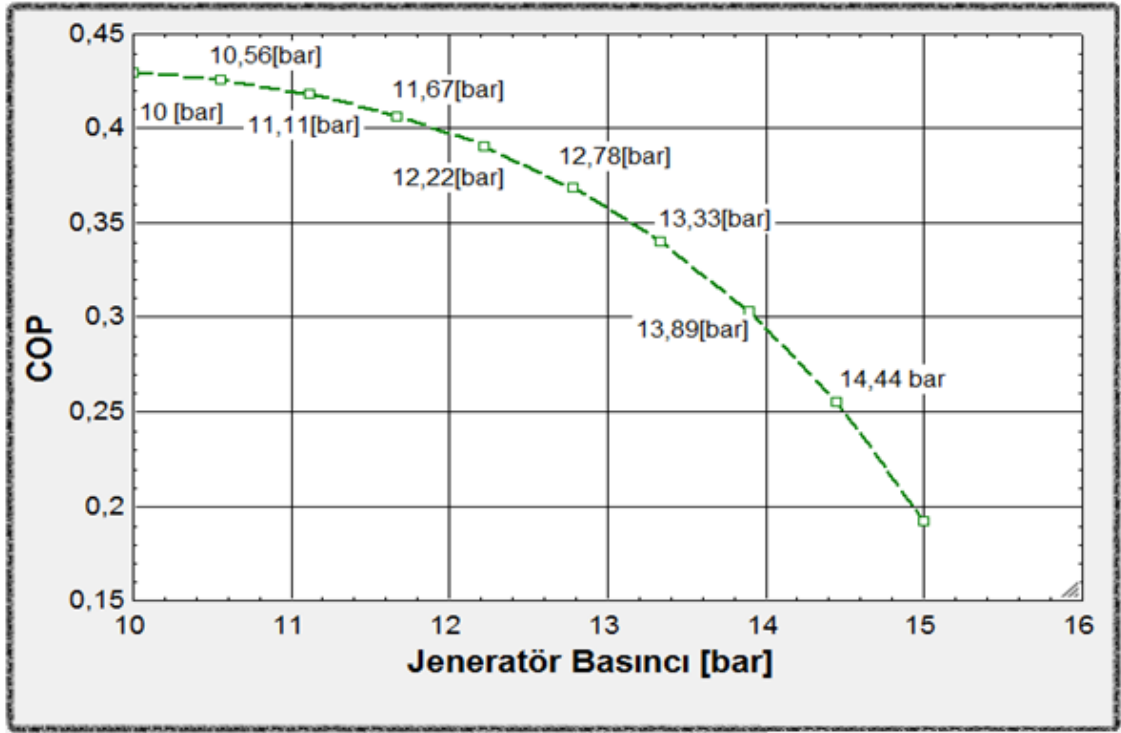
şekil 12.1 COP'nin buharlaşma basıncıyla değişimi

şekil12.1'de COP'nin evaporatör basıncıyla değişimi verilmiştir. Sistemde evaporatör basıncı 1,5 [bar] olarak alınmıştır. şekil12.1'de görüldüğü gibi evaporatör basıncının artmasıyla COP düşmektedir. Buharlaşma basıncının 1,71 [bar] değerinde COP değeri 0,390 iken, buharlaşma basıncı 1,58 [bar] olduğunda COP değeri 0,395 olmaktadır. Buharlaşma basıncı 1,5 [bar] olduğunda COP değeri 0,401 olmaktadır.



şekil 12.2 COP'nin buharlaşma sıcaklığıyla değişimi

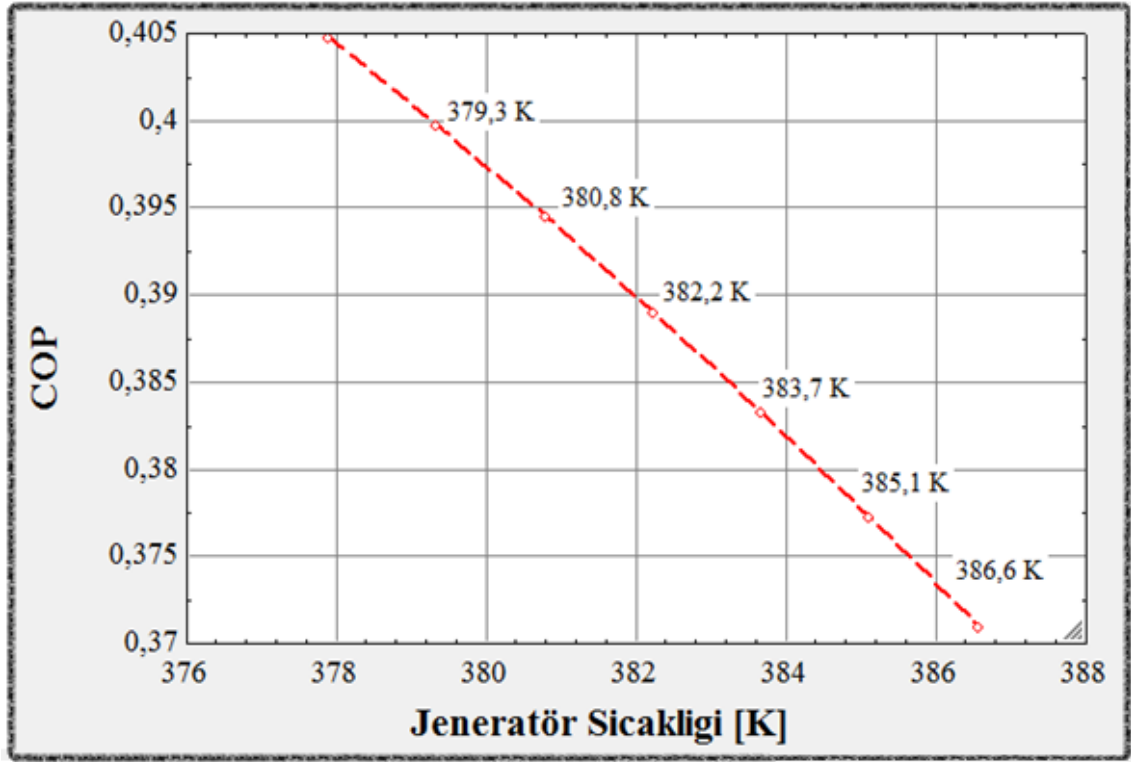
şekil12.2'de ise COP'nin buharlaşma sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. şekilde görüleceği üzere buharlaşma sıcaklığının artmasıyla COP değeri artmaktadır. Evaporatörün 1,5 [bar] basınc değerinde evaporatör sıcaklığı 270 [K] iken sistem COP'si 0,390 değerindedir ve sıcaklık 271 [K] olduğunda COP değeri hızlı bir artış göstererek 0,394 değerine ulaşmıştır.272 [K] sıcaklığındaki COP değeri ise 0,40 değerindedir.



Şekil 12.3 COP'nin jeneratör basıncıyla değişimi

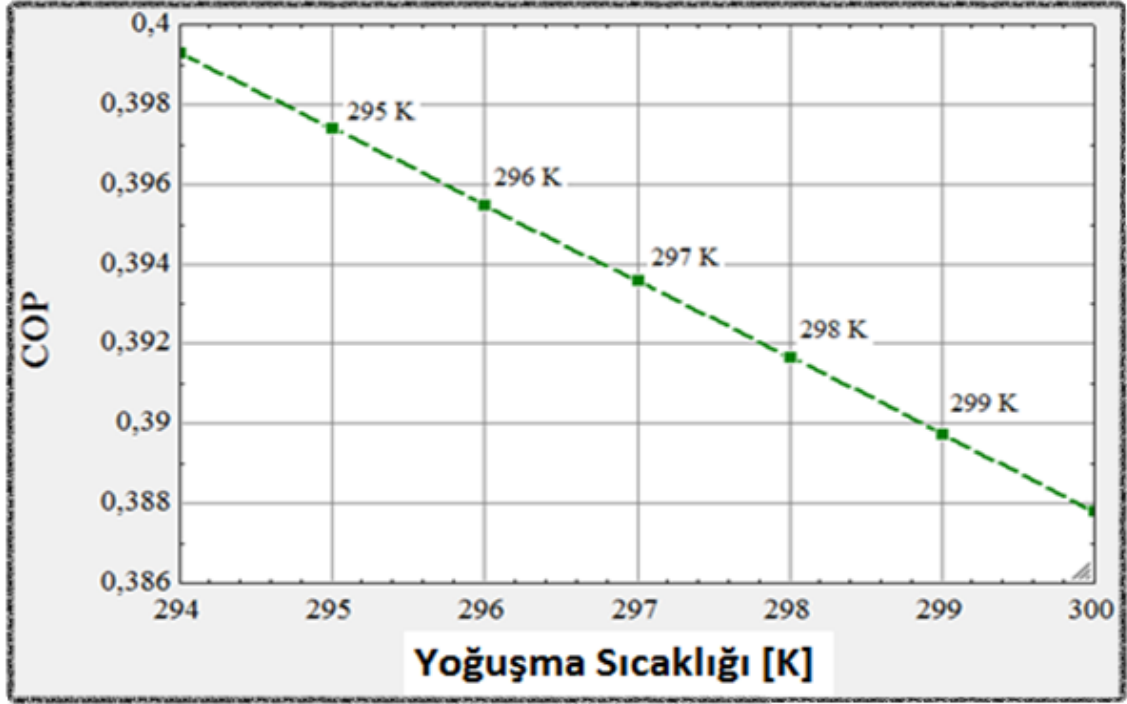
Şekil12.3'de COP'nin jeneratör basıncıyla değişimi verilmektedir. Genel olarak jeneratör basıncının artması COP değerini düşürmektedir.

Şekil12.3'de görüldüğü gibi jeneratör basıncının 10 [bar] değerinde COP 0,43 değerindedir. Ancak jeneratör basıncının 11,5 [bar] değerinden sonra COP hızlı bir düşüşe geçmektedir. Jeneratör basıncının 12,22 [bar] değerinde COP değeri 0,39 iken basınç 13,89 [bar] değerine yükseltildiğinde COP 0,304 değerini almaktadır. Jeneratör basıncının 12 [bar] değerinde ise COP değeri 0,401 olmaktadır.



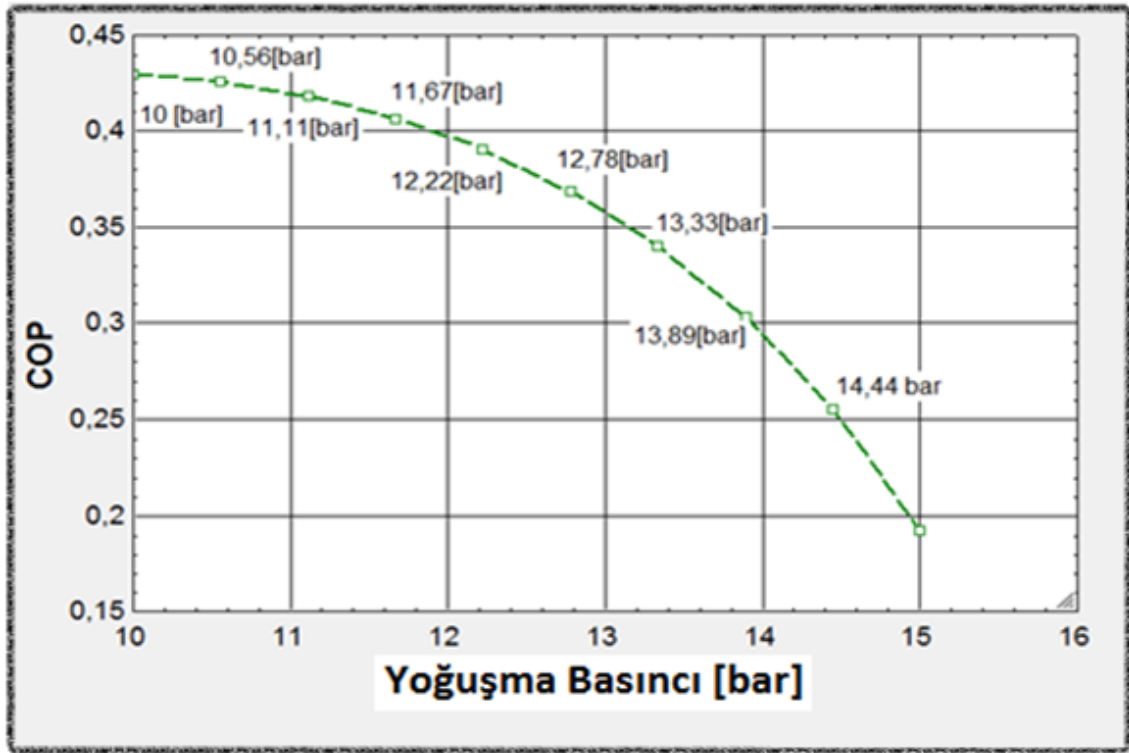
Şekil 12.4 COP'nin jeneratör çıkış sıcaklığıyla değişimi

Şekil12.4'te ise COP nin jeneratör çıkış sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Jeneratör çıkış sıcaklığının artmasıyla COP düşüşü gözlenmektedir. Sistemde sadece atık ısıdan elde edilen ısı yükünün jeneratöre verilmesiyle sistemin COP'sinin ne kadar olacağı ölçülmektedir. Bölüm 9'da bahsedildiği gibi burada baca gazı atık ısısından faydalanılmıştır. 12 [bar] jeneratör basıncında jeneratör sıcaklığı değeri 386,7 [K] iken COP değeri 0,371 olmaktadır. Yine 12 [bar] jeneratör basıncında 382,2 [K] sıcaklığında sistem COP'si 0,389 olmaktadır. Diğer sıcaklıklar göz önüne alınarak jeneratör sıcaklığı 380 [K] alınırsa COP değeri 0,402 olmaktadır.



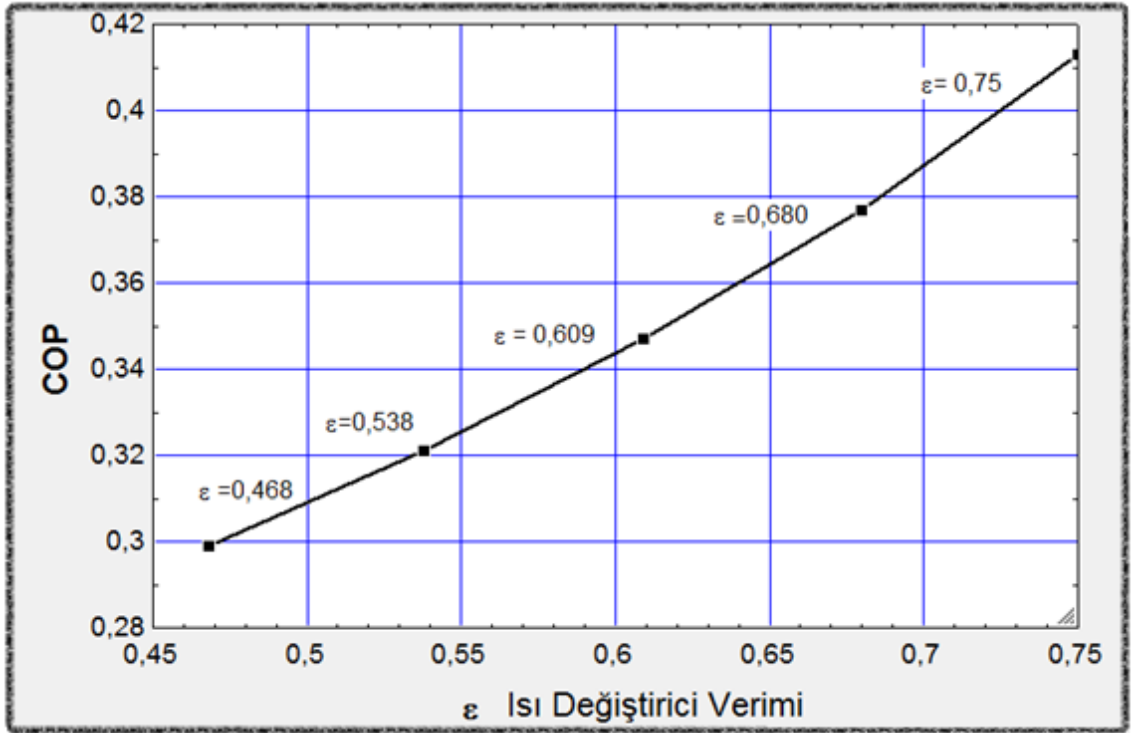
Şekil 12.5 COP'nin yoğuşma sıcaklığıyla değişimi

Şekil12.5'te yoğuşma sıcaklığıyla COP'nin değişimi verilmiştir. Grafiktende görüldüğü gibi yoğuşma sıcaklığı arttıkça COP değeri doğrusal olarak azalmaktadır. Kondenser yüksek basınçta çalışmakla birlikte bu değer 12 [bar] olarak kabul edilmiştir. Yoğuşma sıcaklığının 299 [K] değerinde COP değeri 0,401 iken, yoğuşma sıcaklığı 297 [K]'de COP değeri 0,394 olmaktadır. Yoğuşma sıcaklığının 295[K] değerinde ise COP 0,40 değerini alır.



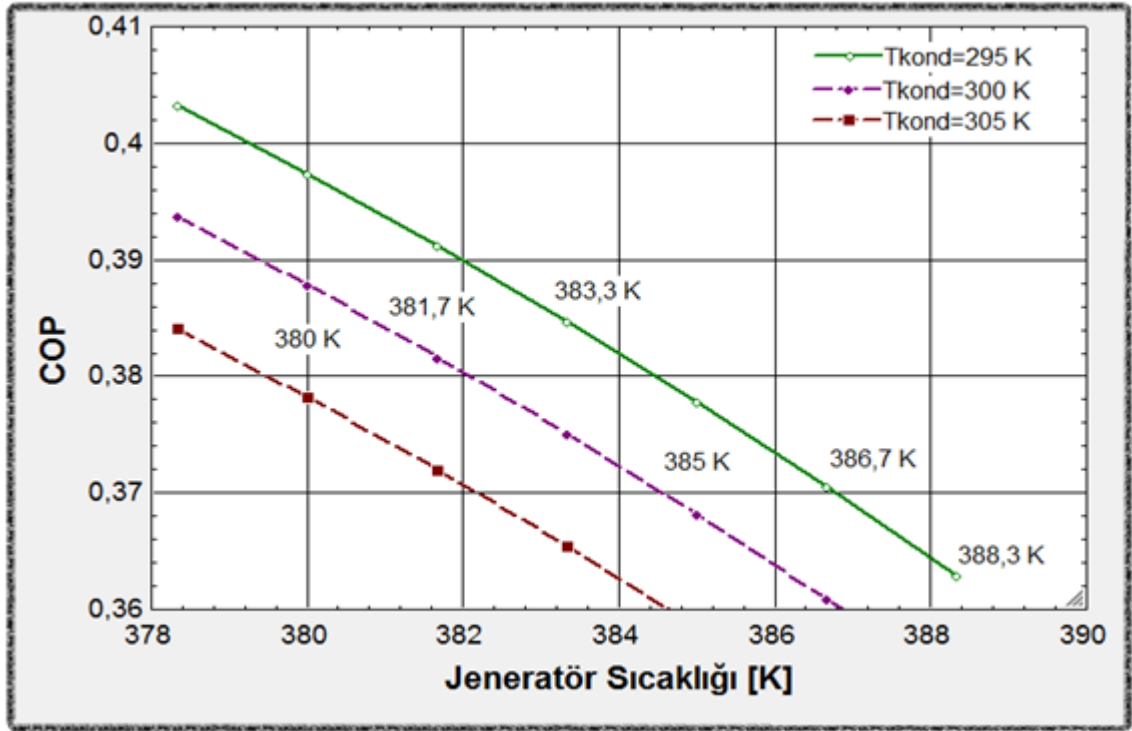
Şekil 12.6 COP'nin yoğuşma basıncıyla değişimi

Şekil12.6'da COP'nin yoğuşma basıncıyla değişimi verilmiştir. COP yoğuşma basıncının 10 [bar] değerinden sonra azalış göstermektedir. Yoğuşma basıncının 14 [bar] değerinde sistem COP'si 0,256 iken basınç 13 [bar]'a düştüğünde COP değeri 0,34 değerine ulaşmıştır. Yoğuşma basıncı 12 [bar]'a getirildiğinde COP değeri 0,40 olur.



Şekil 12.7 COP'nin ısı eşanjörü verimiyle değişimi

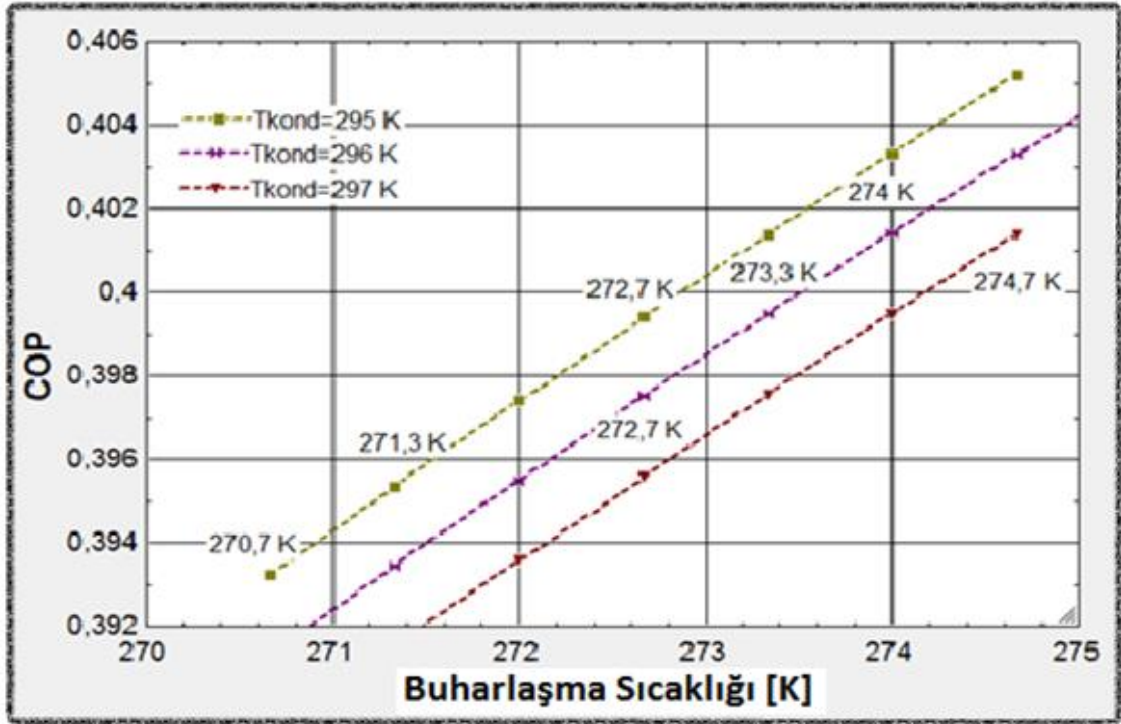
Şekil12.7'de COP'nin ısı eşanjörü verimiyle değişimi verilmektedir. Görüldüğü gibi eşanjör veriminin artmasıyla COP artar. Eşanjör veriminin artması COP artışında hızlı bir etkiye sebep olur. Eşanjör veriminin 0,5 değerinde COP değeri 0,321 iken, eşanjör veriminin 0,6 olması halinde bu COP değeri 0,347'e yükselmiştir. Eşanjör veriminin 0,7 değerinde COP değeri 0,4 olmaktadır.



Şekil 12.8 COP'nin farklı yoğuşma sıcaklıklarında jeneratör sıcaklığıyla değişimi

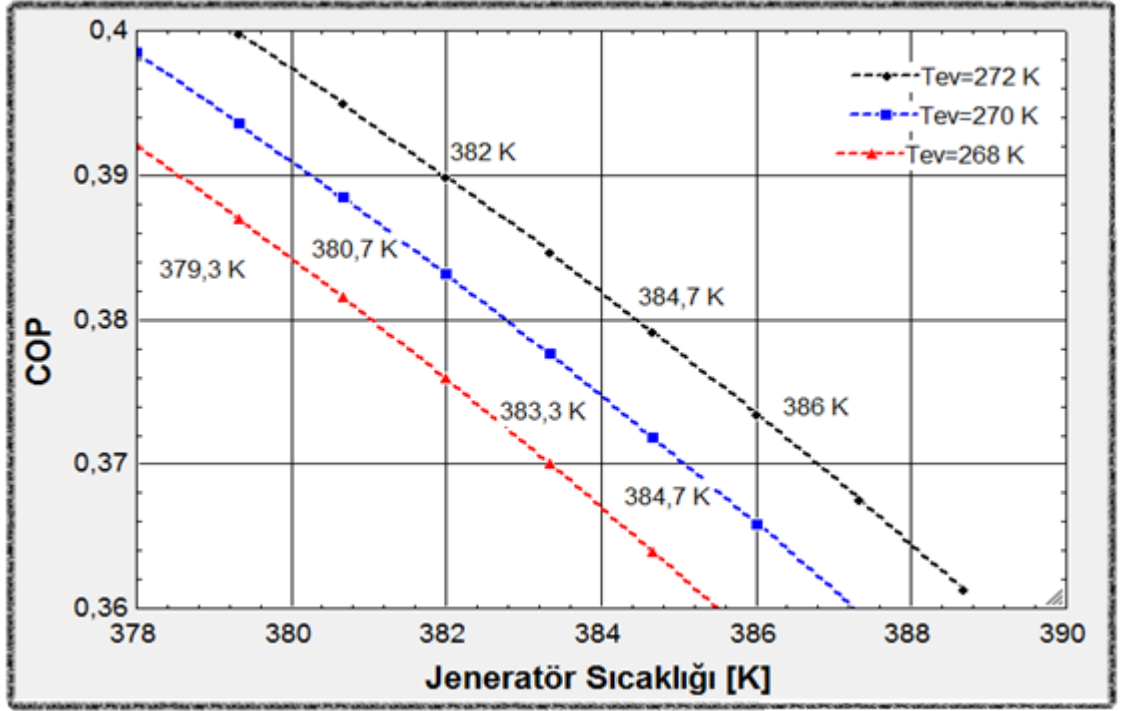
Şekil 12.8 'nin COP'nin farklı yoğuşma sıcaklıklarında jeneratör sıcaklığıyla değişimini göstermektedir. Genel olarak jeneratör sıcaklığı artışıyla COP değerinde azalış görülmektedir.

Kondenser sıcaklığı düştükçe, jeneratör sıcaklığının COP ile değişimi artmaktadır. Daha düşük yoğuşma sıcaklığı ve daha düşük jeneratör sıcaklığında COP daha iyi sonuçlar verir. Jeneratör sıcaklığının 385[K] değerinde, yoğuşma sıcaklığı 305 [K]'de COP değeri 0,359 iken, aynı jeneratör sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı 295 [K]'de COP değeri 0,378 olmaktadır. Aynı şekilde jeneratör sıcaklığı 380 [K] ve yoğuşma sıcaklığı 300 [K] olursa COP değeri 0,388 olur. Jeneratör sıcaklığı 380 [K] değeri ve yoğuşma sıcaklığının 295 [K] değerinde COP 0,4 değerindedir. Jeneratör sıcaklığı azaldıkça, farklı yoğuşma sıcaklıklarıyla COP değerindeki değişim daha fazla görülmektedir.



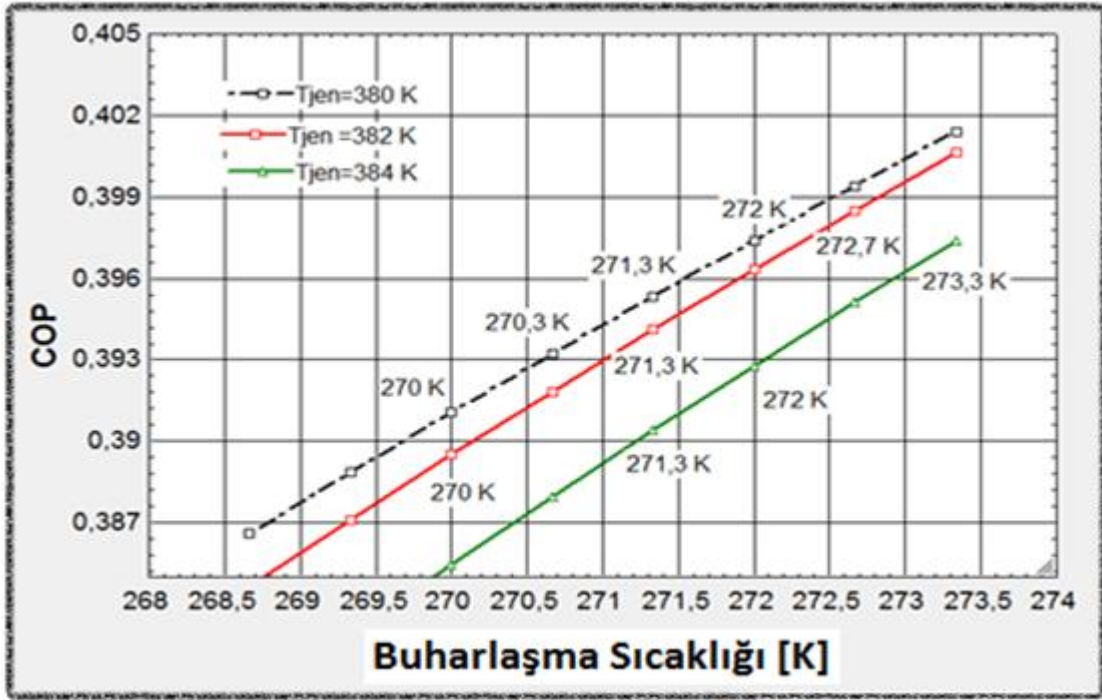
Şekil 12.9 COP'nin farklı yoğuşma sıcaklıklarında buharlaşma sıcaklığıyla değişimi

Şekil 12.9'de COP'nin farklı yoğuşma sıcaklıklarında buharlaşma sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Şekilde görüleceği gibi aynı buharlaşma sıcaklığında düşük yoğuşma sıcaklığı daha yüksek COP değeri vermektedir. Genel olarak ise buharlaşma sıcaklığı artışıyla COP değerinde de artış görülmektedir. En iyi sonuç düşük yoğuşma sıcaklığı ve yüksek buharlaşma sıcaklığındadır. 295 [K] yoğuşma sıcaklığında ve 270 [K] buharlaşma sıcaklığında COP değeri 0,393 iken, aynı yoğuşma sıcaklığında buharlaşma sıcaklığı 272 [K] olduğunda COP değeri 0,400 olur. Yoğuşma sıcaklığı 296 [K] ve buharlaşma sıcaklığı 270 [K] olduğunda COP 0,391 iken, yoğuşma sıcaklığı 297 [K] ve buharlaşma sıcaklığı 272 [K] olunca COP değeri 0,394 olur.



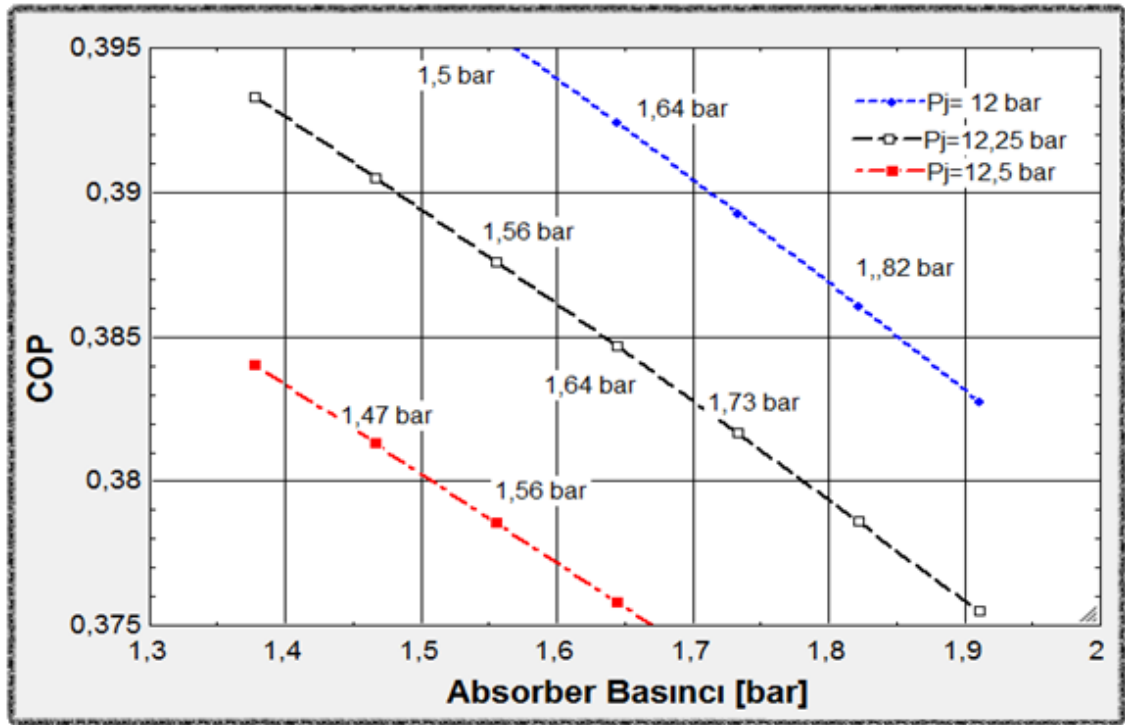
Şekil 12.11 Farklı buharlaşma sıcaklıklarında COP'nin jeneratör sıcaklığıyla değişimi

Şekil 12.11'de farklı buharlaşma sıcaklıklarında COP'nin jeneratör sıcaklığıyla değişimi görülmektedir. Genel olarak jeneratör sıcaklığı COP artışına olumsuz yönde etki etmektedir. Aynı jeneratör sıcaklığında ise daha yüksek olan buharlaşma sıcaklığı en yüksek COP değerini vermiştir. Buharlaşma sıcaklığının 268 [K] değerinde 388 [K] jeneratör sıcaklığında COP değeri 0,344 'tür. Evaporatör sıcaklığının 272 [K] değerinde ise 388 [K] jeneratör sıcaklığında COP değeri 0,361 değerini alarak olumlu bir artış göstermiştir. Yoğuşma sıcaklığı 272 [K] ve jeneratör sıcaklığı 380 [K] değerinde COP 0,400 değerini alır. Genel olarak yüksek buharlaşma sıcaklığı ve düşük jeneratör sıcaklığı daha yüksek COP değeri vermektedir. Jeneratör sıcaklığı arttıkça, farklı buharlaşma sıcaklıklarının verdiği COP ile jeneratör sıcaklığı değişimi eğrileri arasındaki fark artmaktadır.



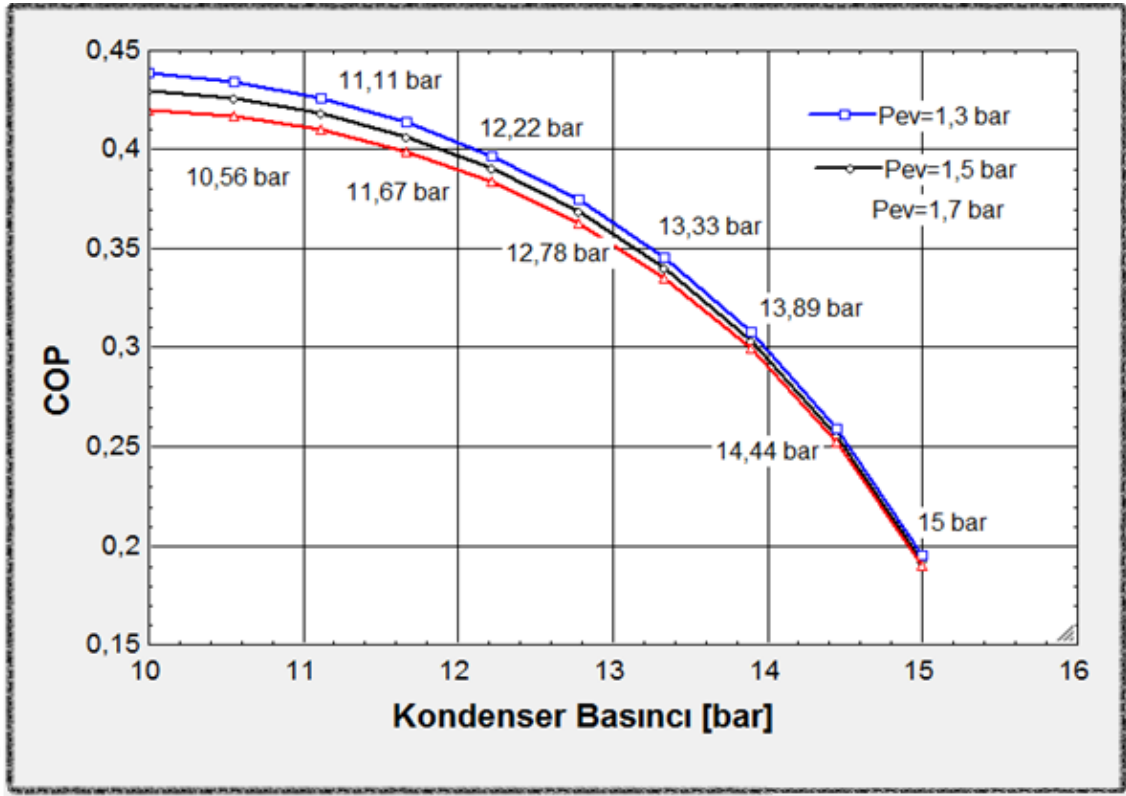
Şekil 12.12 Farklı jeneratör sıcaklıklarında COP'nin buharlaşma sıcaklığıyla değişimi

Şekilde farklı jeneratör sıcaklıklarında COP'nin buharlaşma sıcaklığıyla değişimi gösterilmiştir. Genel olarak buharlaşma sıcaklığıyla COP artış göstermektedir. Yüksek jeneratör sıcaklığındaki COP' nin buharlaşma sıcaklığıyla değişimide daha düşük olmaktadır. Aynı buharlaşma sıcaklığında, daha düşük olan jeneratör sıcaklığı daha iyi COP değeri vermektedir. Jeneratör sıcaklığı 384 [K] olduğunda, 270 [K] buharlaşma sıcaklığında COP değeri 0,385 olur. Jeneratör sıcaklığı 380 [K] değerinde ve buharlaşma sıcaklığı 270 [K] sıcaklığında ise COP değeri 0,391 olmaktadır. Jeneratör sıcaklığı 380 [K] ve 272 [K] evaporatör sıcaklığında COP değeri 0,400 olur. Şekilden de anlaşılacağı üzere jeneratör sıcaklığındaki birkaç derecelik değişim buharlaşma sıcaklığıyla COP değişimini oldukça değiştirmektedir.



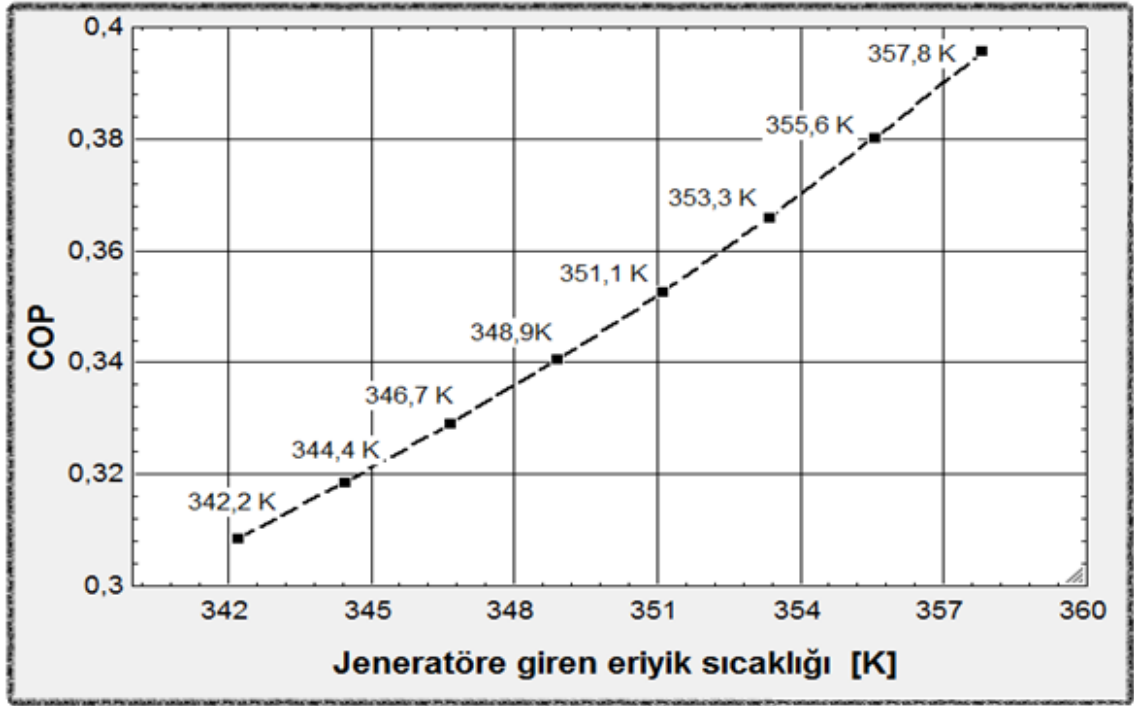
Şekil 12.13 Jeneratör basıncının farklı değerlerinde COP'nin absorber basıncıyla değişimi

Şekilde jeneratör basıncının farklı değerlerinde COP'nin absorber basıncıyla değişimi görülmektedir. Genel anlamda absorber basıncının artmasıyla COP değeri azalmaktadır. Jeneratör basıncının 12 [bar] değerinde, absorber basıncının azalmasıyla COP daha iyi değerler verir. Jeneratör basıncının 12,5 [bar] basıncında ise COP daha düşük değerler vermektedir. Jeneratör basıncının 12 [bar] değerinde, 1,56 [bar] absorber basıncında COP değeri 0,400 iken jeneratör basıncının 12,5 [bar] değerinde absorber basıncı 1,64 [bar] iken COP değeri 0,376 olmaktadır. Aynı jeneratör basıncında 1,56 [bar] basıncında COP değeri 0,379 olur.



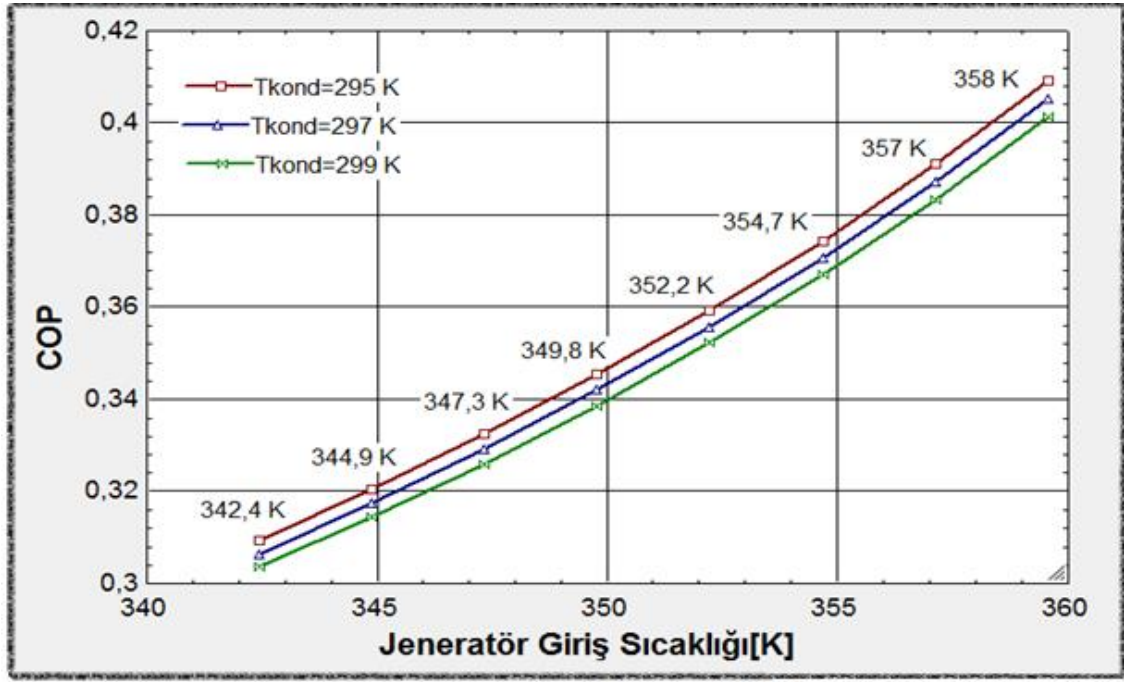
Şekil 12.14 Buharlaştırma basıncının farklı değerlerinde yoğuşma basıncıyla COP değişimi

Şekil 12.13’de farklı evaporatör basınçlarında COP’nin kondenser basıncıyla değişimi verilmiştir. Genel olarak kondenser basıncı artışıyla COP değeri azalmaktadır. Evaporatör basıncının daha düşük değerlerinde kondenser basıncının COP ile değişimi daha iyi sonuçlar verir. 1,3 bar evaporatör basıncı ve 12,22 bar kondenser basıncında COP değeri 0,397 olmaktadır. 1,7 bar evaporatör basıncı ve 12,22 bar kondenser basıncında ise bu değer 0,384’e geriler. Evaporatör basıncı 1,5 bar alınarak kondenser basıncı 12 bar alınırsa COP değeri 0,4 civarında olur.



Şekil 12.15 Jeneratöre giren eriyik sıcaklığıyla COP değişimi

Şekilde jeneratöre giren eriyik sıcaklığıyla COP değişimi görülmektedir. Jeneratör giriş sıcaklığı artmasıyla buharlaşan soğutucu akışkan miktarı artacağından COP artar. Jeneratöre giren eriyik sıcaklığı 344 [K] olduğunda COP değeri 0,318 , 346 [K] olduğunda 0,329 olur. Jeneratöre giren eriyik sıcaklığı artırılarak 353 [K] olduğunda COP 0,366 iken sıcaklık 355 [K] olduğunda COP değeri 0,400 olmaktadır.



Şekil 12.16 Farklı yoğuşma sıcaklıklarında COP'nin jeneratör giriş sıcaklığıyla değişimi

Şekil 12.16'da farklı yoğuşma sıcaklıklarında COP'nin jeneratör sıcaklığıyla değişimi gösterilmiştir. Genel olarak jeneratör giriş sıcaklığıyla COP artmaktadır. Daha yüksek yoğuşma sıcaklığı ve daha yüksek jeneratör giriş sıcaklığında COP daha yüksek değerler vermektedir. 299 [K] yoğuşturucu sıcaklığı ve 355 [K] jeneratör sıcaklığında COP değeri 0,367 iken yoğuşma sıcaklığı 295 [K] yapıldığında COP 0,391 değerine çıkar. Yoğuşma sıcaklığı 295 [K] ve jeneratör sıcaklığı 358 [K] olduğunda ise COP 0,401 değerindedir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Absorpsiyonlu sistemler güneş enerjisi, doğal gaz,LPG, atık ısı ve jeotermal enerji gibi ısı kaynaklarıyla da çalıştırılabilmektedir. İlk yatırım maliyetlerinin fazladır ancak işletme maliyetleri düşüktür.Sürekli kullanımlarda kendini kısa sürede amorti edebilmektedirler. Düşük soğutma etki katsayısına sahiptirler ancak güneş enerjisi, atık ısı ve jeotermal enerji gibi ısı kaynaklarının kullanılabilmesi önemli bir avantajdır. Bu kapsamda absorpsiyonlu soğutma sistemleri günümüzde eski önemini kazanmıştır.

Absorpsiyolu sistemlerde yapılan çalışmaların birçoğunda tek etkili sistem kullanılmakla beraber bir kısmında çift etkili sistem kullanılmıştır.

Sistem için gerekli kabuller yapılırken öncelikle ortalama olarak baca gazı atık ısısından ne kadar faydalanılabileceği göz önünde bulundurulmuştur. Baca gazından elde edilen bu ısı enerjisi jeneratöre verilerek burda kaynama olması sağlanır. Sistem kabulleri yapılırken ayrıca literatür araştırmaları göz önüne alınarak bu çiftin kullanım aralığı incelenmiştir. Amonyak-su , amonyak ve suyun termodinamik özellikleri Bölüm 6'da incelenmiştir. Bölüm 6'da verilen bağıntılar, EK-A (Soğutucu akışkan amonyak için doyma termodinamik değerleri) ,EK-C (Doymuş su içindeki amonyak miktarı ve sıcaklık diyagramı) ve sistemin P-h (basınç-entalpi) diyagramları kullanılarak doyma basıncı ve doyma sıcaklıkları kontrol edilmiştir.

Termodinamik analiz yapılırken sistemdeki referans noktaları baz alınmıştır. Referans noktalardaki termodinamik özellikler bulunurken mühendislik programı (engineering

equation solver) programından faydalanılmış ve Çizelge 11.2.1 (Sistemin kritik noktalardaki entalpi, kütle, basınç, sıcaklık, derişiklik değeri) elde edilmiştir.

Sistemdeki her eleman için hesaplamalar yapılarak jeneratör, absorber, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasiteleri bulunmuştur.(Çizelge 11.11.1 Sistem elemanlarının kapasiteleri)

Sistem COP değeri hesaplanarak, COP değerine etki eden faktörler incelenmiştir.

COP değerinin, sistemin farklı sıcaklık ve basınçlarında değişimi grafiklerle Bölüm 12’de verilmiştir.

Sistemde jeneratör çıkış sıcaklığının artmasıyla COP değerinin düştüğü grafiklerde görülmektedir. Bu yüzden çıkış sıcaklığı belirli seviyelerde kalmalıdır. Jeneratör sıcaklığı artışıyla COP’nin düşmesi jeneratör çıkışında yüksek sıcaklıklarda çözeltideki suyunda bir kısmının buharlaşarak amonyakla birlikte kondensere gitmesi nedeniyledir.

Evaporatör sıcaklığının artmasıyla COP’nin arttığı görülmüştür. Evaporatör basıncının artışıyla ise COP düşüş göstermektedir. Yine herbir kondanser sıcaklığı arttıkça COP nin düştüğü gözlemlenmiştir. Kondenser basıncının artmasıyla ise COP değeri düşüş göstermektedir.

COP’nin farklı kondanser sıcaklıklarında evaporatör sıcaklığıyla değişimi incelenmiş olup düşük kondanser sıcaklıklarında COP değerinin evaporatör sıcaklığı artışıyla daha yüksek değerler verdiği görülmüştür. Yani aynı evaporatör sıcaklığında düşük kondanser sıcaklığı daha iyi sonuçlar vermiştir.

Sistemde ısı eşanjörü etkinlik katsayı değerlerinde ki artış COP’yi de arttırmıştır.

Sistemde kondanser basıncının 10 [bar] değerine kadar COP hızlı bir artış gösterilmektedir.10 [bar] değerinden sonraki artışta ise COP düşüşe geçer.

Aynı zamanda sistemdeki farklı evaporatör sıcaklıklarında COP’nin jeneratör sıcaklığıyla değişimi incelenmiştir. Aynı jeneratör sıcaklığında yüksek olan evaporatör sıcaklığı daha yüksek COP değeri vermektedir. Yüksek jeneratör sıcaklıklarında evaporatör sıcaklığındaki değişim COP değerinin daha fazla etkilemektedir.

Sistemde COP'nin farklı kondenser sıcaklıklarında jeneratör sıcaklığıyla değişimi incelenmiştir. Kondenser Sıcaklığı düştükçe, jeneratör sıcaklığının COP ile değişimi artmaktadır. Daha düşük kondenser sıcaklığı ve daha düşük jeneratör sıcaklığında COP daha iyi sonuçlar verir.

Ayrıca farklı jeneratör sıcaklıklarında COP'nin evaporatör sıcaklığıyla değişimi incelenmiştir. Düşük jeneratör sıcaklıklarında COP'nin evaporatör sıcaklığıyla değişimi daha iyi sonuçlar vermektedir. Daha yüksek jeneratör sıcaklıklarında ise çalışılabilecek evaporatör sıcaklığı değeri yükselmektedir.

Sistemde kullanılan basınç incelemesinde ise, jeneratör basıncının farklı değerlerinde absorber basıncının COP ile değişimi incelendiğinde düşük jeneratör basınç değerlerinde absorber basıncıyla COP değişimi daha iyi sonuçlar vermektedir.

Bu tez çalışmasında ülkemizde ve dünyada enerji ihtiyacının artması ve fosil kökenli yakıt rezervlerinin azalmasından dolayı enerjiyi verimliliğinin sağlamak için atık ısı enerjisi ile soğutma işlemi gerçekleştirilmiştir.

Endüstriyel tesislerden çıkan atık ısıların büyük bir enerji potansiyeline sahip olmasında bu çalışmada endüstriyel bir tesisin bacasından atılan ısı enerjisi geri kazanımla kullanımı sağlanmıştır. Bacadan çıkan kullanılabilir enerji miktarı matematiksel denklemler yardımı ile 291 [kW] bulunmuştur. Bu ısı değeri jeneratörde kullanılmıştır. Baca atık ısısından elde edilecek değer jeneratörde gerekli olan ısı değerinden fazla olması sistemdeki ısı kayıpları göz önünde bulundurulunca daha avantajlıdır.

Enerji ihtiyacının artması ve fosil kökenli yakıt rezervlerinin azalması insanları enerjiyi daha verimli kullanmaya yöneltmiştir. Enerjinin önem kazanması büyük bir enerji potansiyeline sahip atık ısıların da önemini arttırmıştır. Özellikle büyük bir enerji potansiyeline sahip endüstriyel tesislerden çıkan atık ısılar tasarlanacak bir ısı kazanım cihazı ile ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılabilir. Bu enerji dolayısıyla absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılarak verimliliği arttıracak ve işletme gideri azalacak ayrıca fazla bir enerjiye ihtiyaç duyulmadan soğutma işlemi sağlanacaktır.

Sistem LiBr-su akışkan çifti kullanılarak COP değerleri kıyaslanabilir. Ayrıca sistemin maliyet analizi yapılarak, mekanik buhar sıkıştırmalı sistemler ile karşılaştırma yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Yalçın, E. ve Kavaklı, A., (2010). "Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri ile Egzoz Gazı Atık Isısından Faydalanarak Otobüs Kliması Sistemleri İçin Kaynatıcı Tasarımı", BAÜ, FBE Dergisi, 12: 136-152.
- [2] Güngör C., (2010). Ön Soğutuculu Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri Tasarımı ve Tesisi, Doktora Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] Özgür, D. ve Heperkan, H., (2009). "Sanayide Enerji Tasarrufu"2.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildirisi, Makine Mühendisleri Odası, 2009 Ankara.
- [4] Günerhan H. ve Çallı Ö., (2013). "Jeotermal Enerji ile Hacim Soğutma",11.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 17-20 Nisan 2013, İzmir.
- [5] Jeotermal Enerji Çalışma Grubu, (2006). Jeotermal Enerji Kaynakları Raporu Jeotermal Derneği 2006, İstanbul.
- [6] Babadağlı, A., (2005). Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitim Anabilim Dalı, Isparta.
- [7] Jaman, D.S. and Ting, K., (2014),P.Henshaw; "Residential Solar Air Conditioning: Energy And Exergy Analyses of An Ammonia-Water Absorption Cooling System" Applied Thermal Engineering, 62: 424-432.
- [8] Compressor Technical Data, (2008), Şirket Katalog, Brezilya: Embraco
- [9] Elegido, E., Juana, J.M.D., and Herrero,M., (1991). "Solar Aqua-Ammonia Absorption Refrigerator Simulaton", International Journal of Ambient Energy, 4: 199-204.
- [10] İlbige L. ve Yurdakul M., (2009). Jeotermal Enerji ile Absorpsiyonlu Soğutma ve Diğer Alternatif Soğutma Alternatifleriyle Ekonomik Karşılaştırmalar, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [11] Çengel, Y. Ve Boles, M., (2012).Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik,Beşinci Baskı,İzmir Güven Kitabevi.

- [12] Garg, H. P., (1987). *Advances in Solar Energy Technology*, D. Reidel Publishing Company, Dordrecht, Holland.
- [13] Yamankaradeniz, R. ve Kaynaklı Ö., (2003). "A Comparison Between H₂O-LiBr And NH₃-H₂O Solutions In Single Stage Absorption Refrigeration System" *Dokuz Eylül Ün. Müh. Fak. Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5: 73-87.
- [14] Solum, C., (2015). *Çift Etkili LiBr-H₂O Akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri*, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [15] Dön, F., (2010). *Doğalgazla Çalışan Absorbsiyonlu İklimlendirme Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Açidan Karşılaştırması*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Ün. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [16] Şencan A., (2004). *Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı S.D.Ü Oditoryumunun Uygulanabilirliğinin Araştırılması*, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- [17] Srihirin, P., Aphornratana, S., (2001). "A review of Absorption Refrigeration Technologies" *Chunpaibulpatana, Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5: 343-372.
- [18] Özkol, N., (1999). *Uygulamalı Soğutma Tekniği*, Tmmob Makina Mühendisleri Odası Yayın, 115, Ankara.
- [19] İncili, V., (2006). *Jeotermal Enerji ile Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Aydın İli Salavatlı Jeotermal Bölgesinde Kullanılabilirliğinin Araştırılması*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [20] Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, R., (2003). "Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Eşanjörlerin Sistemin Performansına etkisi" *Uludağ Ün. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8: 1-5.
- [21] Goralı E., (2007). *Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, İstanbul.
- [22] Boylu, Y., (2012). *Habbecik Pompalı Absorbsiyonlu Sistemlerin Termodinamik Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü, İstanbul.
- [23] Şahin, T., (2006). *İzmir İli İçin Jeotermal Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğuk Oda Tasarımı*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [24] Akdemir, Ö., ve Güngör, A., (2001). "Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerini Geliştirmek İçin Kullanılan Çevrimler", *V.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 3-6 Ekim 2001, İzmir.
- [25] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö. ve Coşkun, S., (2009). "Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları", *Vipaş A.Ş.*, 79:253-330.
- [26] Kurem, E., ve Horuz İ., (2004). "Soğurmalı Isı Yükselticilerinde Amonyak Su ile Lityum Bromür Su Eriyiklerinin Karşılaştırılması", *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 9: 27-35.

- [27] Menlik, T., (2005). Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı İmalî ve Performans Deneyleri, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [28] Bozkaya ve B., Akdemir, Ö., (2011). "Güneş Enerjisi Destekli H₂O-NH₃ Çalışma Akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin İncelenmesi", X.Ulusal Tesisat Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan 2011, İzmir.
- [29] ASHRAE Handbook, (1983), Fundamentals Volume, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta.
- [30] Dinçer, İ. ve Erdallı, Y., (1993). "Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Rolü ve Etkinliği", Termodinamik, 5: 31-37.
- [31] I.P.Edition, (1998). ASHRAE Refrigeration Handbook, Absorption Cooling, Heating and Refrigeration Equipment, 41, Atlanta.
- [32] Kang, Y., T., Akisawa, A., Sample, Y., Kashiwagi, T., (2000). "Absorption Heat Pump System For Solution Transportation At Ambient Temperature-STA Cycle " Energy, 25: 355-370.
- [33] Sun, D.W., (1998). "Comparison of the Performance of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN Absorption Refrigeration Systems.", Energy Conversion, 39: 357-368.
- [34] Ersöz, M.A., (2009). "Baca Gazlarındaki Atık Isının Isı Borusu İle Geri Kazanımının Deneysel İncelenmesi", Tesisat Mühendisliği Dergisi, 09: 56-60.
- [35] Özsoy A. Ve Acar M., (2005). "Yerçekimi Destekli Bakır Su Isı Borusu İçin Deneysel Bir Çalışma", Tesisat Mühendisliği Dergisi, 90: 13-18.
- [36] Bilgin, A., (2011). "Kazanlarda Enerji Verimliliği ve Emisyonlar" Makine Mühendisleri Odası, Doğalgaz Semineri, İstanbul.
- [37] Görgülü, B., (2013). "Waste Heat From The Thermodynamic Analysis Of Double Effect Absorption Cooling System", Süleyman Demirel Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, Isparta.
- [38] Aralsan, Baca Gazı Fiziksel Özellikleri, <http://www.aralsan.com/tr/baca-gazinin-sicakliga-bagli-degis-en-fiziksel-ozellikleri>, 3 Nisan 2012.

SOĞUTUCU AKIŞKAN AMONYAK İÇİN DOYMA TERMOFİZİKSEL DEĞERLERİ

EK-A : Soğutucu akışkan amonyak için doyma termofiziksel değerleri

R717(AMONYAK) Soğutucu Akışkan Doyma Termofiziksel değerleri

Sıcaklık	Basınç	Yoğunluk	Özgül hacim	Entalpi		Entropi		Özgül ısı		Cp	k=Cp/Cv	Ses Hızı		Vizkozite		Isıl İletkenlik kats.		Yüzey	Sıcaklık
		Sıvı	Gaz	Sıvı	Gaz	Sıvı	Gaz	Sıvı	Gaz	Sıvı	Gaz	Sıvı	Gaz	Sıvı	Gaz	Sıvı	Gaz	Gerilim	
derece C	Mpa	kg/m^3	m^3/kg	KJ/kg	KJ/kg	KJ/kg K	KJ/kg K	KJ/kg K	KJ/kg K			m/s	m/s	m Pa-s	m Pa-s	mW/(mK)	mW/(mK)	mN/m	derece C
-77.7	0.006	732.9	15.6	-143	1341	-0.47	7.121	4.202	2.063	1.325	2124	354.1	559.6	6.84	819	20	62.3	-77.7	
-70	0.011	724.7	9.01	-111	1356	-0.31	6.909	4.245	2.086	1.327	2051	360.5	475	7.03	792	20	59.1	-70	
-60	0.022	713.6	4.71	-68.1	1374	-0.1	6.66	4.303	2.125	1.33	1967	368.4	391.3	7.3	757	20	55.1	-60	
-50	0.041	702.1	2.63	-24.7	1391	0.095	6.44	4.36	2.178	1.335	1890	375.6	328.9	7.57	722	20	51.1	-50	
-40	0.072	690.2	1.55	19.17	1408	0.287	6.243	4.414	2.244	1.342	1816	382.2	281.2	7.86	688	21	47.3	-40	
-38	0.08	687.7	1.41	28.01	1411	0.325	6.206	4.424	2.259	1.343	1802	383.4	273.1	7.92	681	21	46.5	-38	
-36	0.088	685.3	1.28	36.88	1414	0.362	6.169	4.434	2.275	1.345	1787	384.6	265.3	7.98	675	21	45.8	-36	
-34	0.098	682.8	1.16	45.77	1417	0.399	6.134	4.444	2.291	1.347	1773	385.8	257.9	8.03	668	21	45	-34	
-33.3	0.101	682	1.12	48.76	1418	0.412	6.122	4.448	2.297	1.348	1768	386.2	255.5	8.05	666	21	44.8	-33.3	
-32	0.108	680.3	1.06	54.67	1420	0.436	6.099	4.455	2.308	1.349	1759	387	250.8	8.09	661	21	44.3	-32	
-30	0.119	677.8	0.96	63.6	1423	0.473	6.065	4.465	2.326	1.351	1744	388.1	244.1	8.15	655	21	43.5	-30	
-28	0.132	675.3	0.88	72.55	1426	0.51	6.032	4.474	2.344	1.353	1730	389.2	237	8.21	648	21	42.8	-28	

EK-A : Soğutucu akışkan amonyak için doyma termodinamik değerleri devami

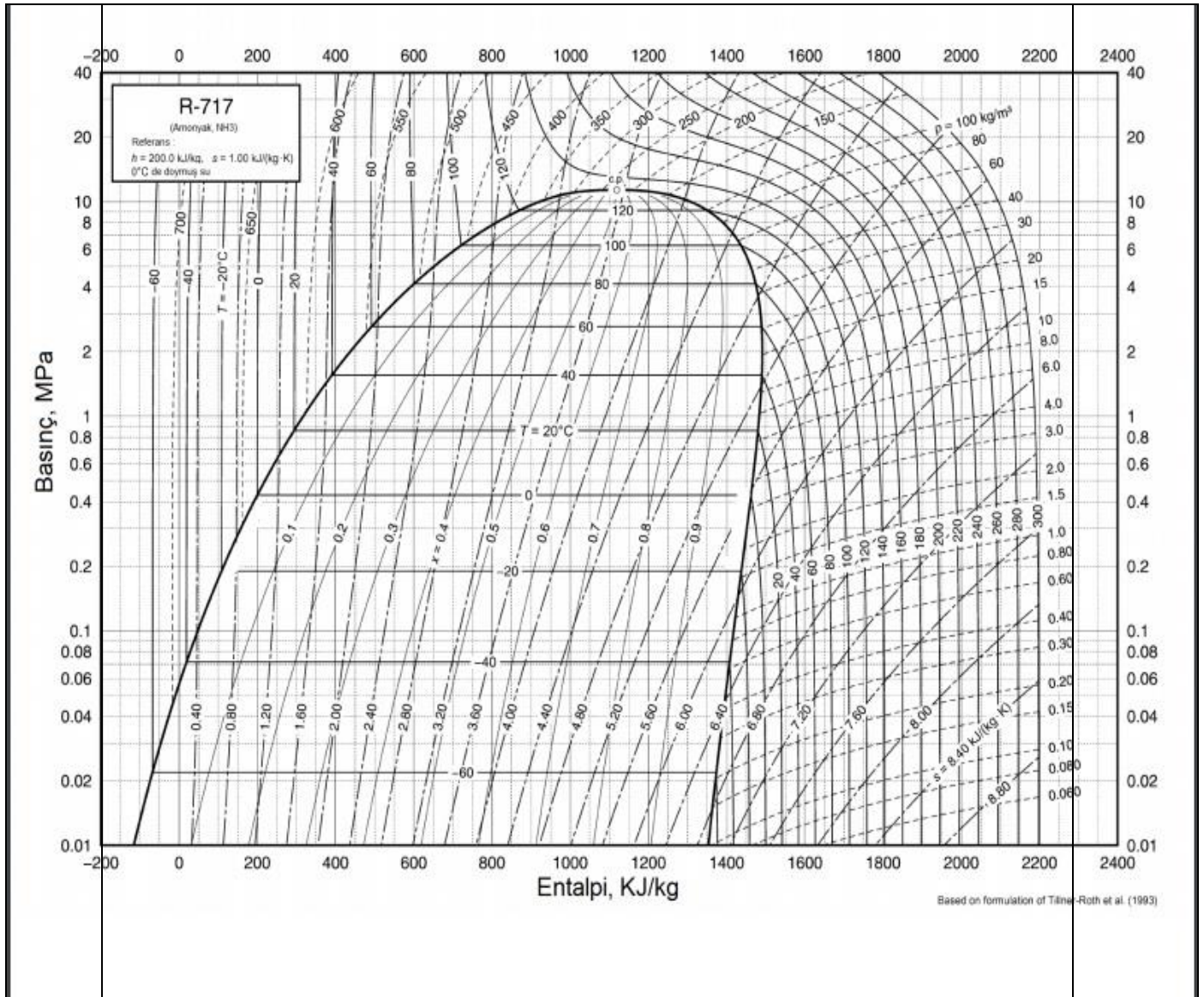
-24	0.159	670.3	0.74	90.51	1432	0.582	5.967	4.494	2.383	1.358	1702	391.2	223.5	8.33	635	22	41.3	-24
-22	0.174	667.7	0.68	99.52	1435	0.618	5.935	4.504	2.403	1.36	1687	392.2	219.8	8.39	628	22	40.6	-22
-20	0.19	665.1	0.62	108.6	1438	0.654	5.904	4.514	2.425	1.363	1673	393.2	214.4	8.45	622	22	39.9	-20
-18	0.208	662.6	0.57	117.6	1440	0.689	5.874	4.524	2.446	1.365	1659	394.1	209.2	8.51	616	22	39.2	-18
-16	0.226	660	0.53	126.7	1443	0.725	5.844	4.534	2.469	1.368	1645	395	204.2	8.57	609	22	38.5	-16
-14	0.246	657.3	0.49	135.8	1446	0.76	5.814	4.543	2.493	1.371	1631	395.8	199.3	8.63	603	22	37.7	-14
-12	0.268	654.7	0.45	144.9	1448	0.795	5.785	4.553	2.517	1.375	1616	396.7	194.7	8.69	596	22	37	-12
-10	0.291	652.1	0.42	154	1451	0.829	5.757	4.564	2.542	1.378	1602	397.5	190.2	8.75	590	23	36.3	-10
-8	0.315	649.4	0.39	163.2	1453	0.864	5.729	4.574	2.568	1.382	1588	398.2	185.9	8.81	584	23	35.7	-8
-6	0.341	646.7	0.36	172.3	1456	0.898	5.701	4.584	2.594	1.385	1574	398.9	181.7	8.87	578	23	35	-6
-4	0.369	644	0.33	181.5	1458	0.932	5.674	4.595	2.622	1.389	1559	399.6	177.7	8.93	572	23	34.3	-4
-2	0.398	641.3	0.31	190.8	1460	0.966	5.647	4.606	2.651	1.393	1545	400.2	173.8	8.99	565	23	33.6	-2
0	0.429	638.6	0.29	200	1462	1	5.621	4.617	2.68	1.398	1531	400.8	170.1	9.06	559	23	32.9	0
2	0.462	635.8	0.27	209.3	1464	1.034	5.595	4.628	2.71	1.402	1516	401.4	166.5	9.12	553	24	32.2	2
4	0.497	633.1	0.25	218.6	1466	1.067	5.57	4.639	2.742	1.407	1502	401.9	162.9	9.18	547	24	31.6	4
6	0.535	630.3	0.23	227.9	1468	1.1	5.544	4.651	2.774	1.412	1487	402.4	159.5	9.24	541	24	30.9	6
8	0.574	627.5	0.22	237.2	1470	1.133	5.519	4.663	2.807	1.417	1473	402.8	156.2	9.3	535	24	30.2	8
10	0.615	624.6	0.21	246.6	1472	1.166	5.495	4.676	2.841	1.422	1458	403.2	153	9.36	529	24	29.6	10
12	0.659	621.8	0.19	256	1474	1.199	5.47	4.689	2.877	1.428	1443	403.6	149.9	9.43	523	25	28.9	12
14	0.705	618.9	0.18	265.4	1476	1.232	5.446	4.702	2.913	1.434	1429	403.9	146.9	9.49	517	25	28.3	14
16	0.753	616	0.17	274.8	1477	1.264	5.423	4.716	2.951	1.44	1414	404.2	144	9.55	512	25	27.7	16
18	0.804	613.1	0.16	284.3	1479	1.297	5.399	4.73	2.99	1.446	1399	404.4	141.1	9.61	506	25	27	18
20	0.857	610.2	0.15	293.8	1480	1.329	5.376	4.745	3.03	1.453	1384	404.6	138.3	9.68	500	26	26.4	20
22	0.914	607.2	0.14	303.3	1482	1.361	5.353	4.76	3.071	1.46	1370	404.8	135.6	9.74	494	26	25.8	22
24	0.973	604.3	0.13	312.9	1483	1.393	5.33	4.776	3.113	1.468	1355	404.9	133	9.8	488	26	25.1	24
26	1.035	601.3	0.12	322.5	1484	1.425	5.308	4.793	3.158	1.475	1340	404.9	130.4	9.87	483	26	24.5	26
28	1.099	598.2	0.12	332.1	1485	1.457	5.285	4.81	3.203	1.484	1324	405	127.9	9.93	477	27	23.9	28
30	1.167	595.2	0.11	341.8	1486	1.488	5.263	4.828	3.25	1.492	1309	404.9	125.5	10	471	27	23.3	30
32	1.238	592.1	0.1	351.5	1487	1.52	5.241	4.847	3.299	1.501	1294	404.8	123.1	10.1	466	27	22.7	32
34	1.312	589	0.1	361.2	1488	1.551	5.219	4.867	3.349	1.51	1279	404.7	120.7	10.1	460	27	22.1	34
36	1.39	585.8	0.09	371	1489	1.582	5.198	4.888	3.401	1.52	1263	404.5	118.4	10.2	455	28	21.5	36

EK-A : Soğutucu akışkan amonyak için doyma termofiziksel değerleri devamı

48	1.931	566.3	0.07	430.5	1491	1.768	5.071	5.034	3.756	1.591	1169	402.4	105.8	10.6	422	30	18	48
50	2.034	562.9	0.06	440.6	1491	1.799	5.05	5.064	3.823	1.605	1153	401.9	103.8	10.7	416	30	17.4	50
55	2.311	554.2	0.06	466.1	1491	1.876	4.998	5.143	4.005	1.643	1112	400.3	99	10.9	403	31	16	55
60	2.616	545.2	0.05	492	1489	1.952	4.946	5.235	4.208	1.687	1070	398.3	94.5	11.1	390	32	14.7	60
65	2.949	536	0.04	518.3	1487	2.029	4.894	5.341	4.438	1.739	1028	396	90.1	11.3	376	33	13.4	65
70	3.314	526.3	0.04	545	1484	2.105	4.842	5.465	4.699	1.799	984	393.3	85.9	11.5	363	35	12.1	70
75	3.711	516.2	0.03	572.4	1480	2.182	4.789	5.61	5.001	1.87	940	390.1	81.9	11.7	350	36	10.8	75
80	4.142	505.7	0.03	600.3	1474	2.26	4.734	5.784	5.355	1.955	895	386.5	78	12	337	38	9.6	80
85	4.61	494.5	0.03	629	1468	2.338	4.679	5.993	5.777	2.058	848	382.5	74.2	12.2	324	40	8.44	85
90	5.117	482.8	0.02	658.6	1459	2.417	4.621	6.25	6.291	2.187	800	377.9	70.5	12.6	311	42	7.3	90
95	5.664	470.2	0.02	689.2	1449	2.497	4.561	6.573	6.933	2.349	751	372.7	66.8	12.9	298	45	6.2	95
100	6.255	456.6	0.02	721	1437	2.58	4.498	6.991	7.762	2.562	701	367	63.2	13.3	285	48	5.15	100
105	6.892	441.9	0.02	754.4	1422	2.665	4.429	7.555	8.877	2.851	649	360.5	59.6	13.8	272	53	4.15	105
110	7.578	425.6	0.01	789.7	1403	2.753	4.354	8.36	10.46	3.26	594	353.3	56	14.4	258	58	3.2	110
115	8.317	407.2	0.01	827.7	1380	2.847	4.27	9.63	12.91	3.91	538	345	52.3	15.2	245	66	2.3	115
120	9.113	385.5	0.01	869.9	1350	2.95	4.172	11.94	17.21	5.04	477	335.4	48.3	16.2	231	78	1.5	120
125	9.97	357.8	0.01	919.7	1309	3.07	4.048	17.66	27	7.62	411	323.6	43.8	17.7	219	100	0.77	125
130	10.9	312.3	0.01	992	1239	3.244	3.857	54.21	76.49	20.66	334	306.6	37.3	20.6	222	160	0.18	130
132.3	11.38	225	0	1119	1119	3.554	3.554	100	100	100	0	0	0	0	100	100	0	132.3

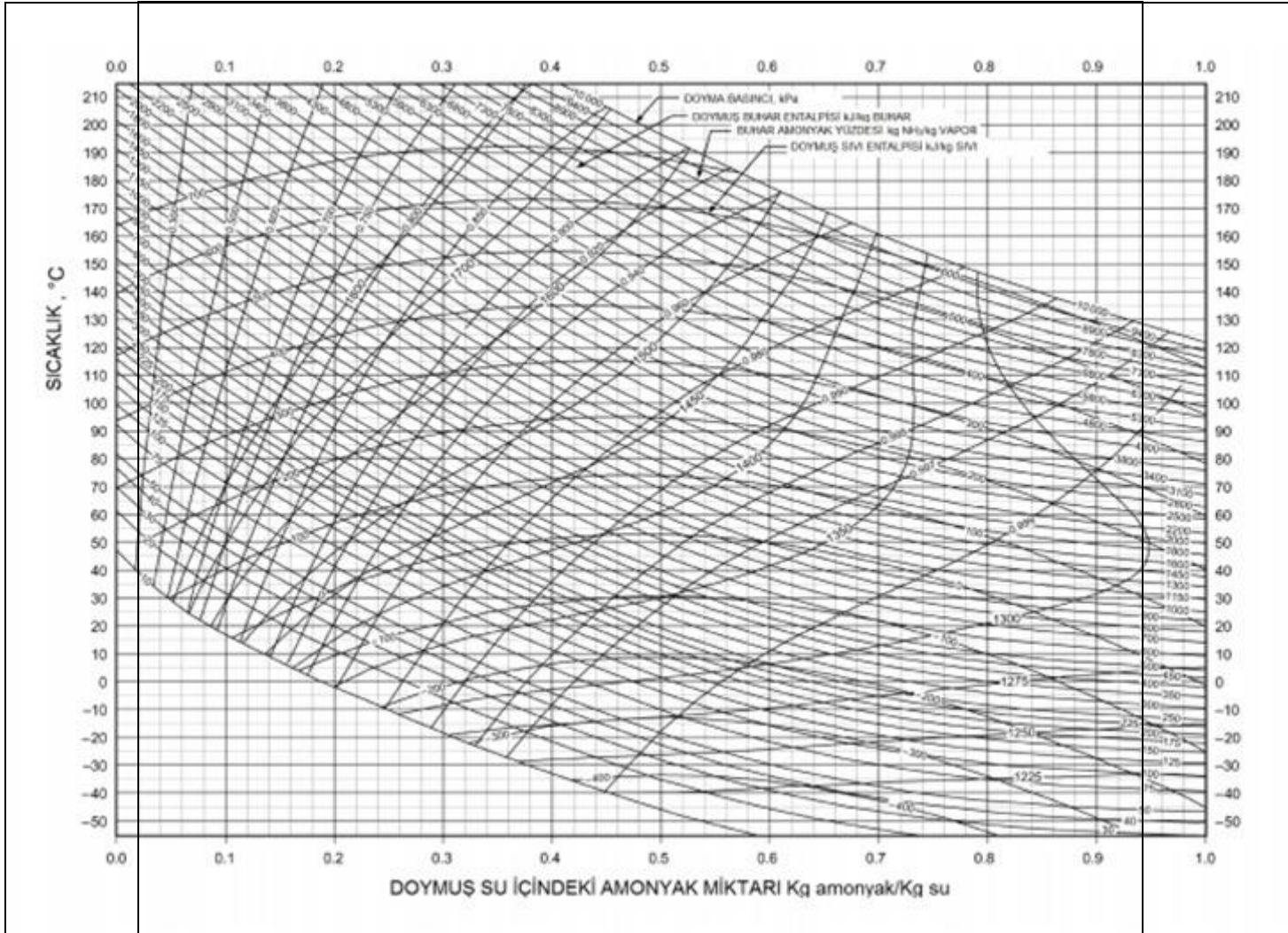
SOĞUTUCU AKIŞKAN AMONYAK (P-h) BASINÇ ENTALPİ DİYAGRAMI

EK-B: Soğutucu akışkan Amonyak (P-h) basınç entalpi diyagramı

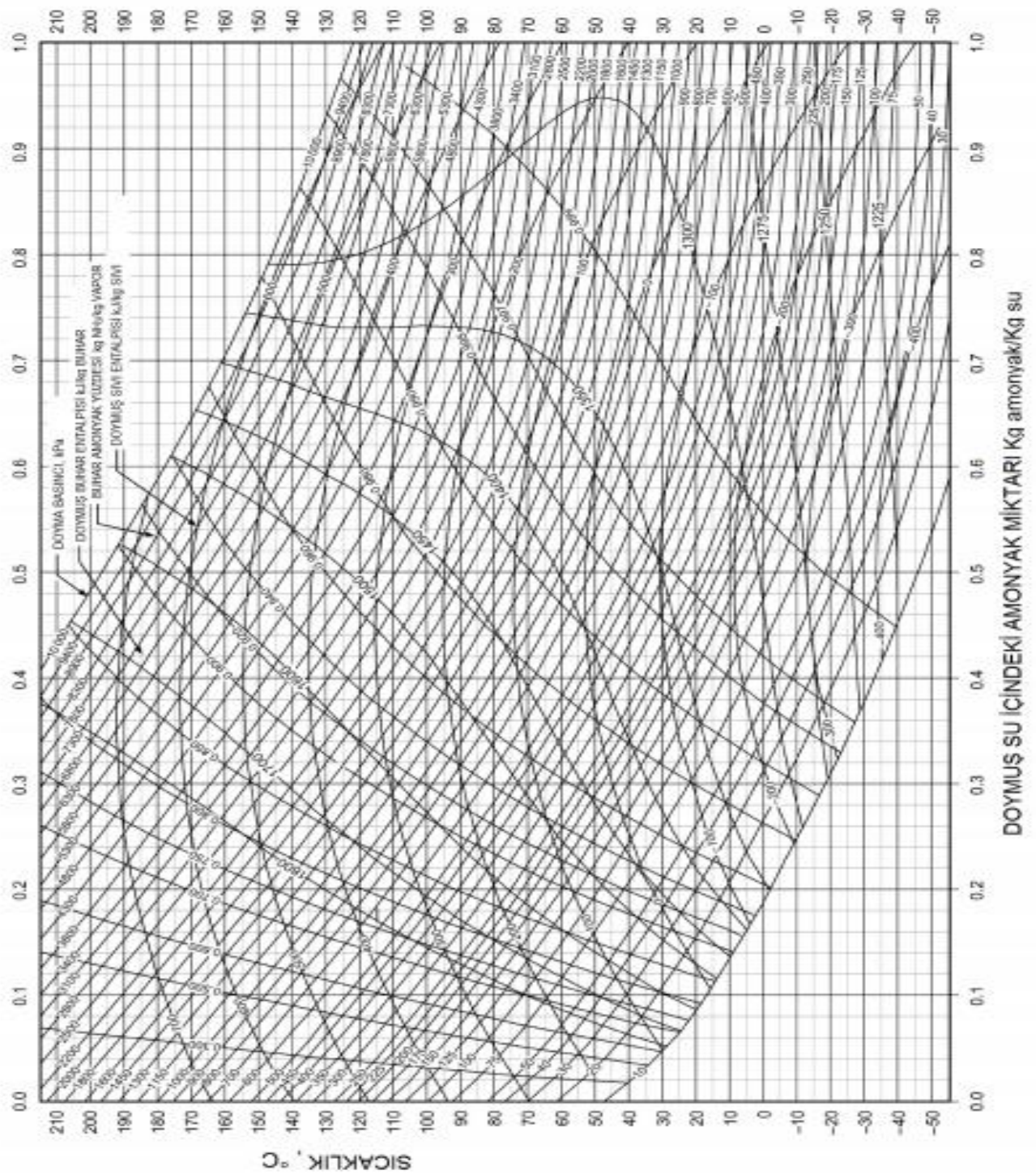


DOYMUŞ SU İÇİNDEKİ AMONYAK MİKTARI(KG AMONYAK/KG SU)VE SICAKLIK DİYAGRAMI

EK-C: Doymuş su içindeki amonyak miktarı(kg amonyak/ kg su) ve sıcaklık diyagramı



EK-C: Doymuş su içindeki amonyak miktarı(kg amonyak/ kg su) ve sıcaklık diyagramı



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Fatma KÜÇÜK
Doğum Tarihi ve Yeri :23.02.1984 Türkoğlu
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :fatmasacak@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Mak.Müh Isı Proses	Yıldız Teknik Üniversitesi	2016
Lisans	Makine Mühendisliği	Afyon Kocatepe Üniversitesi	2007
Lise	Fen-Matematik	İstanbul Vatan Anadolu Lisesi	2002

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2013	İstanbul Büyükşehir Belediyesi	Mak.Müh.
2008	İstanbul İl Özel İdaresi Yatırım İnş. Başk.	Mak.Müh.

