

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇEVRE SICAKLIĞININ Li-Br + H<sub>2</sub>O  
AKIŞKANLI TEK KADEMELİ ABSORBSİYONLU  
SOĞUTMA ÇEVİRİMİNE ETKİSİNİN  
EKSERJİ ANALİZİ TEMELİNDE İRDELENMESİ**

**Makina Mühendisi Sami Murat GÜRSÜRER**

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Olcay KINCAY**

**İSTANBUL, 2005**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMALAR .....	viii
ŞEKİL LİSTESİ .....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ÖNSÖZ.....	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT .....	xiii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK TARAMASI YAPILAN İLGİLİ ÇALIŞMALAR .....	5
2.1 Bourouis, M.; Vallés, M.; Medrano, M.; Coronas, A. ....	5
2.2 Tozer, R.; Syed, A.; Maidment, G. ....	6
2.3 Bruno, J.C.; Valero, A.; Coronas, A. ....	7
2.4 Hwang, Y. ....	8
2.5 Talbi, M.M.; Agnew, B. ....	9
2.6 Keçeciler, A.; Acar., İ.H.; Canberk, A. ....	10
2.7 Kaynaklı, Ö.; Yamankaradeniz, R. ....	12
2.8 Şencan, A.; Yakut, K.A.; Kalogirou, A.S. ....	13
2.9 Ravikumar, T.S.; Suganthi, L.; Samuel, A.A. ....	14
2.10 Horuz, İ.....	15
2.11 Sahoo, P.K. ; Misra, R.D.; Gupta, A. ....	15
3. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ KANUNU .....	17
3.1 Kapalı Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi .....	17
3.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi .....	18
3.2.1 Süreklilik Denklemi .....	18
3.2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun İfadesi .....	19

4. TERMODİNAMİK SİSTEMLERDE İKİNCİ YASA KAVRAMI.....	20
4.1 Entropi.....	22
4.1.1 Mükemmel Gazların Entropi Değişimi .....	22
4.1.2 Mükemmel Gazların Tersinir Politropik Hal Değişimi.....	23
4.2 Entropinin Artışı İlkesi.....	23
4.2.1 Kapalı Sistemlerde Entropi Üretimi.....	24
4.2.2 Açık Sistemlerde Entropi Üretimi.....	25
4.3. Ekserji (Kullanılabilir Enerji) Kavramı .....	27
4.3.1 Kapalı Sistemlerde İkinci Yasa Çözümlemesi .....	29
4.3.2 Açık Sistemlerin Sürekli Akış İkinci Yasa Çözümlemesi .....	31
4.3.3 Zamanla Değişen Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi .....	33
4.3.4 Termodinamik Sistemlerde İkinci Yasa Verimi.....	35
5. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	35
5.1 Soğutma Çevrimlerinde Kullanılan Performans Değerlendirme Araçları.....	36
5.1.1 Sıcaklık – Entropi Diyagramı.....	37
5.1.2 Basınç-Entalpi Diyagramı .....	38
5.1.3 Soğutma Tesir Katsayısı (COP) .....	39
5.2 Soğutmada Kullanılan Çevrimler.....	39
5.2.1 Hava veya Gaz Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimleri .....	40
5.2.1.1 İdeal Gaz Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi .....	40
5.2.2 Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimleri.....	42
5.2.2.1 Ters Carnot Çevrimi.....	42
5.2.2 İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi .....	47
5.2.3 Absorbsiyonlu (Soğurmalı) Soğutma Sistemleri.....	52

6. ABSORBSİYONLU (SOĞURMALI) SOĞUTMA SİSTEMLERİ .....	56
6.1 Akışkan Çifti Karakteristik Özellikleri .....	56
6.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Başlıca Akışkan Çiftleri .....	58
6.3 Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Çalışma Prensibi .....	59
6.3.1 LiBr – H <sub>2</sub> O Akışkan Çiftli Çevrimler .....	59
6.3.2 NH <sub>3</sub> – H <sub>2</sub> O Akışkan Çiftli Çevrimler .....	61
6.4 Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinde Kullanılan Ekipmanlar .....	63
6.4.1 Absorbsiyonlu Amonyak – Su Çilleri .....	63
6.4.1.1 Jeneratör .....	64
6.4.1.2 Isı Değiştiricisi .....	64
6.4.1.3 Doğrultmaç (Redresör).....	65
6.4.1.4 Absorber ve Yoğuşturucu.....	65
6.4.1.5 Buharlaştırıcılar .....	65
6.4.1.6 Çözelti Pompaları .....	65
6.4.1.7 Kapasite Kontrolü .....	65
6.4.1.8 Koruyucu Cihazlar .....	66
6.4.2 Absorbsiyonlu Su – Lityum Bromid Çilleri .....	66
6.4.2.1 Jeneratör .....	67
6.4.2.2 Yoğuşturucu .....	67
6.4.2.3 Absorber .....	67
6.4.2.4 Buharlaştırıcı .....	67
6.4.2.5 Çözelti Isı Değiştiricisi.....	67
6.4.2.6 Çözelti ve Buharlaştırıcı Pompaları .....	67
6.4.2.7 Temizleyici (Purger) .....	67
6.4.2.8 Genleşme Cihazı .....	68
6.4.2.9 Kapasite Kontrolü .....	68
6.4.2.10 Yoğuşan Su Sıcaklığı Kontrolü.....	69
6.4.2.11 Koruyucu Cihazlar .....	69

7. ÇEVRE SICAKLIĞININ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNE ETKİSİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE İLGİLİ BULGULAR .....	70
8. SONUÇ .....	106
KAYNAKLAR.....	108
ÖZGEÇMİŞ .....	113
EK.....	114

## SİMGE LİSTESİ

c	Özgül ısı ( kJ/kg.K )
E	Enerji ( kJ )
e	Özgül enerji ( kJ/kg )
G	Gibbs Fonksiyonu ( kJ/kg )
g	Yerçekimi ivmesi ( m/s <sup>2</sup> )
H	Entalpi ( kJ )
h	Özgül entalpi ( kJ/kg )
I	Tersinmezlik (kJ)
m	Kütle ( kg )
$\dot{m}$	Kütle debisi ( kg/s )
n	Politropik üs ( birimsiz )
P	Basınç ( kPa )
Q	Isı ( kJ )
R	Gaz sabiti ( kJ/kg.K )
S	Entropi ( kJ/kg.K )
s	Özgül entropi ( kJ/kg.K)
T	Sıcaklık ( K )
t	Zaman ( s )
U	İç enerji ( kJ )
u	Özgül iç enerji ( kJ / kg )
V	Hacim ( m <sup>3</sup> )
V	Hız ( m / s )
W	İş ( kJ )
x	Li-Br kütle oranı ( kg/kg )
Z	Yükseklik ( m )
$\Delta$	İki değer arası değişim
$\Sigma$	Toplam
v	Özgül Hacim ( m <sup>3</sup> /kg )
$\partial$	Kısmi türev
$\varepsilon$	İkinci kanun verimi

$\Phi$	Kapalı sistem kullanılabilirliği ( kJ )
$\phi$	Kapalı sistemin birim kütle için kullanılabilirliği ( kJ/kg)
$\Psi$	Açık sistem akış kullanılabilirliği ( kJ )

### İndisler

a	Akış
ç	çıkış
g	giriş
ky	Kayıp
p	Sabit basınç
sis	Sistem
tr	Tersinir
üret	Üretilen
v	Sabit hacim
0	Ölü hal, çevre hali
1	Başlangıç veya giriş hali
2	Son hali veya çıkış hali

### Üsler

$\dot{\phantom{x}}$ (nokta)	Birim zamanda
o (çember)	Standart referans hali

## KISALTMALAR

COP	Soğutma Etkinlik Katsayısı (birimsiz)
KE	Kinetik Enerji ( kJ )
PE	Potansiyel Enerji ( kJ )
SASA	Sürekli Akışlı Sürekli Açık



## ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 4.1	Kapalı sistem şematik şekli.....	25
Şekil 4.2	Açık sistem şematik şekli.....	26
Şekil 5.1	Soğutma makinesi genel şeması .....	36
Şekil 5.2	Suyun T-s diyagramı.....	37
Şekil 5.3	Basınç-Entalpi (P-h).....	38
Şekil 5.4	İdeal gaz akışkanlı soğutma çevrimi (Ters Bryton Çevrimi).....	40
Şekil 5.5	İdeal gaz akışkanlı soğutma çevrimi T-s diyagramı .....	41
Şekil 5.6a	Carnot soğutma çevrimi şematik diyagramı.....	43
Şekil 5.6b	Carnot soğutma çevrimi T-s diyagramı şematik gösterimi.....	44
Şekil 5.7	İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi şematik gösterimi .....	48
Şekil 5.8	İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı şematik gösterimi .....	49
Şekil 5.9	Absorbsiyonlu soğutma çevrimi şematik gösterimi.....	52
Şekil 6.1	Su-Lityum bromid eriyikli tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimi.....	59
Şekil 6.2	Su-Lityum bromid eriyikli tek kademeli absorbsiyonlu soğutma çevriminin basınç-sıcaklık diyagramı .....	60
Şekil 6.3	Tek kademeli amonyak-su akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi.....	61
Şekil 6.4	Direkt ateşlemeli hava soğutmalı amonyak-su çilleri.....	63
Şekil 6.5	Endirekt ateşlemeli su-lityum bromid çilleri .....	66

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 7.1 Trane'den seçilen absorpsiyonlu cihaz katalog değerleri .....	72
Çizelge 7.2 Trane ABH-1 Tek Kademeli cihazı Li-Br için çevrim termodinamik şartları.....	82
Çizelge 7.3 İncelenen soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri.....	88
Çizelge 7.4 Çevre havanın 25°C olduğu durumda sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri.....	89
Çizelge 7.5 Çevre sıcaklıklarına göre ABH-1 Tek kademeli cihazın işletme değerleri.....	90
Çizelge 7.6 Çevre havanın 18°C olduğu durumda soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri.....	96
Çizelge 7.7 Çevre havanın 18°C olduğu durumda sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri.....	97
Çizelge 7.8 Çevre havanın 21°C olduğu durumda soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri.....	100
Çizelge 7.9 Çevre havanın 21°C olduğu durumda sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri.....	101
Çizelge 7.10 Çevre havanın 26.1°C olduğu durumda soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri.....	104
Çizelge 7.11 Çevre havanın 26.1°C olduğu durumda sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri .....	105

## ÖNSÖZ

Enerjinin korunumu prensibini ifade eden termodinamiğin birinci kanunu her ne kadar enerji analizlerinde gerekli ise de, bu kanun analizi bir enerji sisteminin çeşitli bileşenlerinin potansiyelleri ile kullanım sınırlamaları hakkında tam bir değerlendirme vermez. Bu durum enerji sistemlerinin tasarım ve imalatında istenen uyumluluğu sağlamaz. Halbuki termodinamiğin ikinci kanunu veya ekserji analizi enerji sistemlerinin tasarımında ve performans analizinde daha iyi sonuç verir.

Ekserji veya kullanılabilir enerji, bir sistemin çevresi ile denge haline gelirken yapabileceği en fazla faydalı işi belirtir. Bu bakımdan ekserji, belirli bir çevre hali için sistemin iş yapabilme potansiyelinin bir ölçüsüdür. Ekserji analizi ısı sistemlerinin değerlendirilmesinde ve tasarımında giderek daha fazla kullanılmaktadır. Yapılan bu çalışmada çevre sıcaklığına göre değişimin, absorpsiyonlu soğutma sistemini nasıl etkileyeceğini ekserji analizi metoduyla hesaplanması amaçlanmaktadır.

Bu çalışmada çok büyük desteği ve emeği olan yönlendirmeleriyle bana yardımcı olan sayın tez danışmanı hocam Prof. Dr. Olcay KINCAY'a bugüne kadar bende emeği olan tüm hocalarıma, sabır ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

## ÖZET

Absorbsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde elektrik enerjisi yerine ısı enerjisi kullanılması nedeniyle bu çevrimler buhar sıkıştırımlı normal soğutma çevrimlerinden daha ekonomik olmaktadır. Lityum bromür+su sistemi ile çalışan soğutma çevrimleri ile 0°C'nin altında soğutma yapmak mümkün olmamakla beraber, bu sistemin düşük sıcaklıktaki artık su buharı veya sıcak sularla çalışmasının mümkün olması son zamanlarda özellikle soğutma amacıyla geniş bir uygulama alanı bulmasına yol açmıştır. Bu makalede, lityum bromür + su sistemi ile çalışan soğutma çevrimlerinin farklı çevre sıcaklıklarında termodinamik analizi yapılarak soğutma kapasitesi, performans katsayısı ve soğutma suyu ihtiyacının değişimi incelenmektedir.

Bu çalışmada çıkarılabilecek en önemli sonuç; sabit tutulan COP için çevre sıcaklığının termodinamik ikinci kanun verimini doğru orantılı olarak değiştirdiği görülmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Absorbsiyon, soğutma, ekserji analizi, kullanılabilir enerji, ikinci kanun verimi, kullanılabilirlik, lityum bromür + su.

## **ABSTRACT**

Absorption refrigeration systems are more economical than vapour compression systems, since in the previous one heat energy is used rather than electrical. In lithium bromide+water system it is not possible to cool below 0°C; however, in these systems hot water or waste steam can be used, and it has been recently applied for cooling purposes. In this study, exergy analysis which is made of a lithium bromide + water refrigeration system at different environment temperature values and the cooling capacity, performance coefficient and cooling water requirement were determined.

The most significant conclusion out of this study; for constant COP, the second yield law of thermodynamics is positive rated with the environmental temperature values.

**Keywords:** Absorption, refrigeration, exergy analysis, available energy, efficiency of second law, availability, lithium bromide + water.

## GİRİŞ

Mühendislik uygulamaları madde ile enerji arasında bir etkileşim içerir, dolayısıyla termodinamiği ilgilendirmeyen bir çalışma alanı düşünmek zordur. Termodinamiğin uygulama alanlarını yaşamımızın içindedir. Termodinamiğin bazı uygulama alanları insan vücudu, iklimlendirme sistemleri, uçaklar, otomobil motorları, termik veya nükleer güç santrallerin tasarımında ve soğutma sistemlerinde kullanılır.

Termodinamik enerji, enerjinin madde ile ilgili olan ilişkilerini ve değişimini inceleyen bir bilim dalı olarak tanımlanmaktadır. Termodinamiğin konumuz olan soğutma çevrimlerine uygulanmasında termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu kullanılmaktadır. Termodinamik sistemlerde iki esas kavram olan enerji ve entropi birinci ve ikinci kanunun temelini oluşturmaktadır.

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu kanunu olarak ta bilinmektedir. Birinci kanun enerjinin niceliği ile ilgilenirken enerjinin niteliği hakkında bir değerlendirmede bulunmamaktadır. Birinci kanuna göre sisteme giren, çıkan, sistemde depo edilen ve sistemde üretilen enerji miktarlarının toplamı sıfırdır. Enerjinin kendisi, iş yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanır ve ısı enerjisinin bir şeklidir. Aynı zamanda enerjinin son şeklidir, çünkü tüm enerji şekilleri eninde sonunda ısıya dönüşür. Bundan başka çok bilinen enerji şekilleri de vardır; mekanik, elektrik, kimyasal. Bunlarda bir şekilden diğerine kolaylıkla dönüştürebilir. Başka bir deyişle, birinci kanuna göre, sistemle çevresinin etkileşimi sırasında, sistem tarafından kazanılan enerji, çevre tarafından kaybedilen enerjiye eşit olmak zorundadır.

Termodinamiğin ikinci kanunu ise sistemdeki enerjinin niteliğini sorgulamakta ve bu analizleri gerçekleştirmek için gerekli olan açarları içermektedir. İkinci kanun temelinde enerjinin bir türden başka bir türe dönüşümünde birinci kanun gereği enerjinin toplam miktarında değişiklik olmasa bile enerjinin niteliğinde mutlaka bir değişim olacağını savunmaktadır. Termodinamiğin ikinci kanununa göre, “ısı enerjisini iletme için, bir sıcaklık farkı oluşturmalı ve korunmalıdır.” Isı enerjisi, yoğunluk ölçeğinde yukarıdan aşağı doğru iletilir. Yüksek sıcaklıklı bir maddeden çıkan ısı, düşük sıcaklıklı bir maddeye doğru hareket eder. Bu işlem sıcaklık farkı var olduğu sürece devam eder. Yoğunlukla, sıcaklık farkı ne kadar düşük olursa, ısı transfer oranı da o kadar düşük olur.

Buna en güzel ve bilinen örnek dönen mil işidir. Bu örnekte ısının tamamının dönen mil işine dönüştürülmesinin mümkün olmayacağı, ısının bir kısmının dönen mil işine dönüşürken kalan kısmının da düşük sıcaklıktaki bir ortam tarafından alınacağı termodinamiğin ikinci kanununun bir gereğidir.

Bir termodinamik sistemde sistem dışından bir iş etkisi uygulanmadığı müddetçe sistemdeki ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan, yüksek sıcaklıktaki bir ortama geçişinin imkansız olduğu ikinci kanun tarafından ortaya konulmaktadır.

İkinci kanuna göre ısının işe dönüştürülmesi için kullanılabilecek en iyi çevrim teorikte Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi verimi en yüksek olan çevrimdir. Bu çevrimin çalışma prensibi; ısının bir yüksek sıcaklık kaynağından alçak sıcaklık kaynağına geçişini sağlayarak iş üretmektir. Aynı zamanda Carnot çevrimi tersinir bir çevrimdir. Tersine çalışan Carnot çevrimine “Ters Carnot Çevrimi” ya da “İdeal Soğutma Çevrimi” adı verilmektedir. İdeal Soğutma çevriminin çalışma prensibi ise; sistem dışından bir iş alarak alçak sıcaklık kaynağından yüksek sıcaklık kaynağına ısının geçişini sağlamaktır.

Ters Carnot çevrimi Carnot çevriminde olduğu gibi soğutma çevrimleri arasında verimi en yüksek olan çevrimdir. Ancak bu değerlendirmeler teorikte geçerlidir. Pratikte Ters Carnot çevriminin uygulanması çok zordur ve yüksek bir maliyet gerektirdiğinden ekonomik değildir. Bu nedenle Ters Carnot çevrimi soğutma çevrimlerinin kıyaslanmasında referans değer olarak kullanılmaktadır.

Termodinamik sistemlerin analizlerinde birinci kanun analizi ile elde edilecek sonuçların değerlendirilmesi bazı hatalara neden olabilmektedir. Bu nedenle birinci kanun analizi ile birlikte ikinci kanun analizinin de yapılması daha doğru sonuçlara ulaşılmasını sağlayacaktır.

İkinci kanun analizinde iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlar entropiye dayalı olan entropi analizi yöntemi diğeri ise kullanılabilir enerjiye dayalı olan ekserji analizi yöntemidir. Entropi analizi yönteminde, entropi değişimi ve üretilen entropi miktarı hesaplanmaktadır. Ancak bu analiz yöntemi çok karışık işlemler gerektirebilir, ayrıca entropi enerjinin sadece niteliğini ve kalitesini ifade ederken, miktarı hakkında bilgi vermemektedir.

Ekserji (kullanılabilir enerji) yönteminde ise kontrol hacmi sınırı uygun olarak seçilebilirse işlemler çok basit bir hal alabilmektedir. Bu yöntem entropi analizi yönteminin aksine enerjinin niteliği ile birlikte miktarını da belirleyebilmektedir.

Ekserji analizi yöntemine yönelik ilk çalışmalar ondokuzuncu yüzyılın ikinci yansından sonra yapılmaya başlanmıştır. Ekserji kavramı ilk olarak Maxwell tarafından 1871 yılında literatüre kazandırılmıştır. Gibbs “mümkün olan en fazla net iş (dönen mil işi)” adı altında 1873 yılında ekserji analizine yönelik ilk analitik hesap yöntemini oluşturmuştur.

Maxwell 1875 yılında kitabında “mümkün olan en yüksek brüt iş” adı altında ekserji analizine yönelik çok basit bir analiz yapmıştır. 1889 yılında Guoy 'in akış olmayan sistemlerde kullanılabilirlikle ilgili çalışmaları yayınlanmıştır ancak, bu çalışmalardaki ifadeler Gibbs 'in verdiği ifadelerden daha basittir.

Ondokuzuncu yüzyıldan beri ekserji kavramıyla ilgili bir çok çalışma yapılmasına karşın, ekserji kavramının mühendislik literatürüne girmesi 1930 'lu yıllan bulmuştur. Mühendislik alanında ilk gerçekçi çalışmayı 1932 yılında Keenan yapmıştır. Çalışmasında Gibbs 'in vermiş olduğu ifadeleri daha basit ve kullanışlı bir hale getirerek, mümkün olan en yüksek net iş (dönen mil işi) için “kullanılabilirlik” terimini kullanmıştır. 1956 yılında ise Basnakovic'in kullandığı “iş yeteneği” terimi yerine “exergy” terimi kullanılmaya başlanmıştır.

Kullanılabilir enerji analizi metodunda, özellikle 1970'lerdeki enerji darboğazı ve petrol krizinden sonra enerjinin değeri iyice anlaşılmış, maksimum verimlilikte kullanılması gerektiğinin bir zorunluluk olduğu ortaya çıkmıştır. Bu nedenle ekserji analizi metodun da özellikle bu dönem de çok hızlı gelişmeler olmuştur.

Özellikle Bosnakovic, Keenan, Rant, Szargut ve Gaggioli yaptıkları çalışmalarla kullanılabilir enerji analizi metodunun gelişiminde önemli roller oynamışlardır.

Kullanılabilir enerji analizinin gelişim süreci 1980'li yılların sonlarında Kotas ve Szargut tarafından ortaya konulmuştur. Son on beş yıllık süreçte ASME İleri Enerji Sistemleri Bölümü üyeleri kullanılabilir enerji analizinin gelişiminde ön saflarda olmuşlardır. Bu konuyla ilgi temel teşkil edecek nitelikteki çalışmalar, 1990'larda Tsatsaronis ve Moran tarafından yapılmıştır. Moran, kullanılabilir enerji analizinin termodinamik sistem analizinde



kullanılan temel ifadeleri belirlemiş, Tsatsaronis ise kullanılabilir enerji metoduna dayanan termoeconomik optimizasyon konularında çok önemli çalışmalar gerçekleştirmişlerdir.

1992 'de Bohem kullanılabilir enerji analizi yönteminin termodinamik sistemler üzerindeki uygulanabilirliğini yaptığı çalışmasıyla göstermiştir. Kuremenos ve Tsatsaronis enerji sistemlerinin analizinde kullanılabilir enerji analizi yöntemini kullanmışlardır. Stecco ve Moran ise kullanılabilir enerji analizi yöntemi ile dünya enerji rezervlerinin gelecekteki durumlarını tespit etmeye çalışmışlardır. Valero ve Tsatsaronis kullanılabilir enerji analizini kullanarak enerji sistemlerinde verimlilik, maliyet optimizasyonu ve simülasyonu konularında bir çalışma yapmışlardır.

1994 yılında Moran ve Sciubba, ekserji analizinin temel prensiplerini açıklayarak, fiziksel ve kimyasal enerji kavramlarını tanımlamış ve bunları formülize ederek güç sistemlerine nasıl uygulanabileceklerini anlatmışlardır. Aksel Öztürk ise 1998 yılında Clausius eşitsizliği yerine entropiden bağımsız ısının ve işin kullanılabilirliğine dayalı yeni bir eşitlik tanımlamıştır.

Ekserji kavramının temelleri çok eski tarihlere gitmesine karşın , mühendislik alanında kullanılabilirliği ve yaygınlık kazanması çok yakın tarihli zamanlarda başlamıştır. Bu irdelemeden çıkan sonuç kullanılabilir enerji analizi yöntemi, kavramın ortaya çıktığı zamanlarda gerek görülmeyen bir yöntemdi. Bunun başlıca nedeni ise; o dönemlerde enerjinin ucuz ve bol oluşu, doğal enerji kaynaklarında sıkıntı yaşanmamasına bağlıydı. Ancak dünya nüfusu artmaya, sanayileşme hızlanmaya ve daha fazla enerjiye ihtiyaç duyulmasıyla kullanılabilir enerji analizi yöntemi daha sık kullanılmaya başlanmıştır.

Soğutma için ısı enerjisinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemleri de, tıpkı ekserji analizi yöntemi gibi 1850'li yıllarda bulunmasına rağmen günümüze kadar fazla önemsenmemiştir. Ancak günümüzdeki enerji kaynaklarında yaşanan sıkıntılar yüzünden tekrar önem kazanmaya başlamıştır. Sistem çevriminde iki farklı akışkan dolaşmaktadır. Akışkanın bir tanesi buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdan çekilmesini sağlayarak soğutma işlemini gerçekleştirmektedir. Diğer akışkan ise, soğurma işlemini yerine getirerek, çevrimin belli bir kısmında soğutucu akışkanı taşıma görevini üstlenmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin en büyük avantajı düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıyla çalışabilmeleridir. Sistemde gerekli olan ısı, güneş, endüstriyel atıklar, jeotermal enerji, buhar veya su kaynaklarından sağlanmaktadır.

## 2. KAYNAK TARAMASI YAPILAN İLGİLİ ÇALIŞMALAR

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilir enerji analizi yöntemi üzerine dünyada çok çeşitli çalışmalar yapılmış, uluslararası dergilerde, makalelerde yayınlanmıştır. Çalışmamda kaynak oluşturan yazarlar ve yapmış oldukları çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

**2.1. Bourouis, M. ; Vallès, M. ; Medrano, M. ; Coronas, A. (2005),** Temelde geniş soğutma kapasiteli uygulamalarla (endüstri, geniş binalar vb.) kullanılan su-lityum bromür (Li-Br) absorbsiyon sistemleri, ısıyı tekrar kendin bünyesine almamak için soğutma kulesinden su ihtiyacına gereksinim duyar. Orta ve alçak kapasiteli ikamete mahsus ve ticari sistemler daha yoğun hava soğutmalı sıkıştırma sistemleri tarafından kullanılır. Absorbsiyon makineleri düşük kapasitelerde rekabetçi olmak için, hava soğutmalı olmalıdır. Son 109 senede absorbsiyon makineleri gaz yutucularıyla beraber imal edilen birçok Japon ve Koreli firmalar, su-lityum bromür asidinin tuzuyla hava soğutmalı absorbsiyon teknolojisini geliştirmek için projeler geliştirdiler. Hava soğutmalı makinelerin gelişimindeki en büyük problem; daha pahalı ve büyük araçlar içeren büyük ısı alışverişi yüzey ihtiyacı olmasından kaynaklanır. Bunun ötesinde, absorber ve yoğunlaştırıcı içindeki çalışma şartları hava ortamına israf edilmiş ısı için daha yüksek sıcaklıklarla ve derişimlerle belirlenir. Ancak kristalizasyon riski artar. Eğer bu yeni ürün teknolojik olarak geliştirilirse, çeşitli problemlerin yeri belirlenmesi ve çözümü daha kolay olur.

İlk problem geniş çözünürlük alanından dolayı yeni tuz karışımlarının uygunluğu sorunudur. İkincisi ise, aynı anda uygun absorbsiyon prosesini ve etkili hava soğutmasını başarabilen, yeni konfigürasyonlara izin veren absorberden kaynaklanmaktadır. Son olarak da absorberdeki çözeltinin dağılımı ve hava soğutmalı absorbsiyon cihazının diğer parçalarını akılda tutmak gerekir. Böylece daha etkili ve yoğun son ürün dizaynı mümkün olabilir. H<sub>2</sub>O – Li-Br çözeltisi yaratmak için soğurucu akışkana başka tuzlar eklenmelidir. Hava soğutmalı absorbsiyon soğutucu için yeni tuz karışımlarının, seçimi için kriter, sadece çözünürlük sırasındaki artışı içermemek değil, aynı zamanda buhar basıncı, viskozite, aşındırıcılık, termal ve kimyasal kararlılık vb. gibi makine operasyonun diğer halleri de içermemelidir. Önerilen şu anki yıllarda karışımlarının arasında su (LiBr + LiI + LiNO<sub>3</sub> + LiCl) mükemmel termofiziksel özelliklerden dolayı göze çarpar. Örneğe dikkat edilecek olursa, % 62 derişimdeki tipik tuzda, kristalizasyon sıcaklığı 30<sup>0</sup>C civarındadır. Eklenen tuzlar Li-Br çözeltisinden daha düşüktür. Ancak lityum kloridin varlığı buhar basıncını azaltmaktadır.

Lityum iyodür ve lityum nitrat çözünürlüğü geliştirir ve lityum nitrat sistemdeki aşınmayı azaltır. Gerçekte bu çok katkılı çözelti, absorpsiyonlu sistemlerde birçok hava soğutmalı prototipler geliştirmesi için kullanılıyor. Dikey tüplerdeki H<sub>2</sub>O-LiBr çözeltileriyle zar absorpsiyon prosesi hakkındaki birçok deneysel çalışmalar, bu tiplerin dış yüzeyleri üzerinde zar düşümüyle ve ayrıca soğutma suyuyla nispeten düşük sıcaklıklarda absorpsiyonda ısı kaybına sebep olduğunu göstermiştir. Sadece Kuvasawa düz ve pürüzlü dikey tüpler içinde oluşan çözeltinin absorpsiyonlu sistem için deneysel olarak çalışabildiği görülmüştür. %55 konsantrasyonunda H<sub>2</sub>O-Li-Br çözeltisiyle ve 19-32<sup>0</sup>C seviyesinde soğutma suyu sıcaklığında deneyler yapılarak çalışabildiği görülmüştür. Bu konsantrasyonda ısı transferi katsayıları 0.4 – 2.0 kW seviyesindeydi. Yeni çalışmayla akışkanı kullanarak sarmal emici içinde ısı ve kütle transferinin deneysel bilgisini yayınlandı ve çözeltinin ısı ve kütle akımı performanslarının H<sub>2</sub>O + Li-Br çözeltisine göre yaklaşık %2 ve %5 daha yüksek olduğunu belirlendi. Bir önceki çalışmada hava soğutmada absorberle su soğutucusu prototip içinde birleştirilmek için dizayn edilmiştir.

Absorber, cebren dikey yüzgeçli tüpler içerisinden geçiyor ve aynı zamanda tüpler içinde su buharı akımını emiyor. Absorpsiyon prosesi hava soğutmalı, termal durumlarda tekil su soğutmalı dikey tüp absorber içinde geleneksel çalışma akışkanı H<sub>2</sub>O-Li-Br kullanarak çalıştırılmıştır. Bu uygulamayla sonuçlar, aynı deneysel düzenekte çok parçalı tuz çözeltisiyle bulunmuştur ve H<sub>2</sub>O-Li-Br ile karşılaştırılmıştır.

**2.2. Tozer, R. ; Syed, A. ; Maidment, G. (2004),** Sıcaklık entropi diyagramları (T-S), termodinamiğin hem 1. hem 2. konumları açısından değerlendirilmesinin belirlenebilmesinin eşsiz önemi vardır. Bununla birlikte geliştirilmiş T-S diyagramlarının kullanımı NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O sistemleri için istisnasıyla geliştirilmiş, absorpsiyon, çemberlerini göstermek veya sunmak için yapılır. Bu diyagramlar, Li-Br-H<sub>2</sub>O sistemlerini belirlemek için dereceli cetvele özellikle değiştirilmemiştir.

Bunun için temel engel, diyagramın hem soğutulmuş su hem de Li-Br- H<sub>2</sub>O çözeltisinin gerekli özelliklerini göstermeye ihtiyacı olmasından kaynaklanır. Bu uygulama, gerçek ve ideal Li-Br-H<sub>2</sub>O absorpsiyon çevrimlerini göstermek için eklenen genişletilmiş kavislerle suyun T-S diyagramını tanımlar. Bu açıklama, geniş diyagramlar inşa etmek için kullanılmış metodların termodinamik gerekçelerinin detaylarını içeren çoğu metodları uygun hale getirir.

Sıcaklık-entropi (T-S) diyagramları üzerinde absorpsiyon çevrimlerinin tanımlarını kullanır. Bununla birlikte genelleştirilmiş absorpsiyon çevrimi 1967'ye kadar Eber tarafından doğru bir şekilde tanımlanamadı. Bunun ötesinde bir yıl sonra NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O için T-S diyagramının detaylı tanımı Eber tarafından Almanya'da yapıldı. Bu çalışmayı bu konuyu iyice anlayabilmek adına bir yıl sonra Eber tarafından sadece bir farklı yayın takip etti. Bununla birlikte, son zamanlarda ayrıca Alfred ve Rodermacher T-S diyagramı üzerinde absorpsiyon çevrimlerini tanımladı.

Li-Br-H<sub>2</sub>O çözeltileri için genişletilmiş T-S diyagramlarının başarıyla haritası çizildi. Bunlarla, soğutma, ısı pompaları ve ısı değiştiricileri için birçok çevrimleri (çok etkili, çok kademeli, çok katkılı) tanımlamak mümkün olur.

Bunun ötesinde şimdi sadece Li-Br-H<sub>2</sub>O absorpsiyon çevrimlerini tanımlamanın mümkün olması değil de, T-S diyagramın termodinamiğin hem 1., hem 2.kanunları tanımlayabilecek eşsiz karaktere sahiptir. O yüzden tersinmez çevrimleri tatbik edebilecek bu çalışmalara ilave olunmalıdır.

**2.3. Bruno, J.C. ; Valero, A. ; Coronas, A. (2004),** Mikrogaz türbinleri (MGT) ve absorpsiyon soğutmalarının birleşimi grid bağlantı ve izole edilmiş bölgelerde küçük ölçekli yayılmış nesil için elektrik, soğutma ve ısıtmayı aynı zamanda üretmek için geniş seviyelerdeki yakıtları kullanarak ortaya çıkmış bir teknolojidir.

Bu çalışma doğrudan doğruya çift etkili su-LiBr absorpsiyon soğutmalarına birleştirilmiş farklı güç kapasitelerinin MGT'nin performanslarıyla çalışır. Ayrıca sonradan yanmalı doğalgaz, sistemin soğutma kapasitesini arttırmak için kullanılır. Bu çalışma sonradan çalışmalı derecesinin 4 MGT güç boyutlarının birleştirilmiş sistem performansı üzerindeki etkisini analiz eder. Burda iki durum düşünülür. Birincisinde taze hava sonradan çalışmalı doğalgazla beraber eklenir ve ikincisinde ekleme olmaz. Son duruma çalışma reaksiyonu için oksijen gereksinimi MGT egsoz gaz akımından çıkarılır. Karşılaştırma olması amacıyla belirlenmiştir ki, bu çalışmayla ayrıca absorpsiyon çiller kullanmak MGT içeren geleneksel sisteme göre avantajları chiller'in COP'unun daha yüksek olmasıdır. Çünkü yeni sistem, daha yüksek sıcaklıklarda çalıştırılıyor, elektrik ve soğutulmuş su birleştiriliyor ve ayrıca geniş bir soğutulmuş su üretimi kapasitesinin mevcut olmasının da katkısı büyüktür.

Tek ve çift kademeli absorpsiyon çilleri literatürde alışılmış varsayımlar yapılarak maddelenir. En önemli parametreler şu şekildedir. Giriş ve çıkış soğutulmuş su sıcaklıkları sırasıyla 12,2°C ve 67°C'dir. Çillerin çıkıştaki egsoz gazı 170°C'ye ayarlanmış ve çillerin ısı değiştiricisi altına akımın çıkışında sıcaklığı 100°C olduğu belirlenmiştir. Sıcak su çiller için düşünülen giriş ve çıkış sıcak su sıcaklıkları sırasıyla 93°C ve 87,7°C'dir.

Daha geleneksel tek kademeli sıcak su kullanılan sistem üzerinde sonradan çalışmalı sistemle doğrudan kullanılan absorpsiyon çillerin ana avantajları, daha yüksek COP olması, elektrik ve soğutulmuş su üretimi ve yüksek mertebelerde soğutulmuş su üretimi kapasitesi arasında bağlantıyı çözmektedir.

Çiller durumları incelendiğinde: bir durumda fazladan taze hava, sonradan çalışmalı için eklenildi. Diğer durumda eklenilmedi. Ek taze havayla MGT boyutuna bağlı olarak 500'den 1600'den fazla kW kadar artan 30 kW ile 100 kW arasında elektrik gücü kapasiteli MGT içinde doğrudan etkili çillerin soğutma kapasitesine olumlu katkısı olmuştur. Sonradan çalışan ve taze havayla MGT, absorpsiyon çiller sisteminde, sistemin optimum küresel işletme noktasını üretene kadar yaklaşık 0,25 PCF oranı kadar sonradan çalışan sisteme göre optimum miktarı vardır. Bu orandaki değerde işletme giderlerinin en az olacağı anlamına gelir. Bu noktanın maksimum etkisi tam olarak çillere giren gazların maksimum sıcaklığına uyarlanmasıyla net şekilde görülebilir. Sonradan yanmalı doğalgaz miktarı arttıkça, soğutma kapasitesi artar. Fakat birleştirilmiş hava için ihtiyacı olan taze hava ayrıca MGT'den gelen gazlar tarafından ısıyı arttırır ve sulandırır. Bu sebepten dolayı sonradan çalışmalı kesin optimum değerini aştıktan sonra soğutma gücü azaldığı görülmüştür.

**2.4. Hwang, Y. (2004),** Bu tez bir mikrotürbin ve absorpsiyon çiller (RMA) ile birleşik soğutma sisteminin performans potansiyelini sunar ve analiz eder. Mikrotürbinin atık ısı ek soğutma sağlayan absorpsiyon çillerini çalıştırır. Bu ek soğutma kapasitesi, ya soğutma sistemlerinin kondenserin çıkışındaki sıvının serinliğin altına düşürmek için kullanılır, ya da soğutma sistemindeki kondensere giren havanın ön soğutması için kullanılır.

Bundan başka, serinlik altında yararlanılmamış herhangi arta kalan soğutma kapasitesi mikrotürbine alınan havayı ön soğutma yapmasına yardım edebilir.

Mikrotürbinler çevresinden kolaylıkla etkilenen artan elektrik ihtiyacına karşı güvenilir güç materyali tedarik etmek için yeni kurulmuş güç nesil teknolojileri olarak ortaya çıkmıştır. Eğer mikrotürbinler atık ısı absorpsiyon çiller tarafından telafi ederlerse ,güç materyali olarak mikrotürbinler kullanarak sistemin enerjisinin hızlı ve verimli çalışması geliştirilebilir.

**2.5. Talbi, M.M. ; Agnew, B. (2000),** Tek kademeli H<sub>2</sub>O-Li-Br akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde birinci ve ikinci kanun üzerinde incelemelerde bulunmuşlar, sistemin ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu analiz esnasında sistemin modellemesini yapmış ve sistem elemanları üzerindeki tersinmezlikleri hesaplamaya çalışmışlardır.Sistemdeki her bir ekipman ve karışım için enerjinin ve kütlenin korunumu eşitlikleri akışkanların termodinamik özelliklerine bağlı kalınarak hal denklemi halinde yazılmıştır. Enerji dengeleri tablo haline getirilip listelenerek, çözeltileri elde etmek için kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda hal denklemleri oluşturulurken kullanılan eşitlikler detaylı bir şekilde ekler kısmında verilmiştir.

Simülasyonu gerçekleştirilen sistemde, jeneratör ısı kaynağı olarak 500°C'deki atık gazı kullanmaktadır. 35°C sıcaklığındaki dış ortam ise evaporatör, kondenser ve absorber için soğurucu ortam görevini üstlenmektedir. Model iç ve dış sistemlerden meydana geldiği düşünülerek hesaplanmıştır. Dış sistem, iç sistem ile çevre bağıntısını temsil etmektedir. İç sistem ise evaporatör, kondenser, absorber, jeneratör, eriyik pompası, iki genişleme valfi ve ısı değiştiricisini içine alan standart absorpsiyon çevrimi elemanlarından oluşmaktadır. Dış sistem 3 adet açık hava çevriminden oluşmaktadır ve iç sisteme ve iç sistemden çevreye ısı taşıyıcı kaynağı olarak verilmişlerdir.

Bu hesaplamalar esnasında kullanılacak formülleri ve ifadeleri bilgisayar ortamına aktararak fortran programlama dili yardımıyla çevrim içersindeki her bir noktadaki değerlerin analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu analizler sayesinde her bir ekipmandaki ekserji ve ekserji kayıpları hesaplayarak, sistemdeki ekipmanların verimlerinin belirlenebilmesini sağlamışlardır.

Çalışma sonucunda, çıkan sonuca göre, kondenserdeki yük evaporatör yüküne göre bir parça daha fazladır. Kondenser ve evaporatör yükleri yaklaşık olarak %27.8 jeneratör ve absorber yüklerinden daha azdır. Bu fark saf sıvılarla olmamakla beraber, karışım sıcaklığına bağlı olarak ta değişmektedir. Absorpsiyon soğutma çevrimi ekserji metodunun avantajlarını göstermesi

açısından etkilidir. Isı transfer prosesinde oldukça büyük kayıplar vardır, bunlar ısı dengesiyle hesaplanamaz.

**2.6. Keçeciler, A. ; Acar, İ.H. ; Canberk, A. (1997),** Bu çalışmalarında, sıcak çermik havzasının özelliği dikkate alınarak, sosyal tesis ve otellerde iklimlendirme ve soğuk depolara olan ihtiyacı karşılamak amacıyla, alışılmış mekanik soğutma sistemlerine alternatif bir soğutma sistemi tasarlamışlardır. Bu nedenle mevcut jeotermal enerji kullanılması düşünülerek, H<sub>2</sub>O-Li-Br çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Sistem etkinliğinin çeşitli parametrelere bağlı değişimleri grafiksel olarak verilmiş ve sonuçları irdelemilerdir. Ayrıca seçtikleri modellemeye uygun laboratuvar ortamında jeotermal kaynak kullanımına uygun bir deney düzeneği oluşturarak, ekipmanlarda gerekli analizleri yapmışlardır.

Sistemin analizinde bazı kabullerde bulunmuşlardır:

- Analizi sürekli rejim şartlarında gerçekleştirmişlerdir.
- Jeneratör çıkışındaki akışkan kızgın buhar olup sıcaklığı, jeneratör sıcaklığındadır.
- Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında su olduğunu ve kondenser sıcaklığında olduğunu kabul etmişlerdir.
- Evaporatörden çıkan soğutucu su buharı doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır.
- Absorberden çıkan eriyik, absorber sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
- Jeneratörden çıkan eriyik, jeneratör basıncı ve sıcaklığında denge halindedir.
- Sistemde bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Çevreyle olan ısı etkileşimi ihmal edilmiştir.

- Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.
- Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşit alınmıştır.

Absorbsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde, enerji olarak buhar veya sıcak su kullanılmaktadır. Bu durum özellikle jeotermal enerjinin soğutma amacıyla kullanılması bakımından büyük önem arz etmektedir.

Ülkemizde 100°C 'nin altında bir çok jeotermal kaynak mevcuttur. Bu kaynakların düşük verim nedeniyle elektrik enerjisi üretiminde kullanılması mümkün olmamaktadır. Ülkemizin günden güne artmakta olan soğuk depo ihtiyacı göz önüne alınacak olursa bu kaynakların soğutma amacıyla kullanılabilmesi ülkemiz açısından büyük ekonomik bir kazanç sağlamaktadır.

Yaptıkları deneysel çalışmada yaklaşık 225.57 kW kapasitesindeki bir tesis için 60°C sıcaklıkta jeotermal kaynaktan 12.5 kg/s suyun yeterli olacağını yaptıkları analiz ve hesaplamalarla bizlere göstermişlerdir. H<sub>2</sub>O-Li-Br soğutucu akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarının, ısıl ve fiziksel özellikleri, termodinamik analiz ve boyutlandırmasına ilişkin gerekli çalışma ve araştırmaları gerçekleştirmişlerdir. Hesaplamalar için gerekli bağıntıları formülize etmişlerdir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, güneş enerjisi, atık ve yenilenebilir enerji kaynakları ideal enerji kaynaklarıdır. Bu araştırmalarında, doğal bir enerji kaynağı olan jeotermâl enerjiyi kullanarak soğutma işlemini gerçekleştirmişlerdir.

Analizlerinde sistemin COP' si ECOP' u ve her birindeki ısı alışverişlerini hesaplamışlardır. Elde edilen sonuçları grafiklerle yorumlamışlardır. Jeotermal enerji kullanabilen sistemde ısı kaynağının sıcaklığı 55-80°C arasında değiştirmişlerdir. Kondenser sıcaklığını 30 - 40 - 50°C olarak farklı sıcaklıklardaki parametre değerlerini hesaplamışlardır.



**2.7. Kaynaklı, Ö. ; Yamankaradeniz, R. (2003),** Bu çalışmalarında, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı geri kazanımı için kullanılan eşanjörlerin, sistemin performans katsayısına etkilerini incelemişlerdir. Sistemde kullanılacak akışkan çifti olarak, absorpsiyonlu soğutma sistemleri arasında yaygın olarak kullanılan amonyak - su akışkan çiftini tercih etmişlerdir. Çevrimin termodinamik analizini yaparak, amonyak ve amonyak - su eriyiğine ait termodinamik özellikleri vermişlerdir. Sistemde kullanılan 3 adet eşanjörün etkenlik katsayılarının değişiminin, sistemin COP değeri üzerindeki etkilerini gözlemlemişlerdir.

Ayrıca jeneratör, kondenser, absorber ve evaporatör sıcaklıklarının sistemin performansına etkilerini de araştırmışlardır.  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansının belirlenmesi için termodinamik özelliklerden yararlanarak, temel enerji ve kütle dengesi denklemlerini bilgisayar ortamına aktarmışlardır. Sistemin simülasyonunu oluşturarak, 3 adet eşanjörün farklı etkenlik değerlerinde ve farklı kondenser, evaporatör, absorber ve jeneratör sıcaklıklarında sistemin performansını incelemişlerdir. Çevrimde kullanılan amonyak ve  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  eriyiğinin sıcaklıklarını ne ölçüde etkilediğini tabloda detaylı olarak vermişlerdir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin ve sistemin çalışma sıcaklıklarının sistemin performansı üzerindeki etkilerini belirleyebilmek için yaptıkları bu çalışmada şu bulgulara ulaşmışlardır;

- Kaynaticıdan çıkan fakir eriyik yardımıyla zengin eriyiğin sıcaklığının artırılması için kullanılan 1 nolu eşanjör sistemin performansını en fazla etkileyen eşanjör olmaktadır.
- 1 nolu eşanjörde gerçekleştirilebilecek maksimum ısı geçişinde, COP yaklaşık %70 oranında artarak 0,66 değerine ulaşmaktadır. Bu esnada eşanjörde, zengin ve fakir eriyik arasında gerçekleşen ısı geçişi miktarı 1113,91 kJ/kg' dır.
- 2 nolu eşanjör, göz önüne alınan şartlarda COP değerini en fazla %6 oranında artmakta ve diğer eşanjörlere göre COP değerini en az oranda etkileyen eşanjör olmaktadır. 2 nolu eşanjörde maksimum gerçekleşebilecek ısı transfer miktarı, amonyak buharının eşanjörü doymuş şartlarda terk etmesi durumunda gerçekleşip 154,86 kJ/kg'dır.

- 3 nolu eşanjör COP değerini en fazla %14 oranında arttırarak sistemin performansı üzerindeki etkisi 1 ve 2 nolu eşanjörler arasında kalmaktadır. Etkenliğin 1 olması durumunda evaporatörden çıkan amonyak buharı kondenser sıcaklığına kadar ısınmaktadır. Bu esnada sıvı haldeki amonyak daha da soğuyarak evaporatöre girmekte ve sistemin soğutma kapasitesi dolayısıyla, COP değeri artmaktadır. Eşanjörde gerçekleşebilecek maksimum ısı transferi 77.89 kJ/kg' dır.
- Jeneratör sıcaklığının artışıyla fakir eriyik konsantrasyonu azalmakta, evaporatör sıcaklığının artışıyla zengin eriyik konsantrasyonu artmaktadır. Bu iki etkide COP değerini arttırmaktadır.
- Kondenser sıcaklığının artışıyla fakir eriyik konsantrasyonu artmakta, absorber sıcaklığının artışıyla zengin eriyik konsantrasyonu azalmaktadır. Bu etkide COP değerini azaltmaktadır.

**2.8. Şencan, A. ; Yakut, K.A. ; Kalogirou, A.S. (2005),** Çalışmalarında kullandıkları ısıtma ve soğutma uygulamaları için, tek kademeli H<sub>2</sub>O-Li-Br akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminde ekseni analizi gerçekleştirmişlerdir. Oluşturdukları absorpsiyonlu soğutma sistemindeki her bir ekipmandaki kayıp ekserji, entalpi, entropi, sıcaklık, kütle akış oranı ve sıcaklık oranlarının analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda kondenser ve evaporatördeki ısı yükü ve ekserji kayıplarının, jeneratör ve absorberinkinden daha az olduğunu anlamışlardır. Bunun nedeni ise çözeltideki karışım sıcaklığına bağlıdır.

Ayrıca, modelleme yapılarak bir simülasyon programı yazarak, bu programı farklı işletme şartları altındaki absorpsiyon sisteminin COP ve ekserji verimliliğini belirlemek için kullanmışlardır. Bu bilgisayar programını yazmak için Fortran 90 programlama dilini kullanmışlardır. Bilgisayar programı ısı ve kütle eşitlikleri, ısı transfer eşitlikleri ve H<sub>2</sub>O-Li-Br termodinamik özelliklerine ait hal denklemlerini kaynak olarak kullanmışlardır.

Program çevre durumunu, ısı değiştirici etkinliğini, soğutma ve soğutulmuş suyun giriş sıcaklıklarını ve kütle akış oranını içermektedir. Parametreler programa girerek, program çevrimin her bir noktasındaki sıcaklık, entalpi, entropi, kütle akış oranı, karışım

konsantrasyonunu ve karışımdaki ekserji değerlerini hesaplamışlardır. Ekserji verimi ve COP ayrıca hesaplamışlardır. Çıkan sonuçları tablolar halinde bizlere sunmuşlardır. Bu program simülasyon ve çevresi ile sistem arasında gerçekleşen ısı transferinin analizini kolaylaştırmıştır. Sisteme dışarıdan çözelti pompası üzerinden iş girişi olurken, sistem içersindeki sürtünmeden dolayı oluşan kayıplar ihmal edilmiştir.

Hesapladıkları değerler ışığında jeneratör ve evaporatörde ki ısıtma ve soğutma işlemlerinde dışarıdan kullanılan soğutma suyunun ve ısıtmada kullanılan akışkanın giriş sıcaklıklarının COP ve kayıp ekserji üzerindeki etkileri grafikler yardımıyla analiz etmişlerdir.

Ayrıca, oluşturdukları simülasyon modeli değişik işletme şartları altında çalışırken, sistemin birinci ve ikinci kanun verimliliklerini araştırmış ve karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak ortaya çıkan, sistemdeki ısı kaynağı sıcaklığı yükseldiği zaman, sistemin ısıtma ve soğutma COP değerinin de biraz yükselmekte olduğudur. Bununla birlikte tüm ısıtma ve soğutma uygulamaları için, ısı kaynağı sıcaklığı arttığı zaman, sistemin ekserjistik verimliliği azalmaktadır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemindeki COP analizinde, soğutulmuş su giriş sıcaklığı yükseldiği zaman COP değerinin de biraz yükseldiğini bizlere kanıtlamışlardır. Bununla birlikte, soğutulmuş su giriş sıcaklığı arttığı zaman, soğutma uygulamaları için sistemin ekserjistik verimliliğinin de azalmakta olduğunu gözlemlemişlerdir. Isıtma uygulamalarında ise, soğutma suyu sıcaklığı arttığı zaman, sistemin COP ve ekserjistik verimlilik değerinin de arttığını görmüşlerdir.

**2.9. Ravikumar, T.S. ; Suganthi, L. ; Samuel, A.A. (1998),** Bu çalışmalarında güneş enerjili çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde ekserji analizini gerçekleştirmişler, ekserji değişim miktarlarını detaylı olarak incelemişlerdir. Sistem parametrelerinin etkisi, daha iyi dizayn ile sistem performansını iyileştirmeye yönelik hamleler birinci ve ikinci kanun temelleri üzerinde durarak analiz etmişlerdir. İkinci kanun analizinin, nicel olarak bir sistemdeki kayıpları temsil etmesi ve optimizasyon için net eğilimler vermesi bu çalışmada gözlemlenebilmektedir.

Yapılan bu çalışmanın ortaya koyduğu; aygıtın kalitesi düştüğünde aygıttaki elverişlilik doğrusal olarak değişim göstermektedir. Bu, evaporatör, kondenser veya absorberin kullanılabilirliğinin çevrim şartlarını değiştirmesi ve jeneratör kullanılabilirliğindeki uygun bir

değişime neden olması izlenimini bırakmaktadır. Sonuçta, sistem performansı ve ekserji verimi üzerinde güneş kolektörünün maksimum sıcak etkisi yarattığı gözlemlenmiştir.

**2.10. Horuz, İ. (1998),** Bu çalışmada  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  ve  $\text{H}_2\text{O-Li-Br}$  bromid akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılmasını gerçekleştirmiştir. Temel olarak buhar içindeki  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  ve  $\text{H}_2\text{O-Li-Br}$  çözeltilerinin karşılaştırılmasını ve çözeltilerdeki derişikliklerin analizlerini gerçekleştirmiştir.  $\text{H}_2\text{O-Li-Br}$  çözeltisinin kristalleşme riski üzerinde durmuş ve kristalleşme sıcaklığı ile ilgili analizlerde bulunmuştur.

Yine sistemde mevcut ekipmanların işletme sıcaklıklarında, COP üzerindeki etkileri grafikler yardımıyla analiz etmiştir. Su-lityum bromid akışkan çiftinin çok düşük sıcaklıklardaki soğutma işlemlerinde kullanılamayacağını, sebebi olarak da bu akışkan çiftinde suyun soğutucu olduğunu ve suyun sıfır derecenin altında katı faza dönüşerek kristalize olduğunu ortaya koymuştur. Yine yaptığı karşılaştırmalar ve analizle sonucunda, su-lityum bromid çözeltisinin, amonyak-su çözeltisinden daha iyi bir performans ortaya koyduğunu göstermiştir. Çalışma sonucunda yapılan değerlendirmede, buhar absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan su-lityum bromid çözeltisinin havalandırma uygulamalarından daha üstün olduğu görülmüştür. Bu sistemlerde kullanılan  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  ise, büyük tonaj gerektiren endüstri alanlarında, düşük sıcaklık gerektiren proses uygulamalarında kullanılmasının gerektiği görülmüştür.  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  çevriminin kabul edilebilir bir performans sağlayabilmesi için  $\text{H}_2\text{O-Li-Br}$  çevriminden daha karmaşık bir yapıya sahip olması gerektiği vurgulanmıştır.

**2.11. Sahoo, P.K. ; Misra, R.D. ; Gupta, A. (2003),** Tek etkili  $\text{H}_2\text{O-Li-Br}$  buhar absorpsiyon soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında klima amaçlı bu sistemi optimize edebilmek için, öncelikle çalışmalarında ekserji üzerine kurulu termoeconomik tekniğini açıklamışlardır.

Bu teknik uygulaması, sistem ve ekipmanlarının detaylı bir ekserji analizi, sistem ekipmanlarının yatırım maliyetlerinin hesabı, ekipmanların termodinamik değişkenler cinsinden yatırım maliyetlerinin açıklanması, detaylı bir ekserji esaslı termodinamik analiz, seçilen eksergo ekonomik değişkenlerin üzerinde karar değişkenlerinin etkilerinin değerlendirilmesi ve tekrarlı optimizasyon prosedürü konularını içermektedir. Enerjinin etkili kullanımı ve fiyat etkisi yükselen değerlerde önemli hale geldiği için, termodinamik ve

ekonomik kısıtlamaların her ikisine tabi tutularak bu sistemlerin optimize edilmesine ihtiyaç duyulmuştur.

Günümüzde en çok şu iki termodinamik metod kullanılmaktadır; Birinci metod ortalama maliyetleri ele alırken, ikincisi ise termoekonomik fonksiyonel analizleri ve mühendislik fonksiyonel analizlerini ele almaktadır. Bütün bu saydığımız termoekonomik optimizasyon metodlarının en gözle görülen avantajı, nümerik analizlerin karmaşık metodlarını kullanmadan karmaşık uygulamalı problemleri çözebilme kapasitelerine sahip olmalarıdır.

Bu çalışmalarında araştırmacılar optimizasyonu gerçekleştirmek için, birinci yöntem olan ortalama maliyet yaklaşım yöntemini tercih etmişlerdir. Seçtikleri bu yöntemle modelledikleri çevrim üzerindeki noktalarda gerekli analizleri yaparak, sistemin termoekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir.

### 3.TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ KANUNU (Çengel, 1996)

Termodinamiğin birinci kanunu bir sistemde enerjinin bir şekilden diğerine dönüşümü ile ilgilidir ve bu dönüşümler sonucunda sistemin toplam enerjisinin değişmeyeceğini ifade eder. Bu kanun enerjinin korunumu ilkesi olarak ta adlandırılmaktadır. Bu kanuna göre enerji yoktan var, vardan da yok edilemez, ancak şekil değiştirebilir. Bizde bundan faydalanarak (enerji dönüşümleri) ısıyı üretiyor, hareket ediyor ve cisimleri hareket ettiriyoruz. Buhar makineleri, diğer ısı üretim makineleri ve yakıtlı motorlar hepsi bu kanunun öngördüğü şekilde enerjinin işe dönüştürülmesinden faydalanarak çalışmaktadır.

Termodinamik sistemlerin analizinde sistem sınırlarını belirlemek çok önemlidir, belirlenen sistem sınırına göre, sistem kapalı sistem veya açık sistem olarak incelenebilmektedir. Sistem sınırlarının uygun bir şekilde seçilmesi hesapların basitleştirilmesini sağlamaktadır.

Temel olarak, sistem sınırları içerisinde sistem içine veya dışına kütle transferi oluyorsa sistem, “açık sistem” olarak tanımlanır, olmuyorsa sistem “kapalı sistem” olarak tanımlanmaktadır.

Şimdi sırasıyla kapalı ve açık sistemler için birinci kanun ifadesinin en genel haliyle analizlerini gerçekleştirelim.

#### 3.1. Kapalı Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi

Bu çalışmanın tamamında kontrol hacmine giren ısı pozitif, giren iş negatif, kontrol hacminden çıkan ısı negatif, çıkan iş pozitif işaretli olarak kabul edilecektir.

Termodinamiğin birinci kanununun genel ifadesi;

$$\delta Q - \delta W = \Delta E \quad (3.1)$$

1 denge halinden 2 denge haline geçerken herhangi bir kapalı sistem için termodinamiğin birinci kanun ifadesi;

$$\int_1^2 \delta Q - \int_1^2 \delta W = E_2 - E_1 \quad (3.2)$$

$$Q_{1,2} - W_{1,2} = (U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) \quad (3.3)$$

şeklindedir.

### 3.2. Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi (Çengel, 1996)

Yaptığımız çalışma gereği açık sistemleri sürekli akışlı sürekli açık sistemler (SASA) olarak kabul ederek analizlerimizi bu varsayım üzerinden gerçekleştireceğiz. Sürekli akışlı sürekli açık sistemde akışkanın kontrol hacminden sürekli bir akışı söz konusudur. Akışkanın özellikleri kontrol hacmi sınırları içinde, bir noktadan diğerine değişiklik gösterebilir. Zaten tanım içinde geçen sürekli sözcüğüyle zamanla değişmeyen anlamı belirtilmektedir. Sürekli akışlı açık sistemlerle ilgili aşağıdaki yargılarda bulunulabilir;

- Kontrol hacmi içerisinde yeğin ve yaygın hiçbir özellik zamanla değişmez. Böylece kontrol hacminin, kütlesi, hacmi ve toplam enerjisi, sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde sabit kalır. Bu yargının bir sonucu olarak ta, hacim sabit olduğundan bu sistemlerde sınır işi de sıfıra eşittir.
- Kontrol hacminin sınırlarındaki hiçbir özellik zamanla değişmez. Bu nedenle giren ve çıkan akışkanların özellikleri zamana göre sabittir.
- Sürekli akışlı sürekli açık sistemlerin çevresiyle ısı ve iş etkileşimi zamanla değişmez. Bu nedenle sistemin birim zamanda çevresiyle yaptığı ısı alışverişi veya birim zamanda yaptığı iş sabittir.

#### 3.2.1. Süreklilik Denklemi

Denklem 3.4' de en genel haliyle açık sistemler için süreklilik ifadesi verilmiştir.

$$\sum_{\text{giren}} \dot{m} - \sum_{\text{çıkın}} \dot{m} = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (3.4)$$

Yukarıdaki eşitliğin sol tarafı kontrol hacmi içerisindeki kütle transferini, sağ taraf ise kontrol hacmi içerisindeki kütle miktarı değişimini ifade etmektedir.

Sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemlerde süreklilik ifadesi kütle korunumu ilkesi olarak adlandırılır. Sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemlerde kontrol hacmi içerisindeki toplam kütle

zamanla değişmez. Bu kütlenin korunumu ilkesinin bir gereğidir. Bu durumda kütlenin korunumu ilkesi gereğince, kontrol hacmine giren toplam kütlenin, kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olması gerekmektedir. Buna göre Sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemlerde süreklilik kanunu;

$$\sum_{\text{giren}} \dot{m} - \sum_{\text{çıkın}} \dot{m} = 0 \quad (3.5)$$

şeklini alır.

### 3.2.2. Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Genel İfadesi

Açık sistemlerde birinci kanun ifadesinin en genel hali;

$$\sum_{\text{giren}} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - \sum_{\text{çıkın}} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) + \dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial E}{\partial t} \quad (3.6)$$

şeklindedir. Bu eşitliğin sol tarafı kontrol hacmi içindeki enerji transferini, sağ taraf ise kontrol hacmi içindeki enerji miktarı değişimini ifade eder. Sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemlerde kontrol hacmi içerisindeki enerji miktarı değişimi sıfırdır. Buna göre, Sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$\sum_{\text{giren}} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - \sum_{\text{çıkın}} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) + Q - W = 0 \quad (3.7)$$

şeklini alır.



#### 4. TERMODİNAMİK SİSTEMLERDE İKİNCİ YASA KAVRAMI (Çengel, 1996)

Çeşitli enerji türlerinin birbirine eşdeğer miktarda dönüştüğünü belirleyen termodinamiğin birinci yasası, enerji türlerinin birbirlerine kendiliğinden dönüşebilme eğilimleri hakkında bir sınırlama getirmemektedir. Oysa, diğer enerji türleri kendiliğinden ısıya dönüştüğü halde, ısı diğer enerji türlerine kendiliğinden dönüşmemektedir. Buna benzer olarak doğada gerçekleşen bir çok olayda tek yönlüdür.

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin bir formdan diğer bir forma dönüşümü ile ilgili iken, ikinci kanun bu dönüşümün ne oranda olabileceği ile ilgilidir. Birinci yasa hal değişimlerinin yönü üzerinde herhangi bir kısıtlama koymaz, ancak birinci yasanın sağlanması hal değişimlerinin gerçekleşeceği anlamına da gelmemektedir. Bir hal değişiminin olup olmayacağı konusundaki birinci kanunun yetersizliği, ikinci kanun ile kapatılabilmektedir.

Kısaca ikinci kanun; bir süreç içinde gerekli toplam enerji sabit kaldığı halde, sürtünme ve benzeri temaslar yüzünden kullanılabilir enerji azalmaktadır ve bunun sonucu olarak yüzde yüzlük verimle çalışan bir makina yapılamaz.

Termodinamiğin ikinci kanunu, fiziğe geri döndürülemez (tersinmez) olaylar düşüncesini getirdi. Bu kanuna göre fiziksel hadiselerde geri döndürülemez belirli bir eğilim vardır. Örneğin, bir bardak sıcak çay etrafına ısı vererek soğur ve hiç bir zaman çayımız verdiği ısıya kendiliğinden toplayıp eski haline gelmez. Yukarıdan serbest bırakılan bir top yerden sekip bırakıldığı yüksekliğe kadar çıkmayı başaramaz. Bir pervaneyi ne kadar hızlı çevirirsek çevirelim, çevirme işlemini bıraktıktan bir müddet sonra durur ve hiç bir zaman da sürtünmeye harcadığı enerjisini toparlayıp tekrar dönmeye başlamaz. Bir odaya sıktığımız parfüm ilk önce yakın çevresi tarafından hissedilir, bir süre sonra karşı köşedeki arkadaşımız bile kokuyu alır, ama daha sonra koku gittikçe etkisini kaybeder ve parfüm zerrecikleri atmosferde dağılıp gider. Hiç bir zaman odadan çıkmama söz konusu olamaz, geri dönüşsüz evrensel eğilimin etkisinde bir harekete mecbur kalır.

Bütün bu saydığımız süreçlerin ortak yanı; belirli bir doğrultuda, düzenden düzensizliğe, bütünden yayılmaya, kullanılır olabilirlikten kullanılamazlığa doğru, yol almalarıdır.

R.Clausius bu evrensel eğilime entropi ismini verdi ve matematiksel bir ifadesini oluşturmayı başardı. Entropi Yunanca kökenli bir kelime olup "Bir sistemin düzensizlik derecesinin ölçüsü" manasında kullanılır.

İkinci yasa kısaca entropi artışı olarak özetlenebilir. Bütün varlıkların, eninde sonunda entropisi artmaktadır. Kainattaki olayların tümü yukarıda saydığımız gibi geri dönüşümlü olmayan olaylardır. Bizi ısıtan ve aydınlatan güneş bir bardak sıcak çay gibi ısını tüketmektedir. İçinde bulunduğumuz Samanyolu galaksisi ve diğer galaksiler bir odaya sıktığımız parfümün zerrecikleri gibi birbirlerinden hızla uzaklaşmaktadırlar. Kısacası evrenin entropisi sürekli olarak artmaktadır.

Sürekli enerji kaybından dolayı eninde sonunda evrenin entropisi maksimum değere ulaşacaktır. Bu andan itibaren evrenin her yeri aynı sıcaklık ve yoğunlukta olacak. Bu maksimum düzensizlik halinde iş yapacak kullanılabilir enerji olmadığından bütün fiziksel, kimyasal ve biyolojik süreçler duracaktır. Bu umutsuz tabloya bilim adamları "Isı ölümü" adını verirler.

Fiziğin en temel kanunlarından birisi olan "Termodinamiğin İkinci Kanunu", evrende kendi haline, doğal şartlara bırakılan tüm sistemlerin, zamanla doğru orantılı olarak düzensizliğe, dağınıklığa ve bozulmaya doğru gideceğini söyler. Canlı, cansız bütün herşey zaman içinde aşınır, bozulur, çürür, parçalanır ve dağılır. Bu, er ya da geç her varlığın karşılaşacağı mutlak sondur ve söz konusu kanuna göre bu kaçınılmaz sürecin geri dönüşü yoktur.

Bir olayın kendiliğinden olup veya olmaması veya ısı ve iş arasındaki kalite farkı ancak termodinamiğin ikinci kanununa dayandırılarak açıklanabilmektedir. Termodinamiğin ikinci yasası, ısı makineleri ve soğutma makineleri gibi temel mühendislik sistemlerinin verimlerinin üst veya kurumsal sınırını ve kimyasal reaksiyonların hangi oranlarda gerçekleşeceklerini belirler. Sistemlerde enerjinin niteliğini korumak çok önemlidir, ikinci yasa enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koymaktadır.

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısı işe dönüştüren hiçbir güç makinesinin verimi %100 olamaz, yani ısının tamamı işe çevrilemez. Benzer şekilde, "bir ortamı çevre sıcaklığının altına soğutabilmek için ikinci bir enerji kaynağına ihtiyaç vardır." ve "Isı sıcaklığın düşük olduğu bir

ortamdan yüksek olduğu bir ortama dışarıdan herhangi bir yardım almadan kendiliğinden geçemez." ifadeleri de termodinamiğin ikinci kanununun sonuçlarıdır.

#### 4.1. Entropi

Entropi, enerjinin kalitesini, kullanılabilirliğini belirleyen termodinamik bir özelliktir. Termodinamik sistemlerin entropi değişiminin bilinmesi, sistemin entropisinin bilinmesinden daha önemli ve daha kullanışlıdır.

Bütün tersinir hal değişimleri için entropinin genel ifadesi;

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (4.1)$$

Sistem 1 halinden tersinir bir hal değişimi ile 2 haline gelirse;

$$S_2 - S_1 = \left[ \int_1^2 \frac{dQ}{T} \right]_{\text{tersinir}} \quad (4.2)$$

olur.

##### 4.1.1. Mükemmel Gazların Entropi Değişimi

Gazların özgül ısıları ve özgül hacimleri genellikle sıcaklıkla değişir. Ancak hesapları basitleştirmek için bu özellikler küçük sıcaklık aralarında aritmetik ortalamaları alınarak sabit kabul edilebilir. Sabit özgül ısı ve özgül hacim değerleri için entropi değişimi ifadeleri (Hsieh, 1993);

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (4.3)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (4.4)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{P_2}{P_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (4.5)$$

#### 4.1.2. Mükemmel Gazların Tersinir Politropik Hal Değişimi

Mükemmel gazlarda;  $pV = mRT$  ve politropik hal değişimlerinde;  $pV^n = \text{sabit}$  böylece, mükemmel gazların entropi değişimi (Horsley, 1993);

$$S_2 - S_1 = \frac{m(nc_v - c_p)}{n-1} \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (4.6)$$

(5.6) denklemi  $n \neq 1$  ve  $T_1 \neq T_2$  durumlarında kullanılabilir.

#### 4.2. Entropinin Artışı İlkesi

Bir hal değişimi sırasında ayrık bir sistemin entropisi her zaman artar, ancak hal değişiminin Tersinir olması durumunda sabit kalmaktadır. Başka bir deyişle, ayrık bir sistemin entropisi hiçbir zaman azalmaz.

Yukarıdaki anlatım entropinin artışı ilkesini açıklamanın bir yoludur. Isı geçişi olmadığı zaman, entropi değişimi sadece tersinmezliklerden kaynaklanır ve bu etki her zaman entropiyi artırma yönündedir. Entropinin artışı ilkesi kapalı sistemlere ve açık sistemlere uygulanabilecek genel bir ifadedir, çünkü her zaman bir sistem ve çevresi ayrık bir sistem oluşturur. Bu bağıntı bir hal değişiminde toplam entropi değişiminin artı veya sıfıra eşit olabileceğini vurgulamaktadır. Gerçek bir hal değişimi tersinir değildir, bu nedenle gerçekleşen her hal değişimi toplam entropinin biraz daha artmasına neden olmaktadır.

Tersinir bir hal değişimi sonucu sistemin entropi değişimini veren (4.2) ifadesi, hal değişiminin tersinmez olduğu durumda (4.7) haline dönüşür;

$$S_2 - S_1 > \left[ \int_1^2 \frac{dQ}{T} \right]_{\text{tersinir}} \quad (4.7)$$

Yukarıdaki ifadedeki eşitsizliği gidermek için, eşitsizliğin sağ tarafına sistemde oluşan entropi üretimini simgeleyen  $S_{\text{üret}}$  terimini ekleyelim;

$$S_2 - S_1 > \left[ \int_1^2 \frac{dQ}{T} \right]_{\text{tersinir}} + S_{\text{üret}} \quad (4.8)$$

buradan;

$$S_{\text{üret}} = (S_2 - S_1) - \left[ \int_1^2 \frac{dQ}{T} \right]_{\text{tersinir}} \quad (4.9)$$

Yukarıdaki ifadelerden aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir;

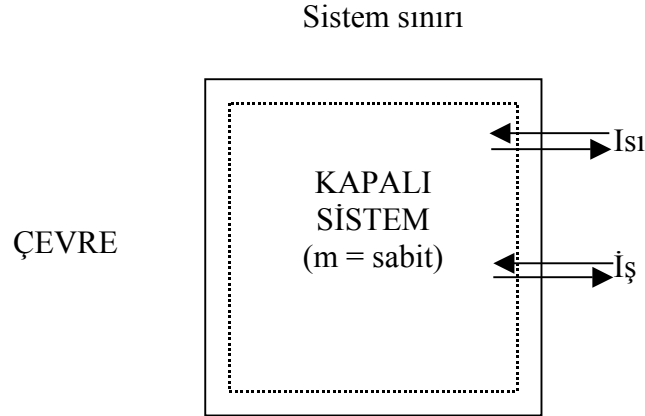
- Tersinir işlemlerde entropi üretimi sıfırdır.
- Tersinmez işlemlerde entropi üretimi sıfırdan büyüktür.
- Bir işlemde entropi üretimi ne kadar büyükse, işlemin tersinmezliği o kadar fazladır.
- Entropi üretimi hal değişimi sırasında izlenen yola bağlıdır ve termodinamik bir özellik değildir. Entropi değişimi ise yoldan bağımsızdır ve termodinamik bir özellik olup entropi üretimi ile karıştırılmamalıdır.
- Entropi üretimi sıfırdan küçük olamaz.
- Verimi en yüksek olan çevrimler tersinir hal değişimlerinden oluşan çevrimlerdir. Dolayısıyla, bir çevrimin verimini yükseltmek için çevrimizdeki tersinmezliklerin azaltılması, yani entropi üretiminin minimize edilmesi gerekmektedir.
- Termodinamiğin birinci kanunundan “enerji yok edilemez ve yoktan da var edilemez” sonucu çıkarken, termodinamiğin ikinci kanunundan “entropi yoktan var edilebilir ama asla yok edilemez” sonucu çıkar.

#### 4.2.1. Kapalı Sistemlerde Entropi Üretimi

Kapalı bir sistemin sınırlarından kütle girişi ve çıkışı olmamaktadır. Bu nedenle entropi değişimi sistemin ilk ve son hallerindeki entropileri arasındaki farktır. Kapalı bir sistemdeki entropi değişimi, ısı geçişiyle alakalı olan sistem sınırındaki entropi transferi ile sistem sınırları içerisindeki entropi üretimine bağlıdır.

Kapalı bir sistemin hal değişimi sırasındaki entropi değişimi, sistem sınırlarından transfer olan entropi ile sistem sınırları içinde tersinmezliklerden dolayı üretilen entropinin toplam miktarına eşittir. Kapalı sistemle ilgili olarak anlatılanların şematik bir gösterimi Şekil 4.1’de görülmektedir.

Yukarıdaki sözlü anlatımın matematiksel ifadesi en genel haliyle denklem 4.10’da verilmektedir.



Şekil 4. 1 Kapalı sistem şematik şekli

$$S_{\text{üret}} = (S_2 - S_1) - \left[ \int_1^2 \frac{dQ}{T} \right]_{\text{tersinir}} \geq 0 \quad (4.10)$$

Yukarıdaki ifadede, eşitlik tersinir işlemlerde, eşitsizlik ise tersinmez işlemlerde geçerlidir.

Kapalı sistemlerde entropi üretimi için genel tanım;

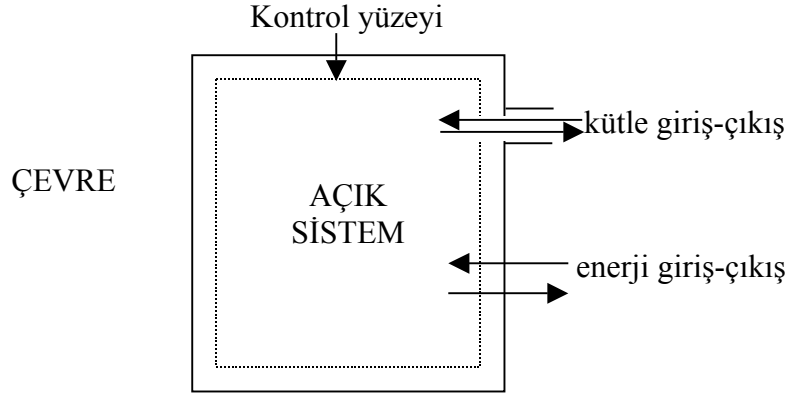
$$\left( \begin{array}{c} \text{Sistemin} \\ \text{Entropi} \\ \text{Üretimi} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Sistemin} \\ \text{Entropi} \\ \text{Değişimi} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Sistemin} \\ \text{Sınırdaki} \\ \text{Entropi} \\ \text{Transferi} \end{array} \right)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir.

#### 4.2.2. Açık Sistemlerde Entropi Üretimi (Çengel, 1996)

Şekil 4.2' de örnek bir açık sistem şematik şekli verilmiştir.

$$S_{\text{üret}}^{\bullet} = \frac{\partial S}{\partial t} - \sum_{i=0}^n \frac{Q_i^{\bullet}}{T_i} + \sum_{\text{çıkış}} \dot{m} s - \sum_{\text{giren}} \dot{m} s \geq 0 \quad (4.11)$$



Şekil 4.2 Açık sistem şematik şekli

Açık sistemlerde entropi üretimi için genel tanım;

$$\left( \begin{array}{c} \text{Sistemin} \\ \text{Entropi} \\ \text{Üretimi} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Sistemin} \\ \text{Entropi} \\ \text{Değişimi} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{c} \text{Sistemin} \\ \text{Sınırdaki} \\ \text{Entropi} \\ \text{Transferi} \end{array} \right) + \left( \begin{array}{c} \text{Sistemden} \\ \text{çıkan} \\ \text{Entropi} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{c} \text{Sisteme} \\ \text{Giren} \\ \text{Entropi} \end{array} \right)$$

Denklem (4.11)'de; eşitlik tersinir işlemlerde, eşitsizlik ise tersinmez işlemlerde geçerlidir.

### 4.3. Ekserji (Kullanılabilir Enerji) Kavramı (Çengel, 1996)

Çeşitli enerji türleri üç grupta toplanabilir;

- Diğer enerji türlerine sınırsız olarak dönüştürülebilen enerji (örneğin; mekanik ve elektrik enerjisi)
- Diğer enerji türlerine sınırlı olarak dönüştürülebilen enerji (iç enerji ve ısı)
- Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi olanak dışı olan enerji (örneğin; çevrenin iç enerjisi)

Baehr "Verilmiş bir ortamda bütün diğer enerji türlerine dönüşebilen enerjiye kullanılabilir enerji veya ekserji adı verilir" der. Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi imkansız olan enerjiye ise kullanılamaz enerji (bağlı enerji) veya anerji denir. Dolayısıyla bütün enerji türleri için aşağıdaki eşitlik yazılabilir;

Enerji = Ekserji + Anerji

Termodinamiğin birinci kanununa göre bütün proseslerde ekserji ve anerjinin toplamı sabit kalır. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ise sadece tersinir proseslerde ekserjinin miktarı sabit kalır. Bütün tersinmez proseslerde ekserji kaybı gerçekleşmektedir. Anerjiyi ekserjiye dönüştürmek imkansızdır.

Ekserjinin daha ayrıntılı tanımı Bosnjakovic tarafından yapılmıştır; "ekserji tersinir bir proses sonunda çevre ile denge sağlandığı taktirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır." Güncel tanımıyla ekserji, enerjinin mil işine dönüştürülebilen kısmıdır. Enerjinin mil işine dönüştürülebilen ve dönüştürülemeyen kısımları, kullanılabilir enerji (ekserji) ve kullanılamaz enerji (anerji) olarak düşünülebilir.

Termodinamikte, kullanılabilir enerji, enerjinin mekanik veya elektrik enerjisine dönüştürülebilen performansı ile sınırlandırılmıştır. Termodinamiğin ikinci kanunu, ısının işe dönüşümü ile sınırlıdır, çünkü sistemde elde edilen ısının yalnızca bir kısmı işe dönüştürülebilmektedir. Bu nedenle, kullanılabilir enerji göz önüne alınan ısı miktarından daha azdır.



Bir sistemde, içinde bulunduğu çevre ile termodinamik dengede ise çevre ile sistem arasında herhangi bir ısı ve iş etkileşimi gerçekleşmez. Bu hale "Ölü hal" denir. Ölü haldeki sistemler iş üretemez. Ölü halde bulunan sistemler 0 (sıfır) indisi ile gösterilmektedir.

Bütün işlemlerin tersinir olduğu ideal hal değişimleri ile elde edilen işe tersinir iş adı verilmektedir. Güç üretme sistemlerinde tersinir iş, bir sistemin ilk halden son hale geçerken yaptığı maksimum iştir. Soğutma sistemlerinde tersinir iş ise belirli bir miktar soğutmayı yapabilmek için gerekli minimum iştir.

Bir sistemin hareketli sınır işinin bir kısmı çevreye karşı yapıldığından; sistemin ilk halden son hale geçerken yaptığı maksimum işten (tersinir iş), çevreye karşı yapılan iş çıkarılarak "maksimum faydalı" iş bulunmaktadır.

Verilen bir haldeki sistemin sadece çevresi ile etkileşimde bulunarak ölü hale geçmesi sonucu elde edilebilecek maksimum faydalı işe; sistemin kullanılabilir enerjisi, kullanılabilirliği veya ekserji denilmektedir. Bu durumda, faydalı işin maksimum olması için sistemdeki bütün işlemlerin tersinir olması gerektiği görülmektedir.

Enerji ile kullanılabilir enerji (ekserji) arasında bazı farklar vardır:

- Enerji yok edilemez, kullanılabilir enerji ise yok edilebilir.
- Kullanılabilir enerji, sistemin bütün halleri için sıfırdan büyük veya sıfıra eşittir.
- Kullanılabilir enerji, sistemin bulunduğu halin ölü hale göre sapmasını gösterir
- Kullanılabilir enerji, sistemler arasında transfer edilebilir ve içlerindeki tersinmezliklerde yok edilebilir.

Ekserjinin hesaplanabilmesi için aşağıdaki verilerin bilinmesi gerekmektedir;

- Çevrenin, sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonun belirtilmesi,
- Tersinir bir prosesin varlığının kabul edilmesi gerekir.

### 4.3.1. Kapalı Sistemlerde İkinci Yasa Çözümlemesi (Çengel, 1996)

Sistem sadece çevreyle ısı alışverişinde bulunmakta, başka bir ısı enerji deposuyla ısı alışverişine izin verilmemektedir. Kapalı sistemin ayrıca hareketsiz olduğu kabul edilmekte, bu nedenle sistemin kinetik ve potansiyel enerjisi değişmemektedir. İncelenen kapalı sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları aşağıdaki gibi yazılabilir:

Termodinamiğin birinci kanunu:

$$Q - W = U_2 - U_1 \quad (4.12)$$

Termodinamiğin ikinci kanunu:

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \quad (4.13)$$

Burada  $T_{\text{çevre}} = T_0$ ,  $Q_{\text{çevre}} = -Q$  olup,  $S_{\text{üretim}}$  hal değişimi sırasındaki toplam entropi üretimi, başka bir deyişle toplam entropi değişimidir. Bu iki denklem arasında ısı geçişi terimi yok edilir ve  $W$  çözülürse,

$$W = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.14)$$

elde edilir.  $W$ , hal değişimi sırasında gerçekleşen toplam iştir. Hal değişimi sırasında sistemin hacmi değişirse, bu işin bir bölümü çevreye karşı (veya tarafından) yapılacaktır. Bu durumda gerçek işle çevre işinin arasındaki fark olan yararlı iş aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (4.15)$$

veya

$$W_y = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.16)$$

$W_y$ , 1-2 hal değişimi sırasında kapalı sistem tarafından (veya üzerinde) yapılan yararlı iş olup, yukarıdaki denklemde ilk ve son hallerdeki sistem özellikleri, çevre özellikleri ( $P_0$ ,  $T_0$ ) ve hal değişimi sırasında üretilen entropiyle ifade edilmiştir.

Bu kez aynı sistem, aynı ilk ve son haller arasında ve aynı çevre ortamında tersinir bir hal değişiminden geçsin. Başka bir deyişle, sistemle çevre arasındaki ısı alışverişi tersinir olarak gerçekleşsin ve sistem içinde sürtünme ve benzeri tersinmezlikler olmasın. Tersinir hal değişimleri sırasında entropi üretimi yoktur, bu nedenle  $S_{\text{üretim}} = 0$  bulunur. Bu hal değişimi sırasında yapılan yararlı iş, tersinir iştir ve (4-16) numaralı denklemden entropi üretim terimi  $S_{\text{üretim}}$ 'i sıfıra eşitleyerek elde edilir:

$$W_{\text{tr}} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad (4.17)$$

Bu denklem,  $T_0$  sıcaklık ve  $P_0$  basınçta bulunan çevresiyle ısı alışverişi olan kapalı sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki hal değişimi sırasında yapabileceği en çok yararlı işi vermektedir.

Kapalı sistem kullanılabilirliği (4.17) numaralı denklemde 1 halini verilen hal (indissiz) ile, 2 halini de ölü hal (0 indisi) ile değiştirerek elde edilir:

$$\Phi = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad (4.18a)$$

veya

$$\Phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + p_0(v - v_0) \quad (4.18b)$$

Bu denklemlerden, kapalı sistemin ölü haldeki ( $u = u_0, s = s_0, v = v_0$ ) kullanılabilirliğinin sıfır olduğu açıkça görülmektedir. Başka bir deyişle, çevresiyle dengede bulunan bir sistemden iş elde etmek olanaksızdır.

1 ve 2 halleri arasındaki bir hal değişimi için tersinir iş, kullanılabilirlikle de ifade edilebilir:

$$W_{\text{tr}} = \Phi_1 - \Phi_2 \quad (4.19a)$$

veya

$$W_{\text{tr}} = \phi_1 - \phi_2 \quad (4.19b)$$

Sözlü anlatımla, kapalı bir sistemle ilgili tersinir iş, kapalı sistemin kullanılabilirliğindeki azalma (veya sıkıştırma durumunda artma) olmaktadır. Bunu (4.18a) numaralı denklemi ilk ve son haller için yazıp, bulunan iki denklemin farkını alarak göstermek olasıdır. Son halin ölü olması durumunda ( $\Phi_2 = 0$ ), kapalı sistemin ilk haldeki kullanılabilirliği ( $\Phi_1$ ) ve hal

değişimi sırasındaki tersinir iş ( $W_{tr}$ ) eşit olurlar. Kullanılabilirliğin hal ile, tersinir işin ise hal değişimi ile ilişkili olduğu vurgulanmalıdır.

Kapalı bir sistemin hal değişimiyle ilişkili tersinmezlik aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.20a)$$

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 s_{\text{üretim}} \quad (4.20b)$$

#### 4.3.2. Açık Sistemlerin Sürekli Akışlı İkinci Yasa Çözümlemesi

Sürekli akışlı açık bir sistem ele alınsın. Sisteme birden çok giriş çıkışın olabileceği ve sistemin  $P_0$  basıncında ve  $T_0$  sıcaklığındaki çevre ortamla ısı alışverişinde bulunabileceği kabul edilsin. Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları aşağıdaki gibi yazılabilir.

Termodinamiğin birinci yasası:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left( h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c \right) - \sum \dot{m}_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (4.21)$$

Termodinamiğin ikinci yasası:

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_c \left( h_c + \frac{V_c^2}{2} + gz_c - T_0 s_c \right) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.22)$$

bulunur. Bu denklemlerle verilen  $\dot{W}$ , açık sistemde yapılan gerçek iştir, bu aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi sözkonusu değildir.

Tersinir iş, yukarıdaki denklemlerde toplam entropi üretimi terimi  $\dot{S}_{\text{üretim}}$  sifıra eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\phi \left( h_\phi + \frac{V_\phi^2}{2} + gz_\phi - T_0 s_\phi \right) \quad (4.23)$$

Sürekli akışlı açık sistemin bir giriş ve bir çıkışı varsa, yukarıdaki denklem basitleştirilebilir:

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} \left[ (h_g - h_\phi) - T_0 (s_g - s_\phi) + \frac{V_g^2 - V_\phi^2}{2} + g(z_g - z_\phi) \right] \quad (4.24a)$$

Veya sistemden geçen birim kütle için:

$$w_{tr} = (h_g - h_\phi) - T_0 (s_g - s_\phi) + \frac{V_g^2 - V_\phi^2}{2} + g(z_g - z_\phi) \quad (4.24b)$$

$$= T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (4.24c)$$

Akış kullanılabilirliği (4.24) numaralı denklemde giriş hali indissiz olarak, çıkış hali de ölü hal olmak üzere 0 indisiyle gösterilirse, ( $V_0 = 0, z_0 = 0$ ):

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V_2}{2} + gz \quad (4.25)$$

elde edilir. Bu bağıntıdan yararlanarak, tersinir işi akış kullanılabilirliğiyle göstermek mümkündür.

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\phi \psi_\phi \quad (4.26)$$

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için,

$$w_{tr} = \psi_g - \psi_\phi \quad (4.27a)$$

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\psi_g - \psi_\phi) \quad (4.27b)$$

elde edilir. Bir açık sistemde birim zamanda tersinmezlik  $\dot{I}$  veya birim kütle için tersinmezlik  $i$ , tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (4.28)$$

Birim kütle için tersinmezlik ise (4.20b) numaralı denklemin aynıdır:

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.29)$$

Sürekli akışlı açık sistemle çevre ortam dışındaki cisimler arasında ısı geçişi, kapalı sistemler için verilen yöntem uygulanarak gözönüne alınabilir. Örneğin, sürekli akışlı açık sistemle  $T_R$  sıcaklığındaki bir ısı enerji deposu arasında  $\dot{Q}_R$  miktarında ısı geçişi oluyorsa, tersinir iş bağıntısı açık sistem için birinci ve ikinci yasa denklemlerini yazıp, çevreyle ısı geçişini gösteren terimi yok ederek bulunur:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\phi \psi_\phi - \dot{Q}_R \left( 1 - \frac{T_0}{T_R} \right) \quad (4.30)$$

#### 4.3.3. Zamanla Değişen Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

Kontrol hacmi 1 halinden 2 haline geçen düzgün akışlı dengeli bir açık sistem oluşturmaktadır. Kontrol hacmine, özellikleri zamanla ve giriş kesiti üzerinde değişmeyen kütle girişi (g) ve kütle çıkışı (ç) olabilmektedir. Kontrol hacmine kütle birden çok noktadan girip çıkabilmekte ve kontrol hacmi  $P_0$  basıncında,  $T_0$  sıcaklığındaki çevreyle ısı alışverişinde bulunabilmektedir. Düzgün akışlı dengeli açık sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları aşağıda gösterildiği gibidir:

$$Q - W = \sum m_\phi \left( h_\phi + \frac{V_\phi^2}{2} + gz_\phi \right) - \sum m_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) + (U_2 - U_1) \quad (4.31)$$

ve

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1) + \sum m_\phi s_\phi - \sum m_g s_g + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_0} \quad (4.32)$$

Burada  $Q_{\text{çevre}} = -Q$  ve  $S_{\text{üretim}}$ , süreç içinde açık sistemin toplam entropi üretimi olmaktadır. Daha önce yapıldığı gibi bu denklemleri kullanarak ısı geçişi terimleri yok edilir ve  $W$  çözümlürse,

$$W = \sum m_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum m_\varphi \left( h_\varphi + \frac{V_\varphi^2}{2} + gz_\varphi - T_0 s_\varphi \right) + (U_1 - U_2) - T_0 (S_1 - S_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.33)$$

elde edilir. Bu denklem açık sistemin gerçek işini vermektedir. Düzgün akışlı dengeli açık sistemde hareketli sınırlar ve buna bağlı olarak çevre işi,  $W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1)$  olabilir. Elde edilebilecek en çok yararlı iş olan tersinir iş, çevre işini yukarıdaki denklemden çıkarıp entropi üretimi  $S_{\text{üretim}}$ 'i sıfıra eşitleyerek bulunur:

$$W = \sum m_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum m_\varphi \left( h_\varphi + \frac{V_\varphi^2}{2} + gz_\varphi - T_0 s_\varphi \right) + (U_1 - U_2) - T_0 (S_1 - S_2) + P_0 (V_1 - V_2) \quad (4.34)$$

Kapalı sistem kullanılabilirliği ve akış kullanılabilirliği tanımlarından yararlanarak, tersinir işi veren (4.34) numaralı denklem şöyle yazılabilir:

$$W_{\text{tr}} = \sum m_g \psi_g - \sum m_\varphi \psi_\varphi + (\Phi_1 - \Phi_2) \quad (4.35)$$

Düzgün akışlı dengeli bir açık sistemin verilen koşullarda kullanılabilirliği, açık sistemin gerçekleştirebileceği en büyük iş potansiyelidir. Bu da tersinir iş  $W_{\text{tr}}$ 'nin alabileceği en büyük (maksimum) değerdir. Bu değer (4.35) numaralı denklemde, kontrol hacminin son halini ve çıkış halini ölü hal kullanılabilirliğinin 0 olduğu hal,  $\psi_\varphi = 0$  ve  $\Phi_2 = 0$  olarak belirlenir:

$$\text{Kullanılabilirlik} = W_{\text{tr,maks}} = \sum m_g \psi_g + \Phi_1 \quad (4.36)$$

Düzgün akışlı dengeli bir açık sistemle ilgili tersinmezlik  $I$ , tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır: (4.20a numaralı denklem):

$$I = W_{\text{tr}} - W_y = T_0 S_{\text{üretim}}$$

Düzgün akışlı bir açık sistemle çevre ortam dışındaki cisimler arasındaki ısı geçişi, kapalı sistemler ve sürekli akışlı açık sistemler için verilen yöntemle gözönüne alınabilir.

#### 4.3.4. Termodinamik Sistemlerde İkinci Yasa Verimi

Isı makineleri, soğutma makineleri, ısı pompaları gibi makinelerin çalışma etkinliklerinin bir ölçüsü olarak ısı verim etkinlik katsayısı tanımlanmıştır. Bu tanımlar yalnızca termodinamiğin birinci kanunu göz önüne alınarak tanımlanmış ve birinci kanun verimi olarak da bilinmektedirler.

Birinci yasa verimi mühendislik yaklaşımlarında her zaman doğru sonuç vermeyerek, bazen bizim yanlış değerlendirmeler yapmamıza neden olabilmektedir. Bu nedenle birinci yasa veriminin mühendislik problemlerinde tek başına bir ölçek olamayacağı anlaşılmaktadır. Bu yanlışları önleyebilmek için ise ikinci yasa veriminin tanımlanması öngörülmüştür.

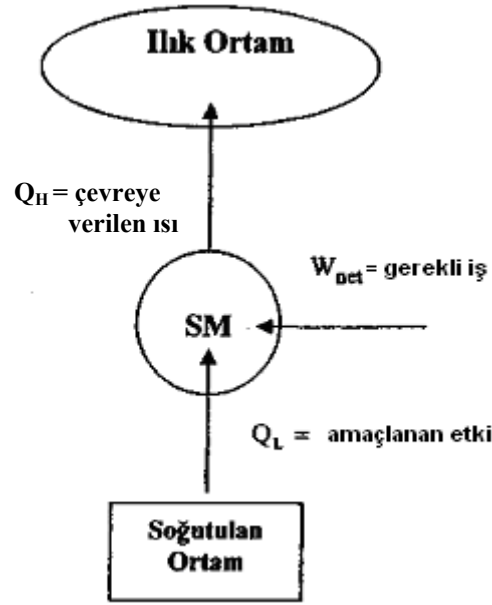
İkinci yasa verimi, sistemdeki gerçek ısı veriminin, aynı şartlarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranı olarak tanımlanmıştır.

#### 5. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ (Çengel, 1997)

Bir düşük sıcaklıkta ki ortamdan ısı çekilerek, yüksek sıcaklıkta ki bir ortama transfer edilmesine soğutma denilmektedir. Isı çekişi yapılan düşük sıcaklıktaki ortamın çevresindeki ortam sıcaklığından daha düşük bir sıcaklıkta olması sağlanmış olunur.

Soğutma işlemi, düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı transferini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz ve ekipmanların oluşturduğu sisteme soğutma makineleri denilmektedir. Soğutma makineleri termodinamik çevrimlere göre çalışırlar. Soğutma makinelerinde kullanılan ve çevrimde dolaşan akışkanlara soğutucu akışkan adı verilmektedir. Şekil 5.1' de basit bir soğutma makinesinin genel çizimi verilmiştir.





Şekil 5.1 Soğutma makinesi genel şeması

Burada,  $Q_L$  olarak simgelenen değer soğutan ortamdan çekilen ısı miktarı,  $Q_H$  olarak simgelenen değer ise sıcak ortama verilen ısı miktarını göstermektedir.  $W_{net}$  ise çevrimde dolaşan akışkan üzerinde yapılması gereken sıkıştırma işini göstermektedir.

Soğutma çevrimlerinde hesaplamaların daha rahat yapılabilmesi, çevrimlerin birbirleriyle daha rahat kıyaslanabilmesi ve çevrimlerin etkinliklerinin belirlenebilmesi için, hesaplamalarda değerlendirme araçlarına ihtiyaç duyulmaktadır.

### 5.1. Soğutma Çevrimlerinde Kullanılan Performans Değerlendirme Araçları

Soğutma çevrimlerinin performans değerlendirmelerini yapabilmek için bazı araçlar geliştirilmiştir.

- Sıcaklık - Entropi diyagramı
- Basınç - Entalpi diyagramı
- Soğutma tesir katsayısı

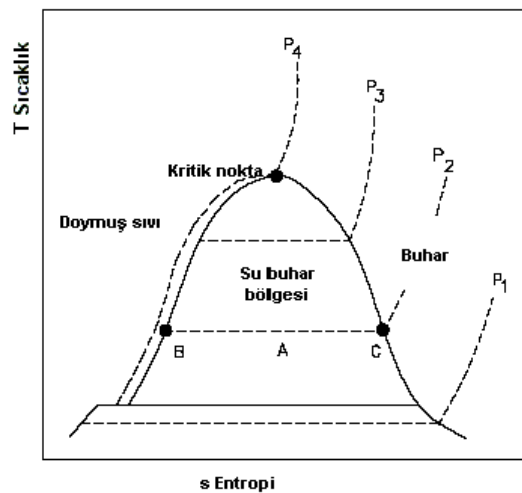
### 5.1.1. Sıcaklık - Entropi Diyagramı

Sıcaklık - entropi diyagramı, soğutma çevrimlerinde tersinmezliklerin analiz edilerek sistemin performansını arttırmak için optimum çalışma şartlarını belirlemek için kullanılır. Bu diyagram özellikle buhar türbinlerinde kullanılmaktadır. Sıcaklığı ve basıncı bilinen bir buharın sabit entropide genişletilmesi halinde son haldeki kuruluk yüzdesi ve entropi değeri diyagramdan doğrudan okunabilmektedir.

İzantropik hal değişimleri bu diyagramda dik çizgiler ile ifade edilmiştir. Bu özelliğinden dolayı sıcaklık-entropi diyagramları buhar türbinlerinde sıkça kullanılır. Ayrıca soğutucu akışkan olarak hava kullanılan çevrimlerde, hesaplamalarda T-s diyagramının kullanılması daha pratiktir.

Şekil 5.2' de suyun T-s diyagramı şematik görülmektedir. Bu diyagramda x-ekseninde entropi, y-ekseninde de sıcaklık değerleri bulunur.

Şekilde de görüldüğü gibi, iki fazlı bölgede sabit basınç çizgileri yaklaşık yatay doğrulardır ve kızgın buhar bölgesinde çizgiler yukarı doğru kıvrımlıdır ve kızgın buhar bölgesinde çok keskin bir şekilde yukarı doğru kıvrılır. Sabit entalpi çizgileri ise bütün diyagram boyunca ters dönmüş SS' lere benzer ve doymuş sıvı ve buhar çizgilerini sapmadan keser.



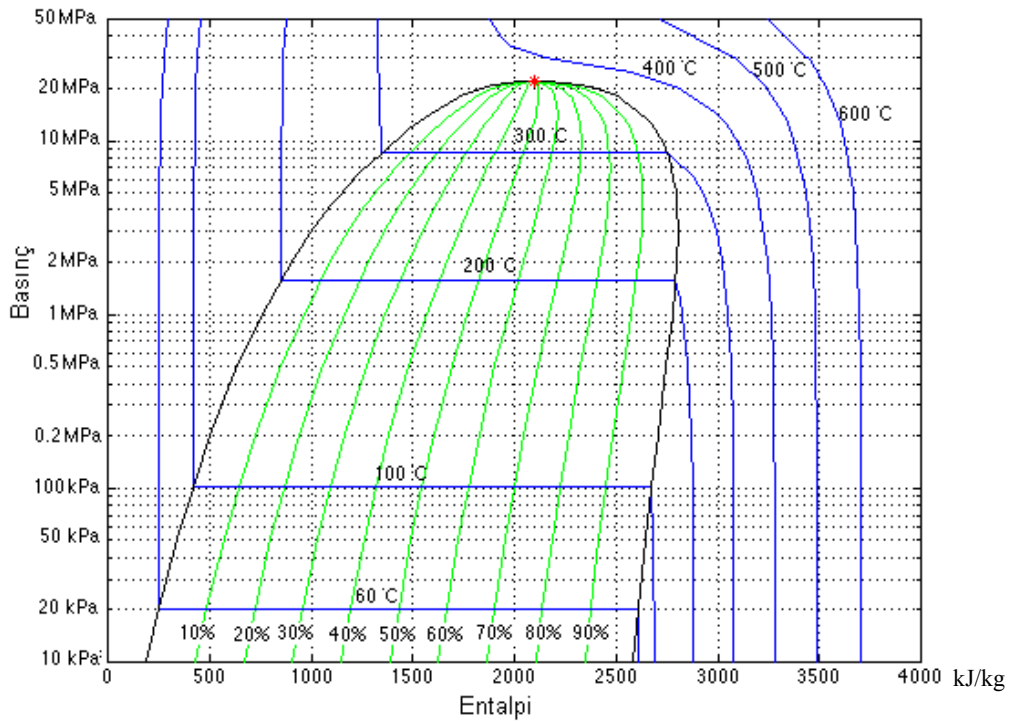
Şekil 5.2 Suyun T-s diyagramı

### 5.1.2. Basınç-Entalpi Diyagramı

Basınç - entalpi diyagramı (LnP-h diyagramı) soğutma çevrimlerinin ısıl analizinde ve soğutma performanslarının saptanmasında en fazla kullanılan araçtır.

Tek aşamalı soğutma çevrimlerinde yüksek basınç bölgesi ve düşük basınç bölgesi olarak iki bölge bulunmaktadır. Çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın basınç değişimleri LnP-h diyagramından rahatlıkla izlenebilir. Ayrıca, entalpi değişimi olarak hesaplanabilen ısı ve iş transferleri de diyagramda görülebilir.

Şekil 5.3' de örnek bir basınç-entalpi (LnP-h) diyagramı şematik olarak görülmektedir. Bu diyagramda x- eksenine entalpi, y-ekseninde de mutlak basınç değerleri bulunmaktadır. Diyagram logaritmik ölçeklidir.



Şekil 5.3 Basınç - entalpi (LnP-h) diyagramı

Şekil 5.3' de görüldüğü gibi doymuş sıvı çizgisi, aşırı soğumuş sıvı bölgesi ile akışkanın hem sıvı hem de buhar fazının bir arada bulunduğu iki fazlı bölgeyi birbirinden ayırmaktadır. Doymuş buhar çizgisi ise iki fazlı bölge ile kızgın buhar bölgesini birbirinden ayırmaktadır. İki fazlı bölge içindeki sabit kuruluk kesri çizgileri de akışkanın sıvı buhar karışımının oranını gösterir. Aşırı

soğumuş bölgede sabit sıcaklık çizgileri neredeyse dikey doğrulardır. Bu doğrular yüksek basınçlarda doymuş sıvı çizgisine doğru kıvrılırlar.

İki fazlı bölgede sabit sıcaklık çizgileri yatay doğrulardır. Bu doğrular kızgın buhar bölgesinde keskin bir şekilde aşağı doğru kıvrılırlar. İki fazlı bölgede sabit basınç doğruları ile sabit sıcaklık doğruları birbiri ile çakıştığı için bu bölgede basınç ile sıcaklık birbirleriyle bağlantılıdır. Bu bölgede belirli bir basınçtaki akışkanın basıncı, o akışkanın sıcaklığını belirler, bunun tam terside söylenebilir.

### 5.1.3. Soğutma Tesir Katsayısı (COP)

Soğutma makinelerinin ve çevrimlerinin değerlendirilmesinde tesir katsayısı (COP) terimi kullanılmaktadır. Soğutma makinelerinde tesir katsayısı, makinede tükettiğimiz işe karşılık ürettiğimiz soğutma etkisini gösteren bir orandır ve aşağıdaki ifade ile formülize edilebilmektedir.

$$\text{COP} = \frac{\text{Soğutma etkisi}}{\text{Harcanan iş}}$$

Isıl verimden farklı olarak, soğutma tesir katsayısı 1'den büyük olabilir. Soğutma tesir katsayısı, soğutma makinelerinin veya soğutma çevrimlerinin birbiri ile karşılaştırılmasını sağlayan temel bir kriterdir.

Bir soğutma makinesinin soğutulan ortamdaki birim zamanda çektiği ısı miktarı, o makinenin soğutma kapasitesi olarak tarif edilmektedir.

## 5.2. Soğutmada Kullanılan Çevrimler (Çengel, 96)

Soğutma makinelerinde kullanılan genel olarak üç ana termodinamik çevrim bulunmaktadır.

- Hava veya gaz sıkıştırırmalı soğutma çevrimi
- Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi
- Absorbsiyonlu soğutma çevrimi

Bu çevrimleri sırasıyla incelerken, birinci ve ikinci kanun analizlerini de teorik olarak gerçekleştireceğiz.

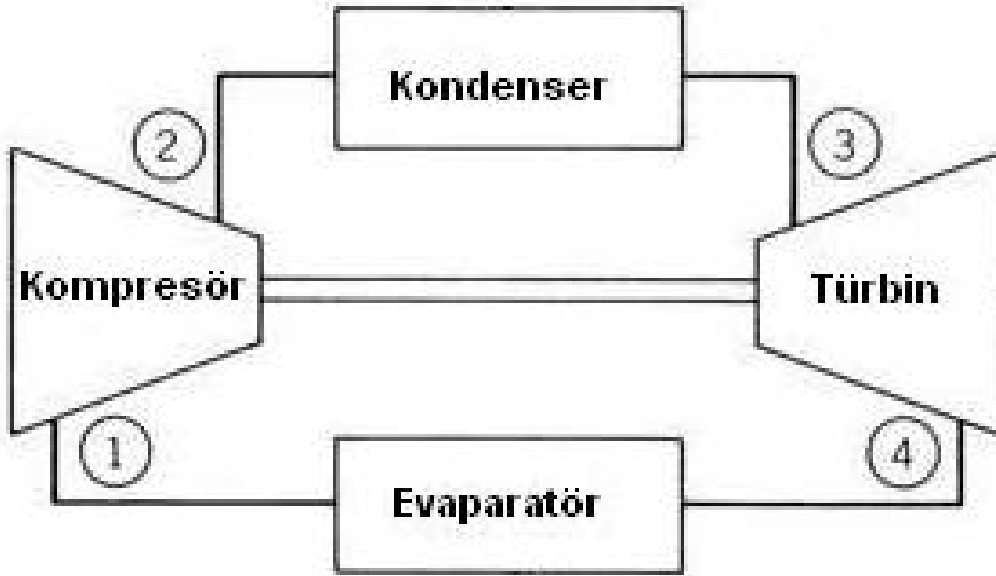
### 5.2.1. Hava veya Gaz Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri

Bu tip soğutma çevrimlerinde hava veya başka bir gaz akışkan yüksek sıcaklık ve basınca sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırılan gaz akışkan soğutularak genişletilir. Genleştirilen akışkanın sıcaklığının düşmesi ile bir soğutma etkisi yaratılmış olunur. Çevrim boyunca akışkan gaz fazındadır. Gaz akışkanlı soğutma çevrimlerinin etkinlik katsayıları düşüktür.

Fakat iki önemli özellikleri bulunmaktadır, ilk olarak, bu çevrime göre çalışan makineler daha basit ve hafif elemanlar gerektirmektedirler, bu bakımdan uçaklarda kabinlerin soğutması işleminde kullanılması için elverişlidirler. İkinci olarak, çevrime rejeneratör eklenerek, gazların sıvılaştırılması veya kriyojenik uygulamalar için kullanılabilirler. İdeal gaz sıkıştırma soğutma çevrimleri ters Brayton çevrimine göre çalışmaktadırlar.

#### 5.2.1.1. İdeal Gaz Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

İdeal gaz sıkıştırma soğutma çevriminin şematik şekli Şekil 5.4' te gösterilmiştir.



Şekil 5.4 İdeal gaz akışkanlı soğutma çevrimi (Ters Brayton Çevrimi)

Bu şemaya göre;

1 - 2 : Kompresörde izantropik sıkıştırma işlemi,

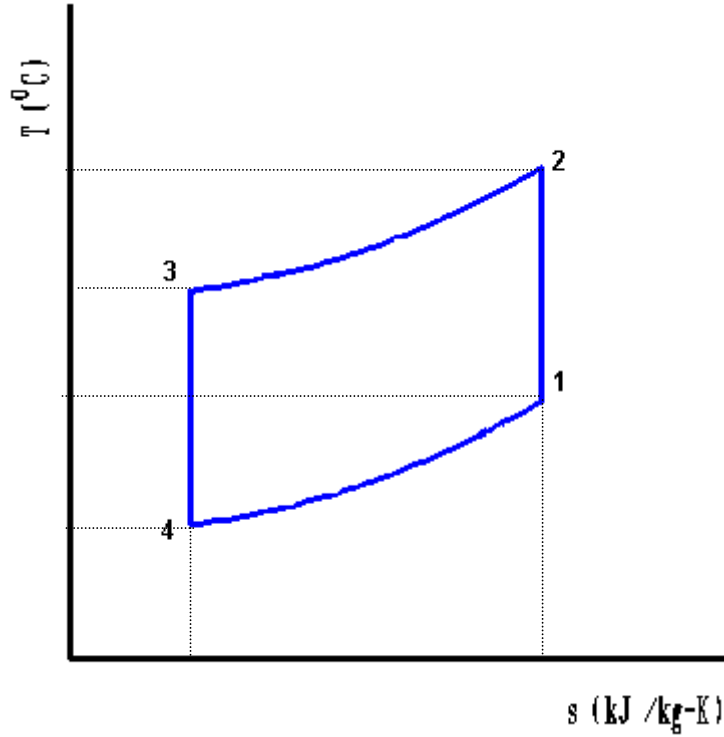
2 - 3 : Yoğuşturucudan sabit basınçta çevreye ısı geçişi

3 - 4 : Türbinde izantropik genişleme

4 - 1 : Buharlaştırıcıya sabit basınçta çevreden ısı geçişi

gerçekleşmektedir. Yukarıdaki hal değişimlerinin tümü içten tersinirdir, bu nedenle çevrim ideal gaz akışkanlı soğutma çevrimi olarak adlandırılmaktadır. Şekil 5.5' de ise çevrimin işleyişi T-s diyagramı üzerinde gösterilmiştir.

Burada 4-1 eğrisi altında kalan alan, soğutulan ortamdaki çekilen ısıyı göstermektedir. 1-2-3-4-1 hallerinin çevrelediği alan ise çevrime giren işi göstermektedir.



Şekil 5.5 ideal gaz akışkanlı soğutma çevriminin T-s diyagramı

### **5.2.2. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri**

Bu sistemlerde buhar fazında bulunan soğutucu akışkan önce kompresörde yüksek basınçlara sıkıştırılarak sıcaklığı yükseltilir. Sıcaklığı yükselen soğutucu akışkan yoğuşturucudan geçirilerek ısısını çevreye vererek sıvı fazına geçmesi sağlanır. Sıvı fazına geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genleşme vanasından geçirilerek genişletirliip, sıcaklığı ve basıncı düşürülür.

Sıcaklığı ve basıncı düşen ıslak buhar fazındaki soğutucu akışkan soğutulmak istenen ortamda bulunan buharlaştırıcıdan geçirilir. Burada soğutucu akışkanın sıcaklığı ortam sıcaklığından daha düşük bir sıcaklıkta olduğundan dolayı ortamdaki ısı çekerek, ortamda bir soğutma etkisi yaratmış olur.

#### **5.2.2.1. Ters Carnot Çevrimi**

Güç çevrimleri arasında teorik olarak verimi en yüksek olan güç çevrimi Carnot güç çevrimidir. Carnot güç çevrimi, iki tersinir izotermal, iki de izantropik hal değişiminden oluşan, tümüden tersinir bir güç çevrimidir. Bu çevrim tersinir bir çevrim olduğundan hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilmektedir.

Yüksek bir ısı kaynağından ısı alarak düşük bir ısı kaynağına aktararak iş üreten Carnot güç çevrimi tersine çalıştırıldığında, dışarıdan iş alarak düşük ısı kaynağından ısı alarak yüksek ısı kaynağına aktarmaktadır. Böylelikle, düşük sıcaklıkta bulunan ortamda soğuma etkisi, yüksek sıcaklıkta bulunan ortamda ısınma etkisi yaratılmış olur. Tersten çalışan Carnot güç çevrimine “Ters Carnot Çevrimi” veya “Carnot Soğutma Çevrimi” de denilmektedir.

Aynı ısı kaynakları arasında çalışan soğutma çevrimleri arasında soğutma etkinlik katsayısı en yüksek olan çevrim Ters Carnot Çevrimi’dir. En etkin soğutma çevrimi olmasına karşın, Carnot Çevrimi’nde olduğu gibi aşağıda belirtilen nedenlerden dolayı pratikte uygulanması çok zor olan bir çevrimdir.

Isı geçişinin gerçekleştiği iki izotermal hal değişimi uygulamada gerçekleştirilebilir, çünkü doyma bölgesinde basıncın ve sıcaklığın doyma sıcaklığında sabit kalmasını sağlar. Bu bakımdan 1-2 ve 3-4 deki hal değişimleri buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda ki gerçek duruma yakındırlar. Ancak 2-3 ve 4-1 hal değişimlerinin uygulamada gerçekleştirilebilmesi zordur. Çünkü 2-3 hal değişimi

sıvı buhar karışımının sıkıştırılmasını, yani iki fazlı bir akışkanla çalışan bir kompresörün olmasını gerektirmektedir. 4-1 hal değişimi ise sıvı oranı yüksek bir karışımın genişmesi gerektiğini göstermektedir. Ancak bu hal değişimleri pratikte çok zordur. Bu nedendir ki, Ters Carnot Çevrimi tüm gerçek ve ideal soğutma çevrimlerinin karşılaştırılmasında bir referans nokta olarak kullanılmaktadır.

Şekil 5.6a' de Carnot Soğutma çevriminin şematik diyagramı ve Şekil 5.6b'de Carnot Soğutma çevriminin T-s diyagramı gösterilmektedir.

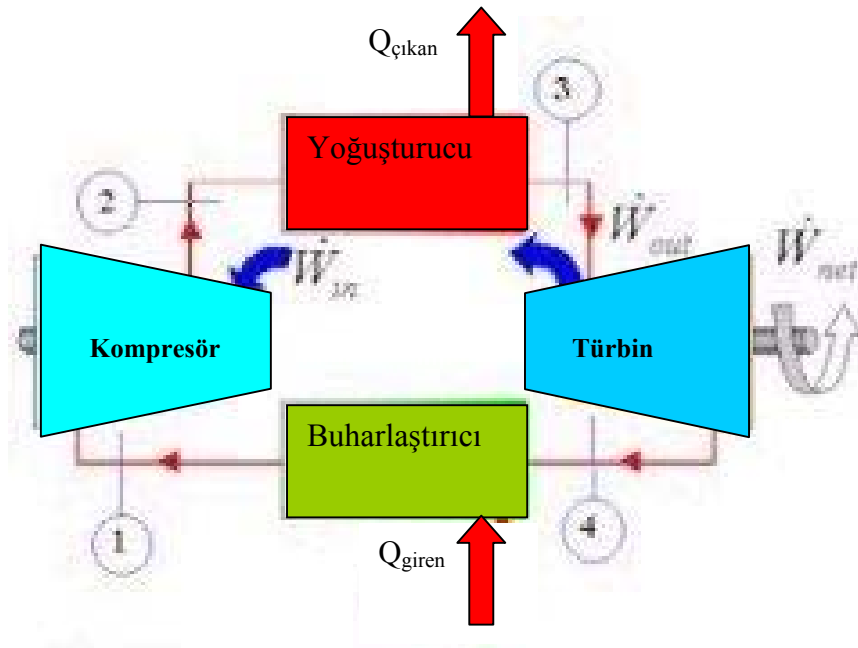
Şekil 5.6a' da ki şematik diyagramdan da görülebileceği üzere gerçekleşen hal değişimleri sırasıyla;

4-1 : Buharlaştırıcıda soğutucu akışkana sabit sıcaklıkta ısı transfer

1-2 : Kompresörde izantropik sıkıştırma

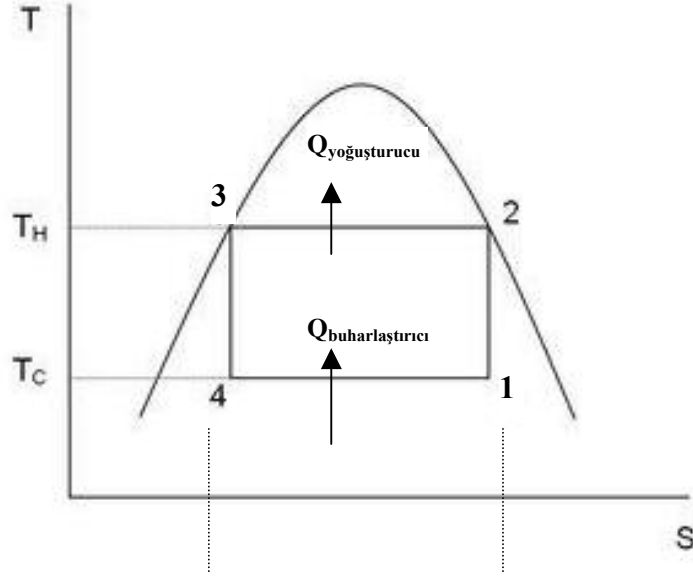
2-3 : Yoğuşturucuda soğutucu akışkandan çevreye sabit sıcaklıkta ısı çıkışı

3-4 : Türbinde izantropik genişleme



Şekil 5.6a Carnot soğutma çevrimi şematik diyagramı





Şekil 5.6b Carnot soğutma çevrimi T-s diyagramı şematik gösterimi

olmak üzere Carnot Soğutma çevrimi dört tersinir hal değişimi içermektedir.

Carnot soğutma çevriminin performans analizi: Birinci Kanun:

Şekil 5.6a' ya göre gerçekleşen çevrimin bütünü için birinci kanun ( K.E ve P.E ihmal edilirse)

$$q_{41} - q_{23} = -w_{12} + w_{34}$$

$$q_{23} = q_{41} + w_{net}$$

$$q_{41} = T_1(s_1 - s_4)$$

$$q_{23} = T_2(s_2 - s_3)$$

1-2 ve 3-4 hal değişim işlemleri izantropik işlemler olduğundan,  $s_1 = s_2$ ,  $s_3 = s_4$  olur. Bu durumda denklem;

$$q_{23} = T_2(s_1 - s_4)$$

şeklini almaktadır.

Carnot Soğutma çevriminin soğutma tesir katsayısı;

$$\text{COP} = \frac{q_{41}}{w_{\text{net}}} = \frac{T_1(s_1 - s_4)}{T_2(s_1 - s_4) - T_1(s_1 - s_4)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Yukarıdaki soğutma tesir katsayısının eşitliğinden de anlaşılacağı gibi,  $T_1$  arttıkça veya  $T_2$  düştükçe soğutma tesir katsayısının değeri artmaktadır.

Soğutma tesir katsayısını birde entalpileri kullanarak hesaplayalım;

Kompresörde birinci kanun (SASA);

$$w_{12} = h_2 - h_1$$

Yoğuşturucuda birinci kanun (SASA);

$$q_{23} = h_2 - h_3$$

Türbinde birinci kanun (SASA);

$$w_{34} = h_3 - h_4$$

Buharlaştırıcıda birinci kanun (SASA);

$$q_1 = h_1 - h_4$$

$$\text{COP} = \frac{q_{41}}{w_{\text{net}}} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_3) - (h_1 - h_4)}$$

Ekserji analizi;

Kompresörde kayıp ekserji (SASA, ısı etkileşimi yok,  $\phi_Q = 0$ , tersinir işlem):

$$\varphi_{ky} = (\varphi_{a1} - \varphi_{a2}) + w_{12} = (h_1 - T_0 s_1) + (h_2 - h_1) = 0$$

$$w_{12} = \varphi_{a2} - \varphi_{a1}$$

Yoğuşturucuda kayıp enerji (SASA, iş etkileşimi yok,  $\varphi_w = 0$ , tersinir işlem):

$$\varphi_{ky} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) q_{23} + \varphi_{a2} - \varphi_{a3} = 0$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) q_{23} = \varphi_{a3} - \varphi_{a2}$$

Türbinde kayıp ekserji (SASA, ısı etkileşimi yok,  $\varphi_Q = 0$ , tersinir işlem):

$$\varphi_{ky} = (\varphi_{a3} - \varphi_{a4}) + w_{34} = (h_3 - T_0 s_3) + (h_3 - h_4) = 0$$

$$w_{34} = \varphi_{a3} - \varphi_{a4}$$

Buharlaştırıcıda kayıp ekserji (SASA, iş etkileşimi yok,  $\varphi_w = 0$ , tersinir işlem):

$$\varphi_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q_{41} + \varphi_{a4} - \varphi_{a1} = 0$$

$$-\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q_{41} = \varphi_{a4} - \varphi_{a1}$$

Carnot Soğutma çevriminin ikinci kanun verimi;

Sistemin tamamı için ekserji dengesi;

$$\varphi_Q - \varphi_w = 0$$

$$\varphi_Q = -\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) q_{23} + \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q_{41}$$

$$\Phi_W = w_{34} - w_{12} = (\Phi_{a3} - \Phi_{a4}) - (\Phi_{a2} - \Phi_{a1})$$

$$w_{12} - w_{34} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)q_{23} + \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)q_{41}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)q_{41}}{w_{12} - w_{34}} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right).COP$$

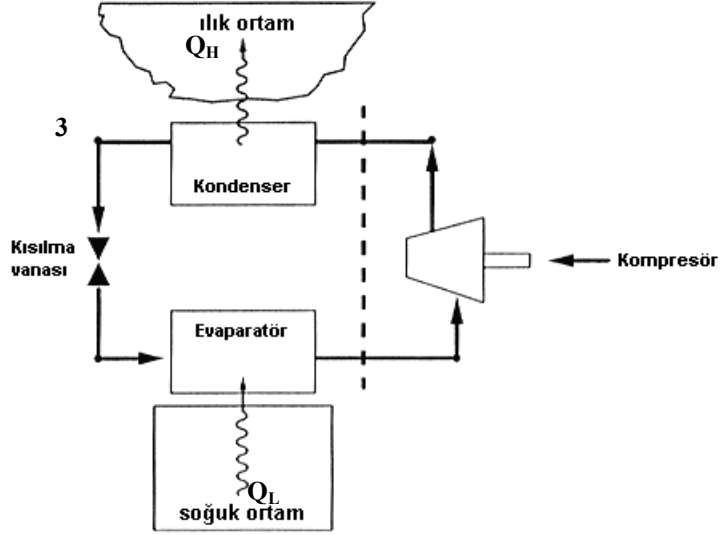
veya

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{a4} - \Phi_{a1}}{(\Phi_{a2} - \Phi_{a1}) - (\Phi_{a3} - \Phi_{a4})} = \frac{h_4 - h_1}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)}$$

### 5.2.2.2. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Carnot Soğutma çevrimi iki fazlı bölgede çalıştığı için çevrimi oluşturan dört tersinir hal değişimlerinden sadece buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki hal değişimleri pratikte uygulanabilmektedir. Diğer iki hal değişiminin gerçekleşmesinde büyük zorluklarla karşılaşmaktadır. Örneğin, kompresörde sıvı-buhar karışımının sıkıştırılması gerekmesi yada türbinde genişletilmesi makinelerde erozyon tehlikesi meydana getireceğinden pratikte uygulanamaz.

Bu nedenle sıkıştırılacak akışkan kompresöre girmeden önce tamamen doymuş buhar fazına dönüştürülmesi ve soğutma çevriminde bir türbin yerine bir kısılma vanası kullanılarak çevrim pratikte de kolaylıkla işleyebilir hale getirilebilir. Kısılma vanası sayesinde sıvı-buhar karışımı halindeki akışkan genişletilip, basıncı düşürülerek tamamen doymuş buhar fazına çevrilerek kompresöre gönderilmiş olur. Böylece makinelerde oluşabilecek erozyon tehlikesi de ortadan kaldırılmış olur. Bu şekilde oluşan yeni çevrime ise “İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi” adı verilir. Çevrimin genel şematik çizimi ile T-s ve P-h diyagramlarının şematik gösterimleri Şekil 5.7 ve Şekil 5.8' da gösterilmektedir.



Şekil 5.7 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi şematik gösterimi

Buhar sıkıştırımlı çevrim, soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrim türüdür.

1-2 : Kompresörde izantropik sıkıştırma

2-3 : Yoğuşturucudan çevreye sabit basınçta ısı transferi

3-4 : Kısılma vanasında genişleme ve basınç düşüşü

4-1 : Buharlaştırıcıdan akışkana sabit basınçta ısı transferi

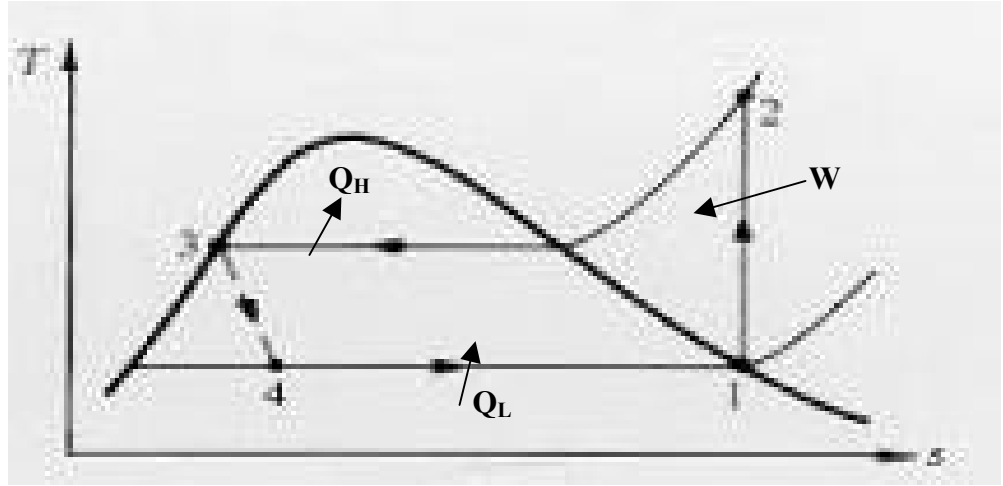
olmak üzere ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi dört hal değişimi içermektedir. Kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak giren soğutucu akışkan, izantropik olarak basıncı ve sıcaklığı artırılarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. 2 halinde kızgın buhar olarak kompresörden çıkan soğutucu akışkan yoğuşturucuya girer.

Yoğuşturucuda sabit basınçta çevreye ısı vererek soğur ve 3 halinde doymuş sıvı olarak yoğuşturucudan ayrılarak genişleme vanasına girer. Genleşme vanasına giren soğutucu akışkan genişleyerek basıncı ve sıcaklığı düşürerek 4 halinde ıslak buhar olarak genişleme vanasından çıkar. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Genleşme vanasından çıkan akışkan buharlaştırıcıya girerek, sabit basınçta çevreden ısı

olarak 1 halinde doymuş buhar olarak buharlaştırıcıdan çıkar ve kompresöre girer. Böylece soğutma çevrimi tamamlanmış olur.

Şekil 5.8' da gösterilen T-s diyagramında, içten tersinir bir hal değişiminin eğrisi altında kalan alan ısı geçişini simgelemektedir. 4-1 hal değişimi eğri altında kalan alan akışkanın buharlaştırıcıda aldığı ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisi altında kalan alan da akışkanın yoğusturucudan çevreye verdiği ısıyı göstermektedir.

Diğer ideal çevrimlerden farklı olarak, ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi içten tersinir bir çevrim değildir. Çünkü çevrimde kullanılan kısılma vanası tersinmez bir hal değişimi içermektedir. Bu hal değişiminin çevrimde bulunması, ideal çevrimin gerçek buhar sıkıştırırmalı buhar çevrimine benzemesi içindir.



Şekil 5.8 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı şematik gösterimi

Buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevrimi içinde akışın olduğu elemanlar yer almaktadır, bu nedenle çevrimi oluşturan dört hal değişimi de sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmalıdır. Soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri çok küçük değerler olduğu için hesaplamalar sırasında ihmal edilebilir.

İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin performans analizi:

Birinci kanun:

Şekil 5.7'e göre çevrimin bütünü için birinci kanun (K.E ve P.E değişimleri ihmal edilirse);

$$q_{41} - q_{23} = w_{12}$$

$$q_{23} = q_{41} + w_{12}$$

Kompresörde birinci kanun (SASA):

$$w_{12} = h_2 - h_1$$

Yoğuşturucuda birinci kanun (SASA):

$$q_{23} = h_2 - h_3$$

Kısılma vanasında birinci kanun (SASA,  $q = 0$ ,  $w = 0$ ):

$$h_3 = h_4$$

Buharlaştırıcıda birinci kanun (SASA):

$$q_{41} = h_1 - h_4$$

$$\text{COP} = \frac{q_{41}}{w_{12}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Ekserji analizi;

Kompresörde kayıp ekserji (SASA, ısı etkileşimi yok,  $\phi_Q = 0$ , tersinir işlem):

$$\phi_{ky} = (\phi_{a1} - \phi_{a2}) + w_{12} = (h_1 - T_0 s_1) + (h_2 - h_1) = 0$$

$$w_{12} = \phi_{a2} - \phi_{a1}$$

Yoğuşturucuda kayıp ekserji (SASA, ısı etkileşimi yok,  $\varphi_w = 0$ , tersinir işlem)

$$\varphi_{ky} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)q_{23} + \varphi_{a2} - \varphi_{a3} = 0$$

$$-\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)q_{23} = \varphi_{a3} - \varphi_{a2}$$

Kısılma vanasında kayıp ekserji (SASA, ısı etkileşimi yok,  $\varphi_Q = 0$ , tersinmez işlem):

$$\varphi_{ky} = (\varphi_{a3} - \varphi_{a4}) = (h_3 - T_0s_3) - (h_4 - T_0s_4) = T_0(s_4 - s_3)$$

Buharlaştırıcıda kayıp ekserji (SASA, ısı etkileşimi yok,  $q > w = 0$ , tersinir işlem):

$$\varphi_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)q_{41} + \varphi_{a4} - \varphi_{a1} = 0$$

$$-\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)q_{41} + \varphi_{a4} - \varphi_{a1}$$

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin ikinci kanun verimi;

Sistemin bütünü için ekserji dengesi;

$$\varphi_Q - \varphi_w = \varphi_{ky}$$

$$\varphi_Q = -\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)q_{23} + \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)q_{41}$$

$$\varphi_w = -w_{12} = \varphi_{a1} - \varphi_{a2}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)q_{41}}{w_{12}} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \cdot \text{COP} = \frac{(h_4 - h_1) - T_0(s_4 - s_1)}{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}$$

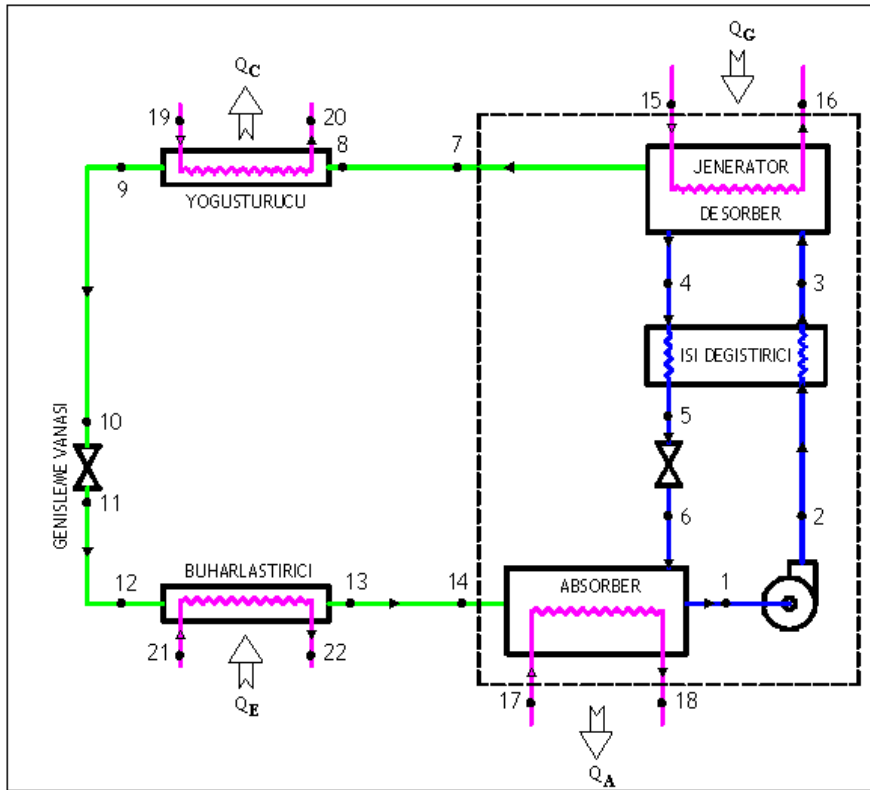


### 5.2.3. Absorbsiyonlu (Soğurmalı) Soğutma Sistemleri (Genceli, 1997)

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, birinci ve ikinci olarak adlandırılan, iki farklı akışkanla ve ısı enerjisi ile çalışan sistemlerdir. Buharlaştırıcıda buharlaşan gaz birinci akışkan olup, soğutucu görevini üstlenmektedir. Bu akışkanın çevrimi gerçekleştirebilmesi için ikinci bir akışkan tarafından yutulması gerekmektedir.

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde, alçak basınçtaki soğutucu akışkan buharları, yine alçak basınçta sıvı fazına (eriyiğe) dönüştürülür. Bu dönüşüm yutucu adı verilen ikinci bir akışkan tarafından gerçekleştirilmektedir. Absorbsiyon işlemi, karışabilen maddelerin birbirleriyle karışabilme özellikleri ve genel olarak soğutucu akışkan ile yutucu madde molekülleri arasındaki birleşme eğilimi nedeniyle meydana gelmektedir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemleriyle ilgili detaylı bilgi altıncı bölümde verilecektir. Şimdi Şekil 5.9'da şematik olarak gösterilen absorbsiyonlu soğutma çevriminin analizini irdeliyoruz.



Şekil 5.9 Absorbsiyonlu soğutma çevrimi şematik gösterimi

ideal absorpsiyonlu soğutma çevriminin performans analizi:

### Termodinamiğin I. Kanununun Analizi:

- Kütle Dengesi:

R : Refrigerant :  $m_R = m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = m_{11} = m_{12} = m_{13} = m_{14}$

- $m_7 + m_4 = m_3$       Generatördeki Kütle Denge
- $m_4 = m_5 = m_6$       Yüksek konsantrasyon çözelti debisi
- $m_3 = m_2$       Düşük konsantrasyon çözelti debisi
- Bizim analizimizi yaptığımız sistem için konsantrasyon farklılığından ötürü  $m_1 \neq m_{2ve 3}$
- Enerji Dengesi:

$Q_{KON} + Q_{ABS} = Q_{GEN} + Q_{EVP}$  den  $Q_{GEN}$  bulunur.

- 1-2 noktaları arasındaki çözelti pompasındaki iş (SASA;  $Q = 0, W \neq < 0$ ):

$$[-(W_{1-2}) + (m_1 \times h_1 - m_2 \times h_2)] = 0 \text{ buradan} \quad W_{1-2} = m_2 \times h_2 - m_1 \times h_1 \quad (5.1)$$

- Isı değiştirici (SASA,  $Q = 0, W = 0$ ) Sistem içinde verilen ısı geri alınıyor:

$$-Q_{ESN} + m_2 \times h_2 + m_4 \times h_4 - m_5 \times h_5 - m_3 \times h_3 = 0 \text{ dan}$$

$$Q_{ESN} = m_2 \times h_2 + m_4 \times h_4 - m_5 \times h_5 - m_3 \times h_3 \text{ olarak bulunur} \quad (5.2)$$

- Jeneratördeki ısı dengesi (SASA;  $Q \neq > 0, W = 0$ ):

$$[Q_{GEN} + (m_3 \times h_3 - m_7 \times h_7 - m_4 \times h_4)] = 0 \quad Q_{GEN} = m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3 \quad (5.3)$$

- 5-6 noktaları arasındaki çözelti kısılma vanası (SASA,  $Q = 0, W = 0$ ):

$$Q_{5-6} = m_5 \text{ veya } m_6 (h_6 - h_5) = 0 \text{ buradan} \quad h_5 = h_6 \text{ olarak bulunur.} \quad (5.4)$$

- Absorber (SASA,  $Q \neq < 0, W = 0$ )

$$-Q_{ABS} + m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1 = \text{buradan} \quad Q_{ABS} = m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1 \quad (5.5)$$

- 7-8 noktaları arasındaki borudaki ısı kaybı (SASA,  $Q \neq < 0, W = 0$ ):

$$-Q_{7-8} = m_R \times (h_8 - h_7) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_7 - h_8$$

- Yoğuşturucu (SASA,  $Q \neq < 0, W = 0$ ):

$$-Q_{KON} + m_R \times (h_8 - h_9) = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{KON} = h_8 - h_9$$

- 9-10 noktaları arasındaki borudaki ısı kaybı (SASA,  $Q \neq < 0, W = 0$ ):

$$-Q_{9-10} = m_R \times (h_{10} - h_9) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{7-8} = h_9 - h_{10}$$

- 10-11 noktaları arasındaki kısılma vanası (SASA,  $Q = 0, W = 0$ ):

$$-Q_{10-11} = m_R (h_{11} - h_{12}) = 0 \text{ buradan} \quad h_{11} = h_{12} \text{ olarak bulunur.} \quad (5.6)$$

- 11-12 noktaları arasındaki borudaki ısı kazancı (SASA,  $Q \neq > 0, W = 0$ ):

$$Q_{11-12} = m_R \times (h_{12} - h_{11}) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{11-12} = h_{12} - h_{11}$$

Buharlaştırıcı (SASA,  $Q \neq > 0$ ,  $W = 0$ ):

$$Q_{EVP} + m_R \times (h_{12} - h_{13}) = 0 \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{EVP} = h_{13} - h_{12}$$

- 13-14 noktaları arasındaki borudaki ısı kazancı (SASA,  $Q \neq > 0$ ,  $W = 0$ ):

$$Q_{13-14} = m_R \times (h_{14} - h_{13}) \quad \text{denklem (2.2.11) den} \quad q_{11-12} = h_{14} - h_{13}$$

- COP Soğutma Etkinlik Katsayısı

$$COP_{SOĞUTMA} = \frac{Q_{EVP}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_{13} - h_{12})}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} \quad \text{olarak bulunur.} \quad (5.7)$$

$$COP_{ISITMA} = \frac{Q_{KON} + Q_{ABS}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_8 - h_9) + m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} \quad (5.8)$$

olarak bulunur.

## Termodinamiğin II. Kanunu ve Kullanılabilir Enerji Analizi

- 1-2 noktaları çözelti pompası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W \neq 0$ ):

$$\psi_{ky} = W_{1-2} + \psi_1 - \psi_2 \quad \text{Bizim analizimizde çözelti konsantrasyonundan ötürü } m_1 \neq m_2$$

$$\psi_{ky} = (m_2 \times h_2 - m_1 \times h_1) + m_1 \times \psi_{a1} - m_2 \times \psi_{a2} \quad (5.9)$$

- Isı değiştiricideki (SASA; ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W = 0$ ):

$$\psi_{ky} = \psi_2 + \psi_4 - \psi_5 - \psi_3$$

$$\psi_{ky} = m_2 \text{ veya } m_3 \times [(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] + m_4 \text{ veya } m_5 \times [(h_4 - h_5) - T_0(s_4 - s_5)] \quad (5.10)$$

- Jeneratör (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W = 0$ ):

$$\psi_{ky} = \psi_3 + \psi_4 - \psi_7$$

$$\psi_{ky} = m_3 \times \psi_{a3} - m_4 \times \psi_{a4} - m_R \times \psi_{a7}$$

$$\psi_{ky} = m_3 \times [(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] - m_4 \times [(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] - m_R \times [(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] \quad (5.11)$$

- Çözelti kısılma vanasındaki (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W = 0$ ):

$$\psi_{ky} = \psi_5 + \psi_6 \quad m_5 = m_6 \text{ olduğundan}$$

$$m_5 \text{ veya } m_6 \times \psi_{ky} = m_5 \text{ veya } m_6 (\psi_{a5} + \psi_{a6}) \quad \psi_{ky} = (h_5 - h_6) - T_0 (s_5 - s_6) \quad (5.12)$$

- Absorber (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W = 0$ ):

$$\psi_{ky} = \psi_6 + \psi_{14} - \psi_1$$

$$\psi_{ky} = m_6 \times [(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)] + m_R \times [(h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0)] - m_1 \times [(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] \quad (5.13)$$

- 7-8 noktaları arasındaki boru (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W = 0$ ):

$$\psi_{ky} = \psi_7 - \psi_8 \quad m_R \times \psi_{ky} = m_R \times (\psi_{a7} - \psi_{a8}) \quad \psi_{ky} = (h_7 - h_8) - T_0(s_7 - s_8) \quad (5.14)$$

- 8-9 noktaları arası yoğunlaştırucuda kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W = 0$ ): Bizim analizimizde kondenser çevre sıcaklığında çalışmakta

$$\psi_{ky} = \psi_8 - \psi_9 \quad m_R \times \psi_{ky} = m_R \times (\psi_{a8} - \psi_{a9}) \quad \psi_{ky} = (h_8 - h_9) - T_0(s_8 - s_9) \quad (5.15)$$

- 9-10 noktaları arasındaki boru (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W = 0$ ):

$$\psi_{ky} = \psi_9 - \psi_{10} \quad m_R \times \psi_{ky} = m_R \times (\psi_{a9} - \psi_{a10}) \quad \psi_{ky} = (h_9 - h_{10}) - T_0(s_9 - s_{10}) \quad (5.16)$$

- 10-11 noktaları arasındaki kısılma vanası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W = 0$ ):

$$\psi_{ky} = \psi_{10} - \psi_{11} \quad h_{10} = h_{11} \text{ olduğundan}$$

$$m_R \times \psi_{ky} = m_R \times (\psi_{a10} - \psi_{a11}) = (h_{10} - h_{11}) - T_0(s_{10} - s_{11}) \quad \psi_{ky} = -T_0(s_{10} - s_{11}) \quad (5.17)$$

- 12-13 noktaları arasındaki boru (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında,  $\psi_Q = 0$ ,  $\psi_W = 0$ ):

$$\psi_{ky} = \psi_{11} - \psi_{12} \quad m_R \times \psi_{ky} = m_R \times (\psi_{a11} - \psi_{a12}) \quad \psi_{ky} = (h_{11} - h_{12}) - T_0(s_{11} - s_{12}) \quad (5.18)$$

- 12-13 noktaları arasındaki buharlaştırıcı (SASA, ısı kaybı  $T_{EVP}$  sıcaklığında,  $\psi_W = 0$ ):

$$\psi_{ky} = \psi_{12} - \psi_{13} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) \times Q_{EVP}$$

$$m_R \times \psi_{ky} = m_R \times [(\psi_{a12} - \psi_{a13}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) \times Q_{EVP}]$$

$$\psi_{ky} = (h_{12} - h_{13}) - T_0(s_{12} - s_{13}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) \times q_{EVP} \quad (5.19)$$

### Gerçek Soğutma Çevriminin II. Kanun Verimi:

$$\psi_Q - \psi_W = \psi_{ky} \psi_W = -W_{pompa} \quad \varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) \times q_{EVP}}{W_{pompa} + \psi_{a17} + \psi_{a15} - \psi_{a18} + \psi_{a16}} \quad (5.20)$$

Bu hesap kuralları yapılarak Çizelge 7.4'deki sonuçlar elde edilmiştir.

## 6. ABSORBSİYONLU (SOĞURMALI) SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Önceki bölümde de kısaca değindiğimiz gibi absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutulan ortamdan ısı çekerek ısınan soğutucu akışkan, bir absorbe edici sıvı tarafından absorbe edilir. Oluşan çözelti bir eriyik pompası yardımı ile yüksek basınçlara çıkarılır. Daha sonra bu çözelti jeneratör vasıtasıyla ısıtılarak yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkanın tekrar serbest kalması sağlanır. Yüksek sıcaklıktaki bu soğutucu akışkanın ısınıp çevreye vererek soğuması sağlanır. Soğuyan akışkan soğutma etkisini yaratmak için tekrar soğutulan ortama gönderilir.

En yaygın olarak kullanılan sistemlerden ikisi; suyun ( $H_2O$ ) soğutucu akışkan olduğu, Li-Br'ün soğurucu akışkan olduğu ve soğutucu akışkanın amonyak olduğu ( $NH_3$ ), yutucu madde olarak ta suyun ( $H_2O$ ) kullanıldığı sistemlerdir. Bunların dışında suyun soğurucu akışkan olduğu, su-lityum klorür sistemleri de kullanılmaktadır. Ancak son sistemin uygulama alanı, soğutma sıcaklıklarının sıfır derecenin üzerinde olduğu yaz iklimlendirmesiyle sınırlıdır.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftlerinde bulunması gereken bazı özellikler bulunmaktadır.

### 6.1. Akışkan Çiftlerinin Karakteristik Özellikleri (Genceli, 1997)

Soğutucu akışkan ve absorbe edici çiftinden oluşan bir absorbsiyonlu soğutma sistemi için aşağıdaki şartların yerine getirilmesi gerekmektedir.

- Katı fazın bulunmaması gerekmektedir. Göz önüne alınan sıcaklık ve derişiklik aralıklarında, hiçbir zaman soğutucu akışkan-absorbe edici çifti katı fazda bulunmamalıdır. Herhangi bir kısımda katılaşma olduğu durumda, bu kısımda akış duracağından buradaki cihazın devre dışı kalmasına neden olacaktır.
- Buharlaşma oranı çok önemlidir. Soğutucu akışkan absorbe ediciye göre çok daha kolayca buharlaşabilmelidir. Bu şekilde iki akışkan birbirinden kolaylıkla ayrılabilir.
- Birleşme eğilimi; Absorbe edici, absorbsiyonun olduğu şartlarda soğutucu akışkanla kuvvetli bir eğilim içerisinde bulunmalıdır. Bu eğilim:

- ✓ Rault kanundan negatif bir sapmaya neden olur ve bunun sonucunda soğutucu akışkan için aktivite katsayısını bir değerinin altına düşürür,
- ✓ Sistemde devreden absorbe edici miktarını azaltır ve sonuçta duyulur ısı etkilerinden olan enerji kaybını azaltır,
- ✓ Isı değiştirici boyutlarını küçültür

Jacop, Albright ve Tucker tarafından yapılan hesaplarda, kuvvetli birleşme eğiliminin de sakıncaları olabildiği gösterilmiştir (Jacob vd., 1969). Seyreltik eriyiklerde bu eğilimin olması, jeneratörde absorbe edici ile soğutucu akışkanın birbirinden ayrılması için ilave ısıya gerek duyulmaktadır.

- Basınç; Sistemde işletme basınçları normal seviyelerde bulunmalıdır. Yüksek basınçlar kalın cidarlı ekipmanlar gerektirmekte ve akışkanın pompalanması için önemli bir elektrik gücünü ihtiyaç doğurmaktadır. Alçak basınçlar ise büyük hacimli cihazları ve soğutucu akışkan buharlarının basınç düşümü için özel elemanları gerektirmektedir.
- Kararlılık; Sistemdeki akışkanların uzun yıllar görev yapabilmesi ve zamanla özelliklerinin değişmemeleri için, devrede kullanılan akışkanların hemen hemen mutlak anlamda kararlı olması gerekmektedir.
- Korozyon; Kararsızlık sonucunda akışkanlar veya çeşitli maddeler, sistem konstrüksiyonunda kullanılan bazı maddeleri aşındırabilir. Olumsuz etkileri azaltabilmek için sistemde korozyon önleyici maddeler gerekmektedir.
- Emniyet; Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve yanmaz olmalıdır. Endüstriyel kullanımda bu şart fazla önemli değildir.
- Taşınım özellikleri; Soğutucu akışkan ve absorbe edicinin viskozite, yüzey gerilme, ısı yayılım ve difüzyon (yayılım) katsayıları önemli karakteristik özelliklerdir. Örnek olarak, akışkanın düşük viskoziteye sahip olması, ısı ve kütle geçişini iyileştirirken, pompalama problemlerini azaltmaktadır.
- Gizli buharlaşma ısısı. Soğutma sisteminde dolaşa soğutucu akışkan ve absorbe edici miktarının en az değerde olabilmesi için, soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısısı büyük olmalıdır.

## 6.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Başlıca Akışkan Çiftleri

Yukarıda sıraladığımız bütün istekleri gerçekleştiren bir soğutucu akışkan absorbe edici çiftinin pratikte bulunması mümkün değildir. Amonyak-su ve su-lityum bromid çiftleri bu istekleri büyük oranlarda yerine getirebildiklerinden ticari olarak en çok kullanılan akışkan çiftleridir.

Amonyak-su akışkan çifti istenilen bir çok özelliği karşılmasına rağmen, buharlaşma oranının çok küçük olması ve çalışma basıncının oldukça yüksek olması bina içi kullanımlarında sınırlamalara gidilmesine neden olmaktadır.

Su-lityum bromid akışkan çiftinin ağır basan özellikleri, yüksek emniyet, büyük buharlaşma oranı, büyük birleşme eğilimi, büyük kararlılık ve büyük gizli buharlaşma ısısı olarak sayılabilir. Bu özelliklerle beraber su-lityum bromid akışkan çifti katılaşmaya meyillidir.

Soğutucu akışkan 0°C sıcaklıkta buz haline dönüştüğünden, bu akışkan çifti düşük sıcaklıkların gerektiği soğutma sistemlerinde kullanılamaz.

Absorberde özellikle hava ile soğutma veya bazı sınırlı uygulamalarda ise su ile soğutma kullanıyorsa, orta derişikliklerde lityum bromid kristalleşir. Bununla beraber, absorbe edici için bazı tuz karışımları kullanmak, hava ile soğutma halinde kristalleşme tehlikesini azaltabilir.

Su-lityum bromid akışkan çiftinin diğer sakıncaları ise, bu akışkan çiftinin düşük çalışma basıncı gerektirmesi ve bu basınçlarda, lityum bromid eriyiğinin viskozitesinin yüksek olmasıdır. Pratikte uygun cihaz dizaynları kullanılarak, bu sakıncalar önenebilir. Diğer bazı önemli soğutucu akışkan absorbe edici çiftleri aşağıda verilmiştir;

- Amonyak-çeşitli tuzlar (Roberson, 1966; Tozer, 1996)
- Metil amin-çeşitli tuzlar (Roberson, 1966; Blytas, 1962)
- Alkoller-çeşitli tuzlar (Aker vd., 1965)
- Amonyak-çeşitli organik çözücüler (Roberson, 1966)
- Kükürt dioksit-çeşitli organik çözücüler (Albright, 1963)
- Halojanize edilmiş hidrokarbonlar-çeşitli organik çözücüler (Albright, 1962)

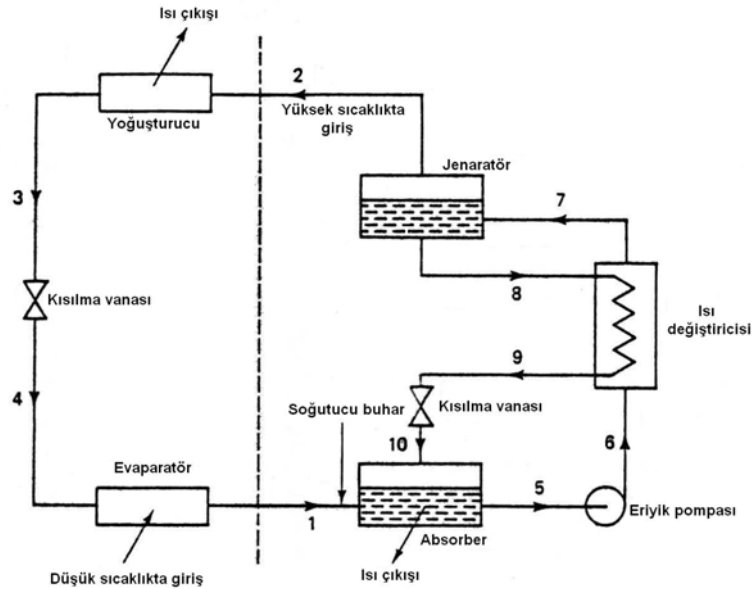
Bu akışkan çiftlerinden bir kaç, nispeten basit çevrimler için uygun olup, kristalizasyon sorunu bu akışkan çiftlerinde yoktur. Henüz bu çiftlerin çoğu hakkında kararlılık ve korozyon bilgileri noksandır. Bu soğutucu akışkan absorbe edici çiftleri arasında en yaygın olarak kullanılanı amonyak-su akışkan çiftidir.

### 6.3. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Çalışma Prensibi (Genceli, 1997)

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde amonyak-su ve su-lityum bromid akışkan çiftlerinin kullanıldığı çevrimlerin çalışma prensiplerini örnek şematik gösterimlerle inceleyeceğiz. İki çevrim arasındaki temel fark amonyak-su çiftinde soğurucu akışkan su iken, su-lityum bromid çiftinde soğurucu akışkan lityum bromiddir.

#### 6.3.1. H<sub>2</sub>O-Li-Br Akışkan Çiftli Çevrimler

Şekil 6.1 Su-Lityum bromid eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi Şekil 6.1’de örnek bir tek kademeli su lityum bromid akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi bulunmaktadır.



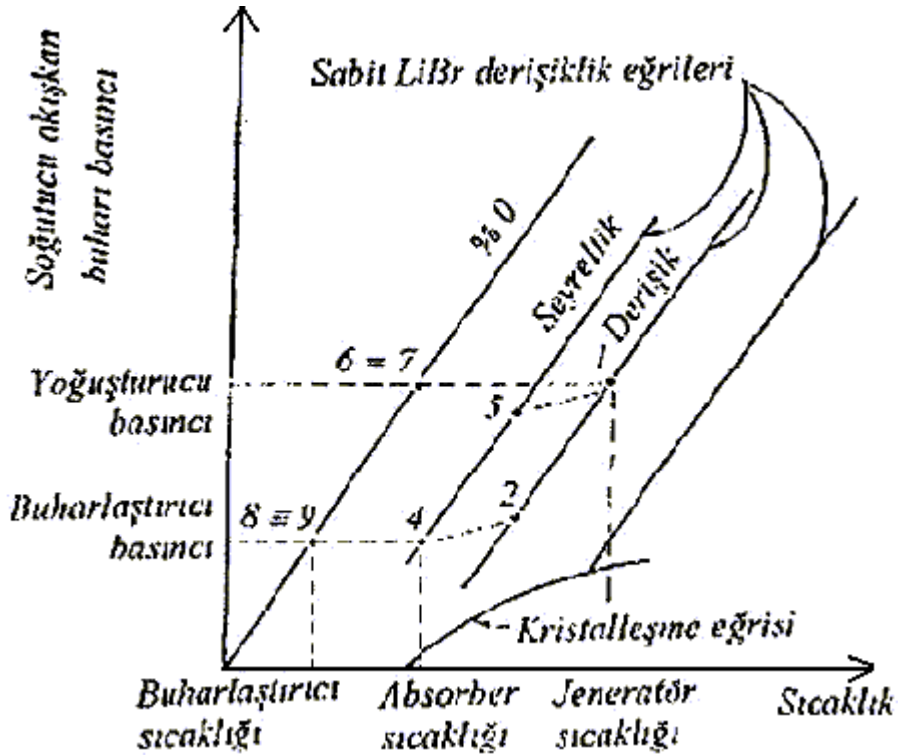
Şekil 6.1 Su-Lityum bromid eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi



Bu sistemin çalışma prensibini, su - lityum bromid akışkan çifti için adım adım inceliydim. Şekil 6.1'de görüldüğü gibi evaporatörde soğutulan ortamdan alınan ısı ile buharlaşan soğutucu akışkan su soğurucunun bulunduğu hazneye girer. Su buharı burada lityum bromid ile reaksiyona girerek soğurur. Bu reaksiyon ısı veren (ekzotermik) bir reaksiyondur.

Lityum bromid tarafından soğurulabilen su miktarı sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak buna bağlı olarak ta soğurulabilen lityum bromid miktarını arttırabilmek için soğurucudan ısı çekilir. Su-lityum bromid karışımı olan çözelti daha sonra bir eriyik pompası yardımıyla ısı değiştiriciye sonrada ısıtıcıya (jeneratör) 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 ısını verip kısılma vanasından geçtikten sonra sıvı fazında evaporatöre girerek çevrimi tamamlamış olur.

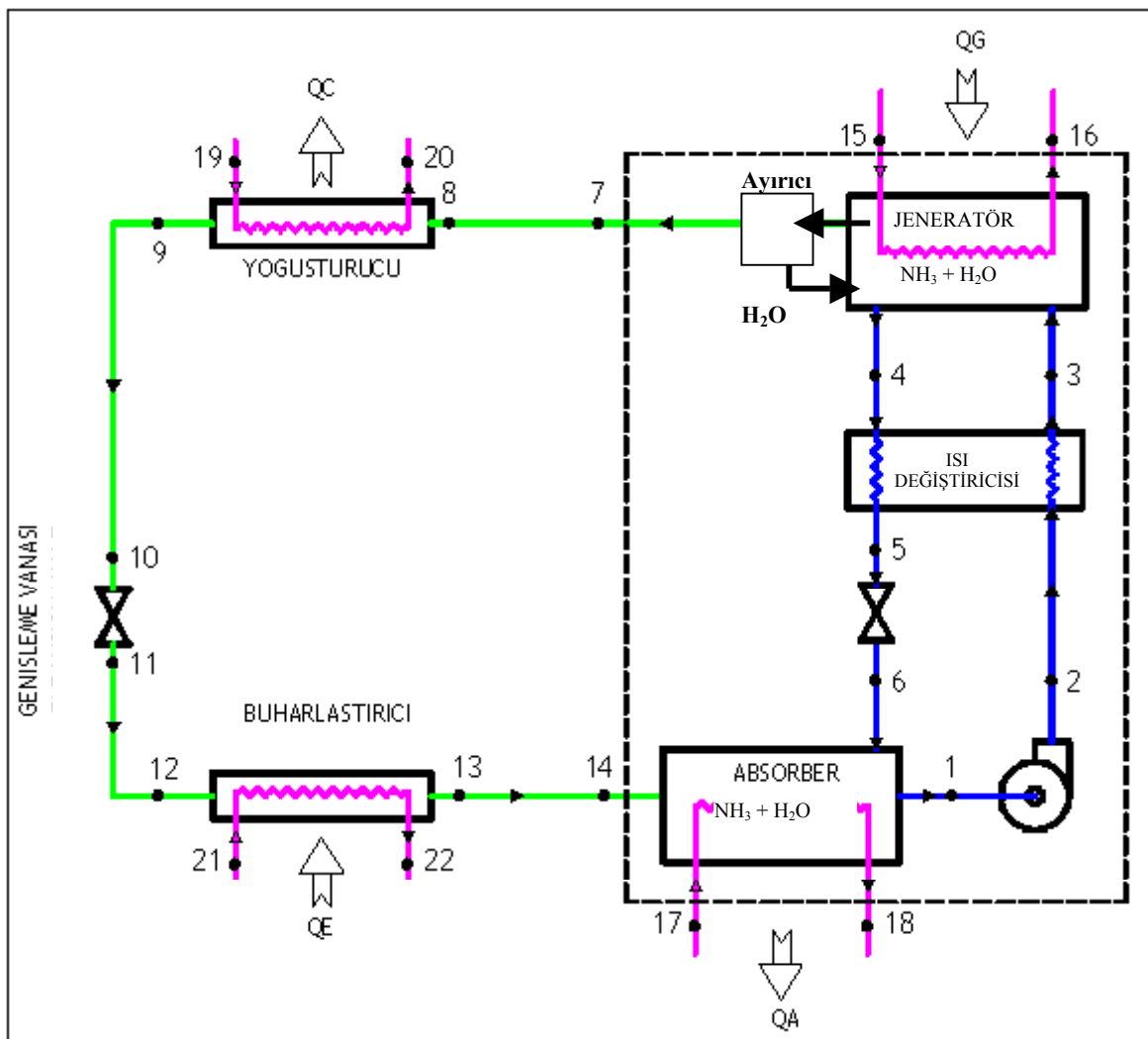


Şekil 6.2 Su-Lityum bromid eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç- sıcaklık diyagramı

Şekil 6.2’de ise bu çevrimin basınç-sıcaklık diyagramındaki değişimi görülmektedir.

### 6.3.2. $\text{NH}_3$ - $\text{H}_2\text{O}$ Akışkan Çiftli Çevrimler

Tek kademeli amonyak su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde ise soğutucu akışkan amonyak, absorbe edici su olmaktadır. Şimdi de amonyak su akışkan çifti için sistemin çalışma prensibini adım adım inceleyelim;



Şekil 6.3 Tek kademeli amonyak-su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi

Şekil 6.3’e bakıldığı zaman, sistemin buhar sıkıştırmak soğutma çevrimine çok benzediği görülmektedir. Aradaki fark, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde çevrimde kompresör

varken, absorpsiyonlu soğutma çevrimin de kompresörün yerini kesik çizgilerle kutu içine alınmış karmaşık bir soğurma mekanizması almaktadır. Bu mekanizma içerisinde soğurucu (absorber), ısıtıcı (jeneratör), ısı değiştiricisi, kısılma vanası ve ayırıcı bulunmaktadır. Tüm bu karmaşık mekanizma sadece  $\text{NH}_3$ 'ün basıncı yükseltmek için kullanılmaktadır.  $\text{NH}_3$  basıncı bu kutucuğun içinde yer alan karmaşık soğurmalı sistem içinde yükseldikten sonra, yoğuşturucuda soğutularak yoğuşturulmakta, sonra buharlaştırıcı basıncına kısılmakta ve buharlaştırıcıdan geçerken soğutulan ortamdan ısı çekmektedir. Çevrimin bu bölümünün önceki çevrimlerle arasında fark yoktur. Kesikli çizgilerle çevrelenmiş kısımda gerçekleşen işlemler ise şöyledir;

Amonyak buharı, buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra soğurucuya girer, burada su içinde soğutularak ve suyla kimyasal reaksiyona girerek  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  çözeltisini oluşturur. Bu reaksiyon aynı su-lityum bromid akışkan çiftinde olduğu gibi ekzotermik bir reaksiyondur.  $\text{H}_2\text{O}$  içinde soğurulabilen  $\text{NH}_3$  miktarı, sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle, soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğurulabilen  $\text{NH}_3$  miktarını arttırmak için soğurucudan ısı çekilir. Bu işlemde soğurucunun içinden serpantin yardımıyla soğutma suyu geçirilerek gerçekleştirilir.

Amonyak bakımından zengin olan  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  çözeltisi daha sonra ısıtıcıya (jeneratör) pompalanır. Çözelti, ısıtıcıda dış kaynaktan sağlanan ısıyla buharlaştırılır. Şekil 5.11'deki şematik gösterimde çözeltiyi buharlaştırmak için gerekli olan ısıyı sağlayan dış ısı kaynağı olarak güneş enerjisi kullanılmıştır. Başka türlü ısı kaynakları da kullanmak mümkündür. Buharlaştırma işlemi gerçekleştirildikten sonra ayırıcıya gönderilir. Burada su, amonyak bakımından zengin buhardan ayrılarak ısıtıcıya geri gönderilir, saf amonyak buharı ise yoğuşturucudan geçerek çevrimi sürdürür.

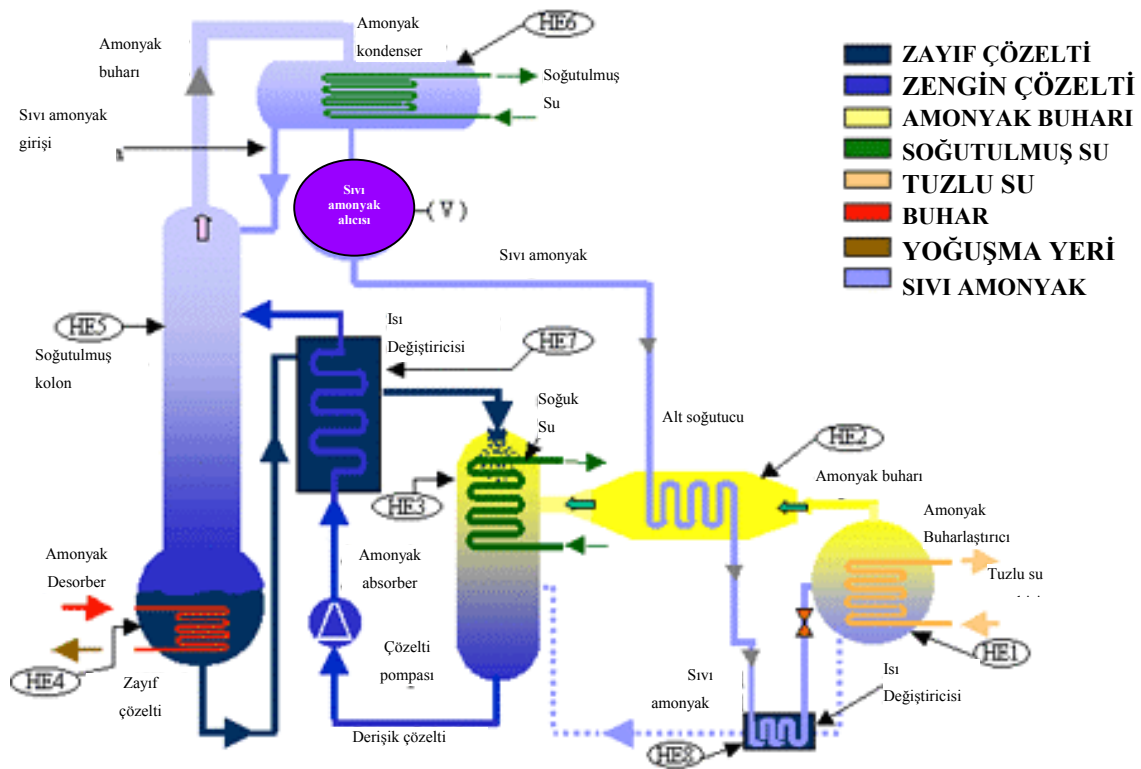
Isıtıcıda kalan, amonyak bakımından zayıf  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  çözeltisi, bir ısı değiştiricisinden geçer, pompadan çıkan çözeltiye bir miktar ısı verir ve daha sonrada soğurucu basıncına kısılarak, soğurucuya gönderilir. Böylece soğurma mekanizması içerisindeki çevrimde tamamlanmış olur.

## 6.4. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinde Kullanılan Ekipmanlar (Ashrae,1983)

Su-lityum bromid ve amonyak-su akışkan çiftlerinin kullanıldığı makinalar ve çevrimlerdeki ekipmanlarla ilgili bilgi verilecektir.

### 6.4.1. Absorbsiyonlu Amonyak - Su Çilleri

Şekil 6.4' de 3-10 ton kapasite aralığında çalışan, direkt ateşlemeli, hava soğutmalı amonyak-su çillerinin şematik diyagramı verilmektedir.



Şekil 6.4 Direkt ateşlemeli hava soğutmalı amonyak-su çilleri (ASHRAE, 1983)

Amonyak - su ekipmanının, su - lityum bromid ekipmanından üç temel dizayn farklılığı bulunmaktadır.

- Su gaza dönüşebilen bir sıvıdır, bu yüzden zayıf absorbentten güçlü absorbente dönüşebilmesi için, bir ayrımsal damıtma prosesi gerekmektedir.
- Amonyak (soğutucu), kap (vessel) ölçülerinin 15 cm çapa kadar tutulacağı ve solüsyon pompalarının pozitif deplasmanlı tip olacağı şeklinde, çevrimin 2070 kPa

- 10kPa civarı kondenser basınçlarında ve 480 kPa civarı evaporatör basınçlarında çalışmasına sebep olur.
- Hava soğutma, dış tarafın hava ile daha fazla temas için kanat takılabileceği şekilde, yoğunlaşma ve absorpsiyonun tüplerin içinde meydana gelmesini gerektirir.

**Cihazda kullanılan ekipmanlar ve çalışma prensipleri aşağıda verilmiştir.**

#### **6.4.1.1 . Jeneratör**

Jeneratörler, yanma ürünlerinden ısı çıkarmak için dış taraftan kanatlı, dikey tanklardır. İçten yükselen meydana gelmiş buhar ve azalan zayıf absorbent arasında yakın karşı akış teması meydana getirmek için bir analizör (çözümleyici) plakaları sistemi vardır. Atmosferik gaz brülörü jeneratörü ateşler. Çıkan alev borusu karışık ürünleri absorber ve kondenserden geçen hava ile karışır ve yeterli yanma hava akışını sürdürmek için kondenser hava fanının çekimine bağlıdır.

#### **6.4.1.2. Isı Değiştiricisi**

Güçlü ve zayıf absorbent arasındaki ısı transferi, 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 absorbent ve absorbe edilmiş 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 absorbent ile olurken, güçlü absorbentin fazla soğutulduğu ve sonra girişte buharlaştırıcıdan hava soğutmalı absorbere kadar soğutucu buharı ile birleştiği bir iç içe boru eşanjörüdür.

#### **6.4.1.3. Doğrultmaç (Redresör)**

Jenaratörden çıkan buhar halen bir miktar su buharı içermektedir. Buhar soğutulularak içerdiği su buharı önemsiz bir miktara kadar azaltılmaktadır.

Redresör, zayıf absorbenti çözelti pompasından, çözeltiyle soğutulan absorber ve jeneratöre götüren bir spiral bobin içerir. Hava soğutmalı yoğuşturucuya kadar devam eden buhar ve jeneratöre geri akan, bobinden yoğunlaşma arasındaki karşı akış temasına yardımcı olmak için bir tür conta dahil edilmiştir.

#### **6.4.1.4. Absorber ve Yoğuşturucu**

Bunlar, giren havanın çoğunluğunun yoğuşturucu tüplerinden akacağı ve ayrılan havanın çoğunluğunun absorber tüplerinden akacağı şekilde, hava akışına göre düzenlenmiş kanatlı tüplerdir.

#### **6.4.1.5. Buharlaştırıcılar**

Soğutulacak sıvı, soğutma yükünü absorbe eden buharlaşan amonyağı taşıyan bir kabinin üzerine damıtılır. Tank, atmosfer basıncındadır ve üniteler, soğutulan sıvıyı yük kaynağına sirküle etmek için bir pompa içerir. Buharlaştırıcıya giden soğutucu tıkaç bobinleri yardımıyla kondenserden ölçülür. Soğutucu ısı eşanjörünün bir iç içe tüp tipi, soğutucunun ağırlık başına maksimum soğutma etkisini sağlamak için kullanılır. Bu, özellikle bu çevrimde etkilidir, çünkü amonyakta bulunan su, artık azaldıkça yükselen sıcaklıklarda buharlaşan bir sıvı artığı üretir.

#### **6.4.1.6. Çözelti Pompaları**

Pompalar hermetik pozitif deplamanlı cihazlardır. Çözelti, bir esnek diyaframa benzer bir yalıtma parçasının alternatif hareketi tarafından emme ve boşaltma valfleri yoluyla hareket ettirilir. Hidrolik sıvı darbelerinden gelen alternatif hareket, emme basıncı atmosferik olan bir vana veya piston pompa tarafından esnek yalıtma parçasının karşı tarafına dağıtılır.

#### **6.4.1.7. Kapasite Kontrolü**

Ekipman, genellikle bir termostat aracılığıyla açılır ve kapanır. Eğer su sıcaklığı donmaya yaklaşacak kadar düşerse, brülörü kapatmak için, bir soğutulmuş su düğmesi mevcuttur. Daha düşük bir yük oranına düşürmek için, ekipmanların %20 düşük ateşlemesi uygundur.

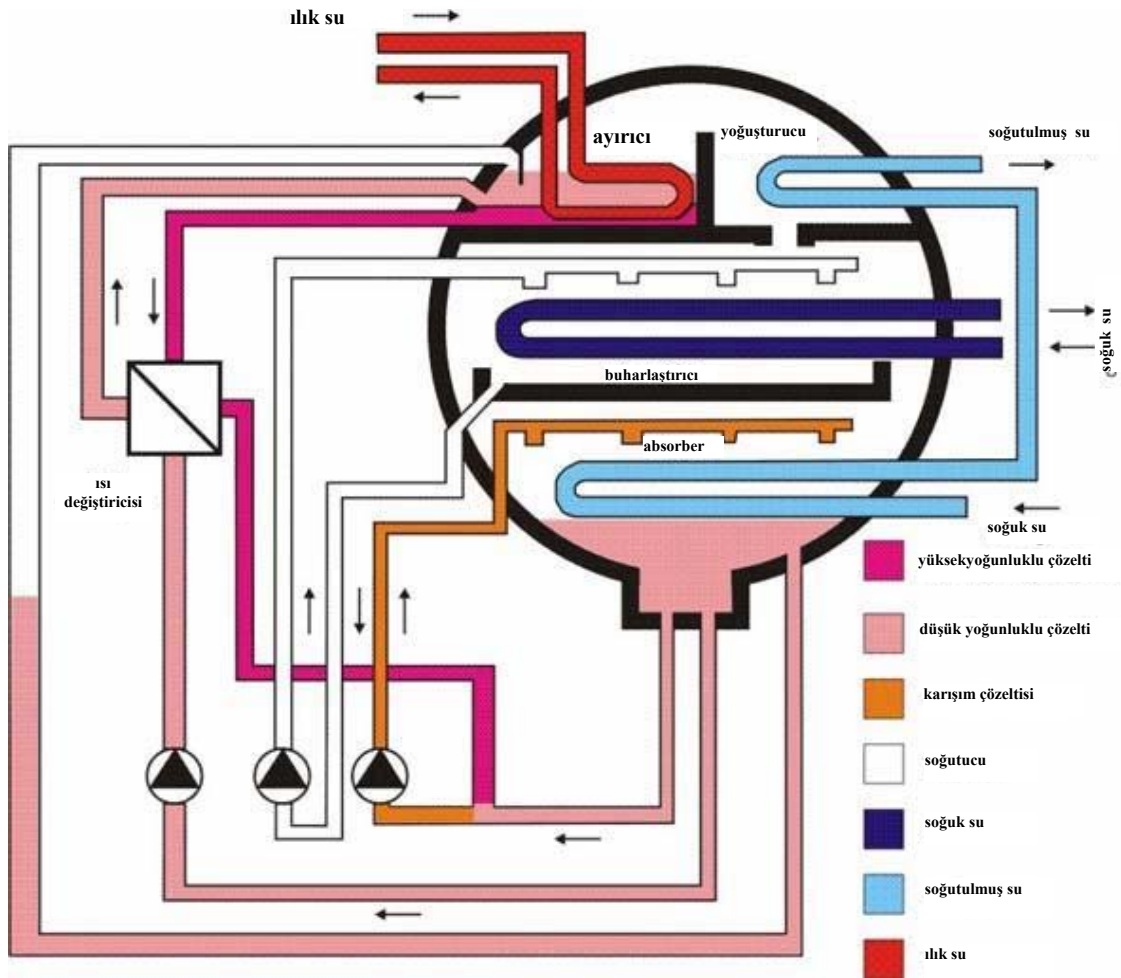
### 6.4.1.8. Koruyucu Cihazlar

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

### 6.4.2. Absorbsiyonlu Su - Lityum Bromid Çilleri

Şekil 6.5’de 50-1500 ton kapasite aralığında çalışan, indirekt ateşlemeli, sıvı soğutucular halinde mevcut su-lityum bromid çillerinin şematik diyagramı verilmektedir.



Endirekt ateşlemeli su-lityum bromid çillerinde kullanılan ekipmanlar ve çalışma prensipleri aşağıda verilmiştir.

#### **6.4.2.1. Jeneratör**

Jeneratörler, çözeltiliye daldırılmış, buhar veya sıcak sıvılarla ısıtılan boru demetleridir. Atmosferik gaz brülörü jeneratörü ateşler.

#### **6.4.2.2. Yoğuşturucu**

Yoğuşturucular, jeneratörün üzerindeki buhar boşluğuna yerleştirilmiş olan ve eliminatörlerle tuz taşınması engellenen, boru demetleridir. Yoğuşturuculara gelen soğutma suyu önce sorberden geçer.

#### **6.4.2.3. Absorber**

Absorberler, üzerine güçlü absorbent spreylene boru demetleridir. Soğutucu buharı, ısıyı geçmekte olan soğutma suyuna bırakarak absorberde yoğunlaşır.

#### **6.4.2.4. Buharlaştırıcı**

Evaporatörler, üzerine soğutucu suyu spreylene ve buharlaşan boru demetleridir. Soğutulacak su, boruların içinden geçmektedir.

#### **6.4.2.5. Çözelti Isı Değiştiricisi**

Solüsyon ısı değiştiricileri tamamen çelik gövde ve boru yapıdadır.

#### **6.4.2.6. Çözelti ve Buharlaştırıcı Pompaları**

Bunlar genellikle soğutma ve yağlama için çevrim sıvıları kullanan hermetik dizaynı, elektrik motoru tahrikli santrafuj pompalardır.

#### **6.4.2.7. Temizleyici (Purger)**

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



#### 6.4.2.8. Genleşme Cihazı

Mekanik genleşme vanaları absorpsiyon ünitelerinde kullanılmaz. Buharlaştırıcıya soğutucu sıvısının akışı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasında bir delik veya başka bir sabit sınırlama ile kontrol edilebilir.

#### 6.4.2.9. Kapasite Kontrolü

Bütün su-lityum bromid çevrimli absorpsiyon makineleri yük varyasyonlarını karşılar ve absorbent çözeltisinin tekrar konsantrasyon oranını (hızını) değiştirerek soğutulmuş su sıcaklığı kontrolünü sağlar. Verilen herhangi bir sabit yükte, soğutulmuş su sıcaklığı, soğutucu ve soğutulmuş su arasında bir sıcaklık farkı ile muhafaza edilir. Soğutucu sıcaklığı, sırayla bir akış oram ve çözelti konsantrasyonu ile beslenmekte olan absorber ve absorber soğutma suyu sıcaklığı ile muhafaza edilir.

Yük değişimleri, soğutulmuş su sıcaklığında karşılık gelen değişimlerle yansıtılır. Örneğin bir yük azalması, buharlaştırıcıda daha az sıcaklık farkı gerekmesine, çözelti akışı veya konsantrasyon gerekliliğinin azalmasına yol açar. Sonuçtaki soğutulmuş su sıcaklığı düşmesi, esas olarak absorberin azalan gerekliliklerine uymak için tekrar konsantrasyon oranının uyarlanması ile karşılanır. Cihazdan çıkan soğutulmuş sudaki bir termostat ile, bir yük değişikliğinden sonuçlanan soğutulmuş su sıcaklığı değişimlerini hisseder.

Soğutulmuş su termostatu aşağıdakilerden birini kontrol eder:

- Jeneratör pompasının akışını orantılayan, bir bölümünü jeneratöre gönderen ve kalanını, dönüş akışı ile karıştığı jeneratör çözeltisi geri dönüş bağlantısına saptıran (çeviren gönderen) bir otomatik üç yollu çözelti vanası. Isı girdisi, jeneratör ısı transfer yüzeyinin miktarı azaltılarak ve çözelti sıcaklığının yükselmesine izin verilerek bu kontrol aracı ile azaltılır.
- Buhar basıncı ve sıcaklığını azaltan bir otomatik buhar vanası. Isı girdisi, buhar ve çözelti arasında azalmış sıcaklık farkı ile düşürülmektedir.
- Jeneratöre giden çözelti akışını önceden belirlenen yüklerde bir veya daha fazla kademedeki azaltan bir saptırmayan (nondiverting) tipi çözelti vanası ile kombine bir

otomatik buhar vanası. Çözelti akışı azalması genellikle %50'den fazla olmaz. Ana kontrol buhar vanasıdır.

- Bir öncekine benzer, saptırmayan (nondiverting) tipi solüsyon vanasının oranlı olarak kontrol edilmesi hariç, maksimum çözelti akış azalması genellikle %50'den az olmasını kontrol eder.

#### **6.4.2.10. Yoğunlaşan Su Sıcaklığı Kontrolü**

Yoğunlaşan su sıcaklığındaki değişmelerin -3....+3 derece aralığı içerisinde sınırlandırılması gerekmektedir. Bu genellikle, soğutma kulesi ve makina arasına takılan bir üç yollu kontrol vanası ile yapılmaktadır. Yoğunlaşan su sıcaklığından kontrol edilen bu vana, su sıcaklığını dizayn limitleri içerisinde tutmak için yoğunlaşan suyu tekrar dolaştıracak ve karıştıracaktır.

#### **6.4.2.11. Koruyucu Cihazlar**

Ekipmanda kullanılan koruyucu cihazlar aşağıda verilmiştir;

- Düşük sıcaklık otomatik devre kesicisi
- Soğutma suyu düğmesi
- Soğutulmuş su düğmesi
- Sıvı seviye düğmesi
- Jeneratör gövde patlama diski

## 7. ÇEVRE SICAKLIĞININ ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNE ETKİSİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ VE İLGİLİ BULGULAR

İzmir/Çiğli organize sanayi bölgesindeki Ataer Enerji firmasının absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi aşağıdadır.

Ataer Enerji doğalgazla çalışan jeneratör vasıtasıyla elektrik üretimi yapmaktadır. Ancak yaz aylarındaki hava sıcaklığı izmirde çok fazla artmasından dolayı elektrik üretiminde önemli bir düşüş olduğu gözlenmiştir. Bu elektrik üretimindenki azalış önemli şekilde maliyetlerin artmasına sebep olmuştur. Bundan dolayı sisteme soğutma tertibatı eklenmesiyle jeneratördeki elektrik üretiminde olması gereken değerlere çıkması hedeflenmektedir. Jeneratörde yakıt olarak doğal gaz kullanılmasından ve baca gazından atık ısı olarak atılmasından dolayı soğutma sistemi olarak absorbsiyonlu soğutma sistemi seçilmiştir. Böylece sistem içerisindeki atık ısı kaynağını kullanarak ek yakıtla gerek duymaksızın soğutma yapılması amaçlanmıştır. Bu sayede Ataer Enerji elektrik üretimindeki düşüşü atık ısı kaynağı kullanarak absorbsiyonlu soğutma sistemi tarafından hedeflenen elektrik üretimi değerlerine yükseltilmesi amaçlanmıştır.

Ataer Enerji Trane firmasından 1560,48 kW kapasiteli soğurucu akışkan olarak Li-Br soğutucu akışkan olarak su kullanan, çözelti debisi 1146 lt, soğutucu debisi 382 lt, buharlaştırıcı su giriş-çıkış sıcaklığı 7/12°C, su debisi 32,78 lt/sn., buharlaştırıcı çalışma basıncı 1 kPa, 59 lt/sn debideki suyun soğutma kulesine 28°C ile girdiği, 36°C ile çıktığı, 24.45 lt/sn debideki suyun jeneratöre 90°C ile girdiği, 70°C ile çıktığı ve yoğuşturucunun 10 kPa ile çalıştığı bu incelediğimiz absorbsiyonlu soğutma sistemini termodinamiğin ikinci kanununa göre analizini yaparak sistemin çevre sıcaklığına göre değişimini irdelenmesi:

Şekil 5.9'da görülen absorbsiyonlu soğutma makinasının kapasitesi ve teknik özellikleri Çizelge 7.1'de belirtilmiştir. 8°C sıcaklıktaki odadan aldığı sıvıyı 25°C çevre havasına vermektedir. Sistemde kullanılan Çözelti Lityum Bromür (Li-Br) dür. Akışkan olarak da Su (H<sub>2</sub>O) kullanılmıştır.

### **Kabuller ve Verilenler:**

- Sistemin tümünde sürtünmeden ötürü bir basınç kaybı vardır.
- Sistemdeki kayıplar, absorpsiyonlu sistemin çalışma basıncının ve sıcaklığının çok düşük olmasından ötürü düşük seçilecektir.
- Her bir boru kademesinde 1 kJ/kg ısı kaybı ve kazancı mevcuttur.
- Ayrıca dizayn değeri olarak yine bu borular 0,5 kPa basınç kaybı yaratacak uzunluktadır.
- Sistemdeki elemanlardan buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki basınç kayıpları Trane mühendisleri ile konuşularak düşük basınçlarda çalıştığı da gözönüne alınarak ihmal edilmiştir.
- Sistemin tümünde Kinetik ve Potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Çözelti pompasının izantropik verimini Trane mühendisleri ile konuşularak ihmal edilmiştir.
- Genişleme valfinden akışkanın entalpisi değişmemektedir.
- Çevre sıcaklığı 25°C ve 1 bar'dır.
- 12 Noktası Absorber giriş şartları 19 noktası kondenser şartlarına eşittir (Şencan ve Yakut, 2004). Bu yüzden kütleli debileri de aynıdır.
- Seçim 1560.48 kW soğutma kapasitesi, 7-12°C soğutma suyu giriş çıkış sıcaklığı dış ve iç tasarım şartları verilerek Trane firmasının seçim programı kullanılarak uygun cihaz belirlenmiştir.

Referans noktaları girilerek, basınç kayıpları, ısı kazanç ve kayıpları ve ayrıca çözelti debi konsantrasyonları dikkate alınarak bütün noktaların sırasıyla sıcaklık, basınç, entalpi, entropi, kütle, hacim değerleri Refprop (Reprop, 2000) programı ve SSC Li-Br Routines (Yuan ve Rawlings, 2004) MS Excel Programı kullanılarak Visual Basic kodları ile tabloya formülize edilerek bulundu. Ardından Termodinamiğin I. ve II. Kanun analizleri yapıldı. Çizelge 7.3'de bu verilenler ve kabuller neticesinde elde edilen değerler verilmiştir. Ayrıca Çizelge 7.2'de Li-Br'ün sistemdeki konsantrasyonları ve sıcaklıklarını bildiren tabloda yine Trane tarafından temin edilmiştir.

Çizelge 7.1 Trane'den seçilen absorpsiyonlu cihaz katalog değerleri

<b>Marka</b>	: Trane
<b>Tip</b>	: ABH-1 Tek kademe
<b>Soğutma Kapasitesi</b>	: 1560.48 kW
<b>Çözelti</b>	: Li-Br
<b>Çözelti Debisi</b>	: 1146 lt.
<b>Soğutucu</b>	: H <sub>2</sub> O – Su
<b>Soğutucu Debisi</b>	: 382 lt
<b>Evaporatör</b>	
<b>Su Giriş/Çıkış Sıcaklığı</b>	: 7/12°C
<b>Su Debisi</b>	: 32.75 lt/s.
<b>Buharlaştırıcı ΔP</b>	: -
<b>Buharlaştırıcı Çalışma Basıncı</b>	: 1 kPa
<b>Soğutma Kulesi</b>	
<b>Su Giriş/Çıkış Sıcaklığı</b>	: 28/36°C
<b>Su Debisi</b>	: 59 lt/s.
<b>Jenaratör</b>	
<b>Su Giriş/Çıkış Sıcaklığı</b>	: 90/70°C - Sıcak Su – Doymuş
<b>Su Debisi</b>	: 24,45 kg/s
<b>Yoğuşturucu</b>	
<b>Çalışma Basıncı</b>	: 10 kPa

**Refprop kullanılarak referans noktalarındaki değerlerin hesaplanmasının adım adım gösterilmesi :**

1-6 akım Noktaları arasında Li-Br' ün olduğu soğurucu akışkan gezmektedir.

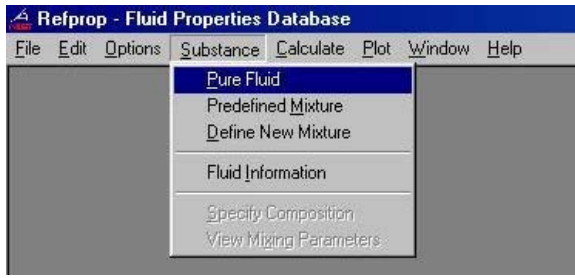
7-22 akım noktaları arasında soğutucu akışkan su gezmektedir.

1-6 akım noktası için olan sıcaklık basınç, entalpi, entropi, kütleli debi derişim oranı, özgül hacim ve tablonun sağındaki doyma noktasına tekabül eden entalpi, entropi ve ekserji değerleri Trane firmasının Li-Br katalog değerinden alınmıştır.

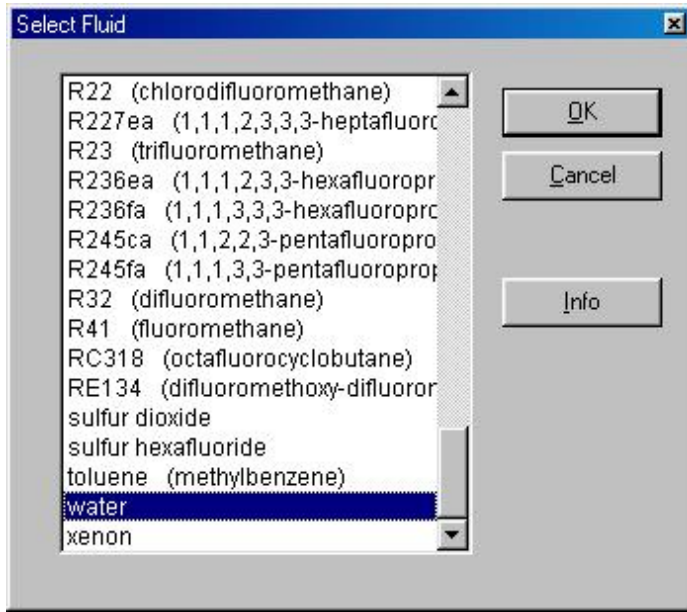
7-22 akım noktaları için doyma noktasına tekabül eden ekserji değerleri termodinamiksel özellikler kullanılarak çevre sıcaklığına göre bulunmuştur. Doyma noktaları için entalpi, entropi, ekserji sadece çevre sıcaklığına göre değişmektedir.

7-22 akım noktalarındaki değerlerinin bulunmasının adım adım gösterimi;

Susbtance den Pure Fluid e girilir

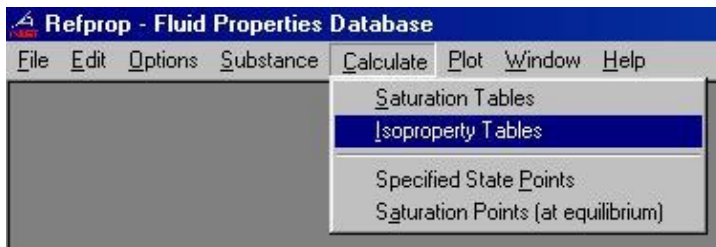


gelen pencereden water seçilip ok butonuna basılıp program hazır hale getirilir.



**7 noktası:**

4 noktası ile 7 noktasının sıcaklıkları aynı kabul edilmiştir. kondensere giriş basıncı olan 10 kPa basınca 0.5 kPa boru ısı kaybını karşılamak için eklenmiştir.  $T=102^{\circ}\text{C}$  ve  $P=10,5\text{ kPa}$  için refpropda entropi entalpi özgül hacim değerleri hesaplanır.



Specify Isoproperty Table

Hold constant:

- Temperature
- Pressure
- Density
- Volume
- Enthalpy
- Entropy

Vary:

- Temperature
- Pressure
- Density

OK Cancel

Specify Isoproperty Table

Temperature  K

Initial Pressure  MPa

Final Pressure  MPa

Increment  MPa

Leave active

OK Cancel

1 No'lu satırdan istenen değerler bulunur.

2: water: T = 375,00 K

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	375,00	0,010500	0,060760	2690,9	8,4356
2	375,00	0,020500	0,11880	2689,7	8,1243
3	375,00	0,030500	0,17701	2688,5	7,9383
4	375,00	0,040500	0,23539	2687,3	7,8048
5	375,00	0,050500	0,29395	2686,0	7,7003

### 8 Noktası:

Yoğuşturucuya girişte Sürtünmeden dolayı basınçta 0,5 kPa basınç kaybı olmaktadır. aynı sebepten dolayı entalpidede 1 kJ/kg lık kayıp olduğu kabul edilmiştir. dolayısıyla P=10 kPa ve h=2689.9 kJ/kg değerleriyle refpropta geri kalan değerler bulunmuştur.

Specify Isoproperty Table

Hold constant

Temperature

Pressure

Density

Volume

Enthalpy

Entropy

Vary

Temperature

Pressure

Density

**17: water: h = 2689,9 kJ/kg**

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	374,43	0,010000	0,057951	2689,9	8,4554
2	377,56	0,060000	0,34727	2689,9	7,6317
3	380,60	0,110000	0,63591	2689,9	7,3552
4	382,39	0,13974	0,80729	2689,9	7,2467

**9 noktası :**

Yoğuşturucudaki basınç 10kPa olduğundan bu noktadaki değerler doymuş sıvı tablosundan bulunmaktadır.

Specify Saturation Table

Type

Vapor-liquid saturation

Solid-liquid saturation (Melting line)

Solid-vapor saturation (Sublimation line)

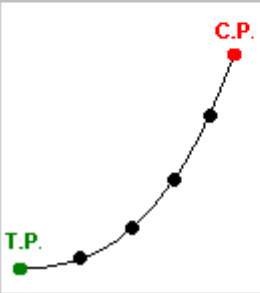
Vary

Temperature

Pressure

Quality at fixed T

Quality at fixed p





18: water: V/L sat. $p=0,010000$ to $4,1000$ MPa								
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	318,96	0,010000	989,83	0,068166	191,81	2583,9	0,64920	8,1488
2	375,44	0,110000	956,69	0,64539	428,84	2679,2	1,3330	7,3269
3	394,91	0,210000	941,68	1,1818	511,29	2708,5	1,5469	7,1106
4	407,79	0,310000	930,85	1,7024	566,22	2726,4	1,6835	6,9807

### 10 noktası:

Kısılma vanasına girişte sürtünmeden dolayı basınçta 0,5 kPa basınç kaybı olmaktadır. aynı sebepten dolayı entalpidede 1 kJ/kg lık kayıp olduğu kabul edilmiştir. dolayısıyla  $P=9,5$  kPa ve  $h=190,8$  kJ/kg değerleriyle refpropta geri kalan değerler bulunmuştur.

Specify Isoproperty Table

Hold constant

Temperature

Pressure

Density

Volume

Enthalpy

Entropy

Vary

Temperature

Pressure

Density

21: water: $h = 190,80$ kJ/kg					
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	318,72	0,0098776	989,94	190,80	0,64604
2	318,70	0,095000	989,98	190,80	0,64577
3	318,69	0,14500	990,01	190,80	0,64561
4	318,68	0,19500	990,03	190,80	0,64545
5	318,67	0,24500	990,06	190,80	0,64530

### 11 noktası:

Kısılma vanasıyla basınç 9,5kPa dan 1,5kPa düşürülür.Ve kısılma vanasının özelliğinden ötürü entalpi sabit kalarak 190,8 kJ/kg değeriyle geri kalan değerler bulunur.

26: water: h = 190,80 kJ/kg					
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	286,17	0,0015000	0,20627	190,80	0,67122
2	318,72	0,0098776	989,94	190,80	0,64604
3	318,71	0,051500	989,96	190,80	0,64591
4	318,70	0,10150	989,98	190,80	0,64575
5	318,69	0,15150	990,01	190,80	0,64559

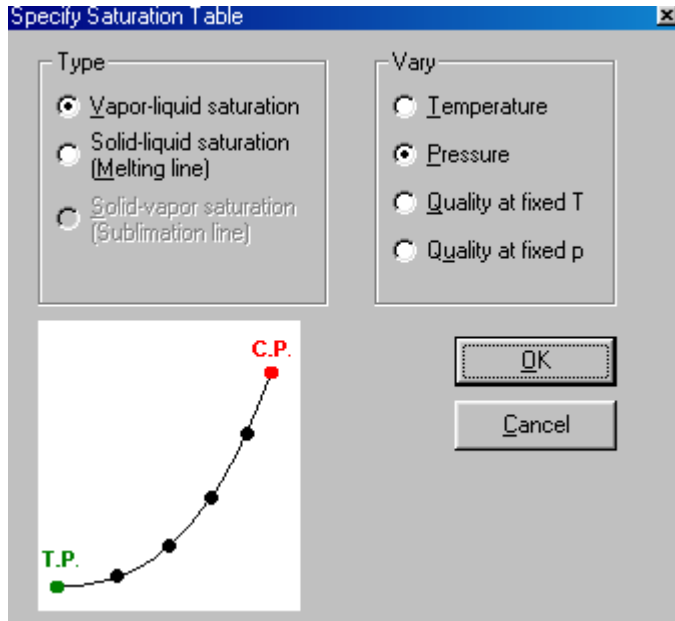
### 12 noktası :

Buharlaştırıcıya girişte sürtünmeden dolayı basınçta 0,5 kPa basınç kaybı olmaktadır. Buharlaştırıcıya girerken boru ısı kaybını karışlamak için entalpiye 1 kJ/kg eklenmiştir. P=1 kPa ve h=191,8 kJ/kg değerleriyle refpropta geri kalan değerler bulunmuştur.

27: water: h = 191,80 kJ/kg					
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	280,12	0,0010000	0,11834	191,80	0,68603
2	318,95	0,0099993	989,83	191,80	0,64918
3	318,95	0,051000	989,86	191,80	0,64905
4	318,94	0,10100	989,88	191,80	0,64889
5	318,93	0,15100	989,91	191,80	0,64873

### 13 noktası :

Buharlaştırıcı çıkışında basınç 1kPa olduğundan bu noktadaki değerler doymuş sıvı tablosundan bulunmaktadır.

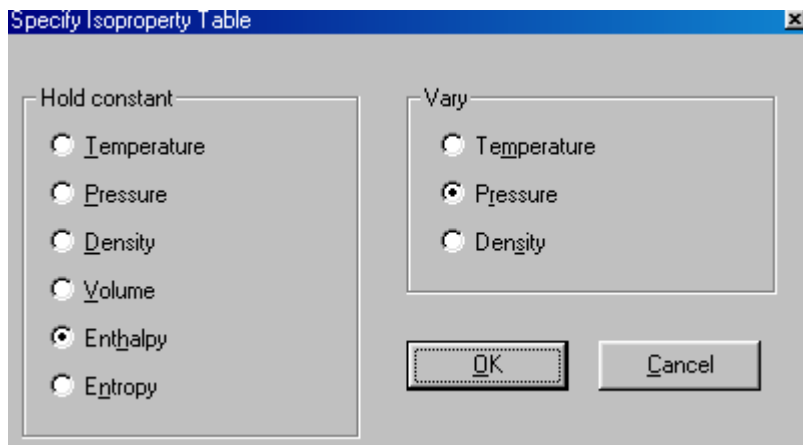


31: water: V/L sat. p=0,0010000 to 4,1000 MPa

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	280,12	0,0010000	999,86	0,0077412	29,299	2513,7	0,10591	8,9749
2	373,03	0,10100	958,43	0,59586	418,68	2675,4	1,3059	7,3555
3	393,52	0,20100	942,81	1,1344	505,37	2706,5	1,5319	7,1252
4	406,79	0,30100	931,72	1,6560	561,91	2725,0	1,6729	6,9905
5	416,85	0,40100	922,81	2,1678	605,04	2738,2	1,7774	6,8946

#### 14 noktası:

Absorbere girişte sürtünmeden dolayı basınçta 0,5 kPa basınç kaybı olmaktadır. Absorbere girerken boru ısı kaybını karşılamak için entalpiye 1 kJ/kg eklenmiştir. P=0,5 kPa ve h=2514,7 kJ/kg değerleriyle refpropta geri kalan değerler bulunmuştur.

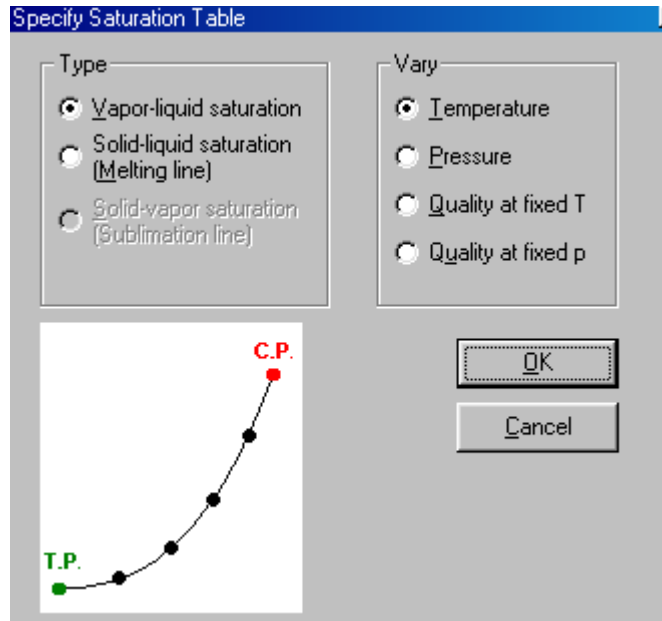


33: water: h = 2514,7 kJ/kg

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	280,46	0,00050000	0,0038643	2514,7	9,2983
2	280,68	0,0010394	0,0080304	2514,7	8,9607
3	354,71	0,050500	0,33029	2514,7	7,2205
4	372,90	0,10050	0,63847	2514,7	6,9268
5	384,60	0,15050	0,94069	2514,7	6,7576

15 noktası :

Jeneratör girişinde sıcaklık 90 °C olduğundan bu noktadaki değerler doymuş sıvı tablosundan bulunmaktadır.



35: water: V/L sat. T=363,00 to 370,00 K

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	363,00	0,069783	965,40	0,42164	376,41	2659,3	1,1911	7,4800
2	368,00	0,084142	961,98	0,50231	397,46	2667,4	1,2487	7,4169

**16 noktası:**

Jeneratör çıkışında sıcaklık 70 °C olduğundan bu noktadaki değerler doymuş sıvı tablosundan bulunmaktadır.

37: water: V/L sat. T=343,00 to 370,00 K								
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	343,00	0,030999	977,82	0,19723	292,44	2625,8	0,95330	7,7562
2	348,00	0,038354	974,90	0,24077	313,40	2634,3	1,0140	7,6833
3	353,00	0,047127	971,86	0,29201	334,38	2642,8	1,0738	7,6131
4	358,00	0,057527	968,69	0,35193	355,38	2651,1	1,1328	7,5454
5	363,00	0,069783	965,40	0,42164	376,41	2659,3	1,1911	7,4800

**17 noktası:**

Absorber girişinde sıcaklık 28 °C olduğundan bu noktadaki değerler doymuş sıvı tablosundan bulunmaktadır.

46: water: V/L sat. T=301,00 to 370,00 K								
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	301,00	0,0037501	996,23	0,027045	116,75	2551,7	0,40700	8,4964
2	306,00	0,0049932	994,71	0,035434	137,65	2560,7	0,47587	8,3943
3	311,00	0,0065792	992,98	0,045958	158,55	2569,7	0,54361	8,2964
4	316,00	0,0085834	991,06	0,059038	179,45	2578,6	0,61027	8,2025
5	321,00	0,011093	988,95	0,075152	200,35	2587,5	0,67590	8,1125

**18 noktası:**

Absorber çıkışında sıcaklık 36 °C olduğundan bu noktadaki değerler doymuş sıvı tablosundan bulunmaktadır.

**47: water: V/L sat. T=309,00 to 370,00 K**

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	309,00	0,0058991	993,70	0,041466	150,19	2566,1	0,51664	8,3351
2	314,00	0,0077262	991,85	0,053470	171,09	2575,0	0,58373	8,2396
3	319,00	0,010022	989,81	0,068309	191,99	2583,9	0,64977	8,1480
4	324,00	0,012882	987,61	0,086500	212,90	2592,8	0,71479	8,0601
5	329,00	0,016415	985,24	0,10862	233,81	2601,6	0,77884	7,9757

**19 noktası :**

Yoğuşturucu giriş şartlarının 17 noktası şartlarına eşit olduğu kabul edilmiştir.

**46: water: V/L sat. T=301,00 to 370,00 K**

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	301,00	0,0037501	996,23	0,027045	116,75	2551,7	0,40700	8,4964
2	306,00	0,0049932	994,71	0,035434	137,65	2560,7	0,47587	8,3943
3	311,00	0,0065792	992,98	0,045958	158,55	2569,7	0,54361	8,2964
4	316,00	0,0085834	991,06	0,059038	179,45	2578,6	0,61027	8,2025
5	321,00	0,011093	988,95	0,075152	200,35	2587,5	0,67590	8,1125

**20 noktası:**

Bu nokta kondenser entalpi dengesinden bulundu.  $Q_c = m_8(h_8-h_9)=m_{19}.c_p.\Delta T$  formülü kullanılarak 20 noktasındaki sıcaklığın 32,48<sup>0</sup>C olduğu hesaplanarak bu noktadaki doymuş sıvı tablosundan geri kalan değerler bulunmaktadır.

**42: water: V/L sat. p=0,0048500 to 4,1000 MPa**

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	305,48	0,0048500	994,88	0,034475	135,49	2559,8	0,46880	8,4046
2	374,09	0,10485	957,68	0,61708	423,11	2677,0	1,3178	7,3429
3	394,12	0,20485	942,32	1,1547	507,93	2707,3	1,5384	7,1189
4	407,22	0,30485	931,34	1,6758	563,77	2725,6	1,6775	6,9863
5	417,19	0,40485	922,50	2,1874	606,52	2738,6	1,7809	6,8915

## 21 noktası:

Buharlaştırıcıdaki su giriş sıcaklığı 7°C olduğundan bu noktadaki değerler doymuş sıvı tablosundan bulunmaktadır.

45: water: V/L sat. T=280,00 to 370,00 K								
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	280,00	0,00099182	999,86	0,0076812	28,796	2513,4	0,10412	8,9779
2	285,00	0,0013890	999,47	0,010571	49,780	2522,6	0,17840	8,8549
3	290,00	0,0019200	998,76	0,014363	70,729	2531,7	0,25126	8,7374
4	295,00	0,0026212	997,76	0,019281	91,654	2540,8	0,32280	8,6250
5	300,00	0,0035368	996,51	0,025590	112,56	2549,9	0,39309	8,5174

## 22 noktası:

Buharlaştırıcıdaki su çıkış sıcaklığı 12°C olduğundan bu noktadaki değerler doymuş sıvı tablosundan bulunmaktadır.

44: water: V/L sat. T=285,00 to 370,00 K								
	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Liquid Density (kg/m <sup>3</sup> )	Vapor Density (kg/m <sup>3</sup> )	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	285,00	0,0013890	999,47	0,010571	49,780	2522,6	0,17840	8,8549
2	290,00	0,0019200	998,76	0,014363	70,729	2531,7	0,25126	8,7374
3	295,00	0,0026212	997,76	0,019281	91,654	2540,8	0,32280	8,6250
4	300,00	0,0035368	996,51	0,025590	112,56	2549,9	0,39309	8,5174
5	305,00	0,0047193	995,03	0,033598	133,47	2558,9	0,46219	8,4144

Çizelge 7.2 Trane ABH-1 Tek Kademeli cihazı Li-Br için çevrim termodinamik şartları

Nokta	Çözelti		Basıncı		Li-Br Çözelti Oranı %
	°F	°C	inHG	mmHG	
1	115	46	0,27	6,9	63,3
2	101	38	0,27	6,9	59,5
3	165	74	1,65	41,9	59,5
4	215	102	3	76,2	64
5	146	63	0,6	15,2	64
6	145,04	62,8	0,2	4	64

### Birinci Kanun Analizi:

R : Soğutucu

$$m_R = m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = m_{11} = m_{12} = m_{13} = m_{14}$$

S : Soğutulmuş su

$$m_S = m_{21} = m_{22}$$

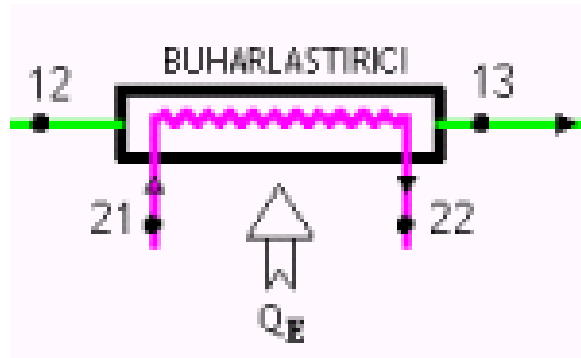
A : Absorber C : Yoğuşturucu

$$m_A = m_{17} = m_{18} = m_C = 59 \text{ kg/s}$$

G: Jeneratör

$$m_G = m_{15} = m_{16} = 24,45 \text{ kg/s}$$

#### 1. Buharlaştırıcı dengesi:

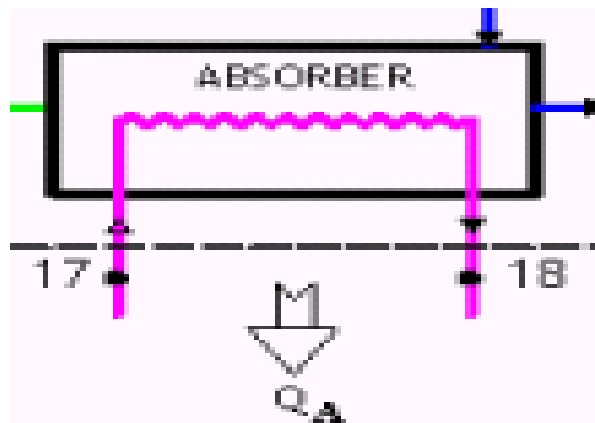


$$Q_E = m_S \cdot c_p \cdot (t_{22} - t_{21}) = m_S \cdot (h_{22} - h_{21}) = m_R \cdot (h_{13} - h_{12})$$

$$Q_E = 1560,48 \text{ kJ/ks}$$

$$m_R = Q_E / (h_{13} - h_{12}) = 0,657 \text{ kg/s}$$

#### 2. Absorber dengesi:

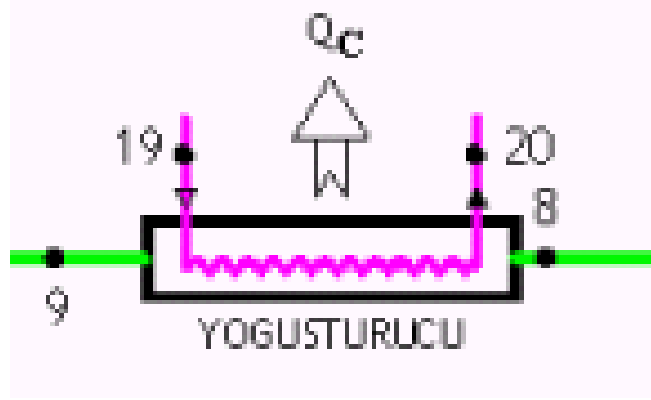


$$Q_A = m_A \cdot (h_{18} - h_{17}) = m_A \cdot c_p \cdot (t_{18} - t_{17})$$

$$Q_A = 1972,96 \text{ kJ/s}$$



### 3.Yoğuşturucu dengesi



$$Q_C = m_8 (h_8 - h_9) = m_A (h_{20} - h_{19}) = m_A \cdot c_p \cdot (t_{20} - t_{19})$$

$$Q_C = 1641,27 \text{ kJ/s}$$

$$h_{20} = 144,62 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{20} = 307,65 \text{ K} = 34,65^\circ\text{C}$$

Enerji dengesinden  $Q_C$  (jeneratör) enerjisi bulunur.

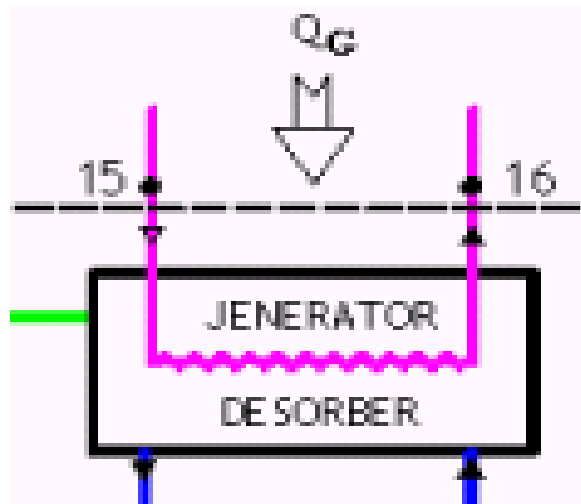
$$Q_C + Q_A = Q_G + Q_E$$

$$Q_G = Q_C + Q_A - Q_E = 2053,75 \text{ kJ/s}$$

$$Q_G = m_G (h_{15} - h_{16}) = m_G \cdot c_p \cdot (t_{15} - t_{16})$$

$$m_G = Q_G / (h_{15} - h_{16}) = 24,45757 \text{ kg/s}$$

### 4. Jeneratör dengesi:



$$Q_G = m_7 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3 = m_G (h_{15} - h_{16})$$

Jeneratör kütle dengesi

$$m_7 + m_4 = m_3$$

$$m_7 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - (m_7 + m_4) \cdot h_3 = Q_G$$

$$m_7 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - m_4 \cdot h_3 = Q_G$$

$$m_4 = (Q_G - m_7 \cdot (h_7 - h_3)) / (h_4 - h_3) = 5,3902 \text{ kg/s}$$

$$m_3 = m_4 + m_7 : 6,15 \text{ kg/s}$$

Absorberde enerji dengesinden;

$$Q_A = m_{14} \cdot h_{14} + m_6 \cdot h_6 = m_A (h_{18} - 17)$$

$$m_1 = (m_{14} \cdot h_{14} + m_6 \cdot h_6 - Q_A) = 4,556 \text{ kJ/s}$$

Cihaz	Sembol	Enerji Dengesi (kW)	
Buharlaştırıcı	$Q_E$	1560,48	
Absorber	$Q_A$	1972,96	= 3614,23
Jeneratör	$Q_G$	2053,75	= 3614,23
Yoğuşturucu	$Q_C$	1641,27	

$$COP_{\text{soğutma}} : Q_E / Q_G = 0,76$$

$$COP_{\text{ısıtma}} : (Q_C + Q_A) / Q_G = 1,76 \text{ veya } COP_{\text{ısıtma}} = 1 + COP_{\text{soğutma}} = 1,76$$

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

Kullanılabilir enerji dengesi:

$$T_{\text{EVP}} : 8,00^\circ\text{C}$$

1-2 noktaları arasındaki çözelti pompası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ );

$$\Delta\psi_{1-2} = m_1\psi_1 - m_2\psi_2 + W_{1-2} = m_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] - m_2[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] + m_2xh_2 - m_1xh_1$$

$$\Delta\psi_{1-2} = 10,83 \text{ kW}$$

Isı değiştiricisi (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{\text{ısı değiştiricisi}} = m_2\psi_2 + m_4\psi_4 - m_5\psi_5 - m_3\psi_3 = m_2[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] + m_4[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] + m_5[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] - m_3[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{\text{ısı değiştiricisi}} = 22,20 \text{ kW}$$

5-6 Arası Çözelti Kısılma Vanası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ );

$$\Delta\psi_{5-6} = m_5\psi_5 - m_6\psi_6 = m_5[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] - m_6[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{5-6} = -1,08 \text{ kW}$$

Absorber (SASA,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{ABS} = m_{14}\psi_{14} + m_6\psi_6 - m_1\psi_1 - (1 - T_0/T_{ABS})xQ_{ABS} = m_{14}[(h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0)] + m_6[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)] - m_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] - (1 - T_0/T_{ABS})xQ_{ABS}$$

$$\Delta\psi_{ABS} = 287,63 \text{ kW}$$

Jeneratör (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse, kW = 0)

$$\Delta\psi_{JEN} = m_{15}\psi_{15} + m_3\psi_3 - m_4\psi_4 - m_7\psi_7 + (1 - T_0/T_{JEN})xQ_{JEN} = m_{15}[(h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0)] + m_3[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] - m_4[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] - m_7[(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] + (1 - T_0/T_{JEN})xQ_{JEN}$$

$$\Delta\psi_{JEN} = -179,50 \text{ kW}$$

7-8 noktası arasındaki boruda (SASA, kQ = 0, kW = 0)

$$\Delta\psi_{7-8} = m_7x\psi_7 - m_8x\psi_8 = m(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) - m_8(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)$$

$$\Delta\psi_{7-8} = 5,27 \text{ kW}$$

8-9 arası yoğunlaştırucu ekserji kaybı (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse, kW = 0);

$$\Delta\psi_{YOG} = m_8\psi_8 - m_9\psi_9 - (1 - T_0/T_{YOG})xQ_{YOG}$$

$$= m_8[(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)] - m_9[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{YOG} = 131,13 \text{ kW}$$

9-10 noktası arasındaki boruda (SASA, kQ = 0, kW = 0)

$$\Delta\psi_{9-10} = m_9x\psi_9 - m_{10}\psi_{10} = m_9[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)] - m_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{9-10} = 0,04 \text{ kW}$$

10-11 noktası arası kısılma vanası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse, kQ = 0, kW = 0);

$$\Delta\psi_{10-11} = m_{10}\psi_{10} - m_{11}\psi_{11} = m_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)] - m_{11}[(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{10-11} = 5,68 \text{ kW}$$

11-12 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{11-12} = m_{11}\psi_{11} - m_{12}\psi_{12} = m_{11}[(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)] - m_{12}[(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{11-12} = 2,65 \text{ kW}$$

12-13 arası hulahlaştırıcı (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ );

$$\Delta\psi_{B_{12-13}} = m_{12} \times \psi_{12} - m_{13} \times \psi_{13} + (1 - T_0 / T_{BUH}) \times Q_{BUH} = m_{12} [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)] - m_{13} [(h_{13} - h_0) - T_0 (s_{13} - s_0)] + (1 - T_0 / T_{BUH}) \times Q_{BUH}$$

$$\Delta\psi_{BUH} = -1865,99 \text{ kW}$$

Çizelge 7.3 Çevre havanın 25°C olduğu durumda soğutma sisteminin belirli noktalarının teorik değerleri

Akım No	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	m (kg/s)	x (%LiBr)	V m <sup>3</sup> /kg	h <sub>o</sub> kJ/kg	s <sub>o</sub> kJ/kgK	Ψ ( kJ/kg)
1	46	0,91	148,7	0,252	4,556	63,3	0,00101	110,61	0,128	1,09597
2	38,00	0,91	111,4	0,219	6,153	59,5	0,00101	86,74	0,138	0,37743
3	74,00	5,58	181,3	0,431	6,153	59,5	0,00103	86,74	0,138	6,67762
4	102,00	10,13	256,4	0,547	5,390	64	0,00105	115,75	0,127	15,1244
5	63,00	2,02	184,5	0,345	5,390	64	0,00102	115,75	0,127	3,77057
6	62,80	1,57	184,5	0,344	5,390	64	0,00102	115,75	0,127	3,97123
7	102,00	10,50	2.690,9	8,436	0,7630	-	16,45810	104,29	0,3651	181,608
8	101,44	10,00	2.689,9	8,455	0,7630	-	17,25644	104,29	0,3651	174,703
9	45,96	10,00	191,8	0,65	0,7630	-	0,00100	104,29	0,3651	2,84524
10	44,96	9,50	190,8	0,646	0,7630	-	0,00100	104,29	0,3651	2,79753
11	13,17	1,50	190,8	0,671	0,7630	-	0,00100	104,29	0,3651	-4,6525
12	7,12	1,00	191,8	0,686	0,7630	-	0,00100	104,29	0,3651	-8,1225
13	7,12	1,00	2.513,7	8,975	0,7630	-	129,1783	104,29	0,3651	-156,34
14	7,44	0,50	2.514,7	9,298	0,7630	-	258,7596	104,29	0,3651	-251,68
15	90,00	69,78	376,4	1,191	24,450	-	0,00102	104,29	0,3651	25,9578
16	70,00	31,00	292,4	0,953	24,450	-	0,00100	104,29	0,3651	12,8585
17	28,00	3,75	116,8	0,407	59,000	-	0,00100	104,29	0,3651	-0,0305
18	36,00	5,90	150,2	0,517	59,000	-	0,00101	104,29	0,3651	0,73681
19	28,00	3,75	116,8	0,407	59,000	-	0,00100	104,29	0,3651	0,01953
20	34,65	4,85	135,5	0,469	59,000	-	0,00101	104,29	0,3651	0,28505
21	7,00	0,99	28,8	0,104	32,750	-	0,00100	104,29	0,3651	2,27458
22	12,00	1,39	49,8	0,178	32,750	-	0,00100	104,29	0,3651	1,12301

Çizelge 7.4. Çevre havanın 25 °C olduğu durumda sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri

Cihaz	Isı kaybı/ kazancı İş kW	(kW)	Ekserji Kaybı ( kW )
Buharlaştırıcı	1560,48		1865,99
13-14 arası Boru	0,76		72,74
Absorber	2235,72		344,36
Pompa		8,092	10,83
Isı değiştirici	42,32		22,20
Jeneratör	2319,79		179,5
Genişleme Vanası-Çözelti	0,00		1,08
7-8 arası Boru	0,76		5,27
Yoğuşturucu	1906,07		131,13
9-10 arası Boru	0,76		0,04
Genişleme Vanası	0,00		5,68
11-12 arası Boru	0,76		2,65
<b>Sistem Toplam</b>	<b>8067,42</b>	<b>8,092</b>	<b>2641,47</b>

$$COP_{SOĞUTMA} = \frac{Q_{EVP}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_{13} - h_{12})}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} = 0,76 \text{ olarak bulunur.}$$

$$COP_{ISITMA} = \frac{Q_{KON} + Q_{ABS}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_8 - h_9) + m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} = 1,76 \text{ olarak}$$

bulunur.

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) \times q_{EVP}}{W_{pompa} + \Psi_{a17} + \Psi_{a15} - \Psi_{a18} + \Psi_{a16}} = 3,581 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Çizelge 7.5. Çevre sıcaklıklarına göre ABH-1 Tek kademeli cihazın işletme değerleri

<b>Marka</b>	:	Trane
<b>Tip</b>	:	ABH-1 Tek kademe
<b>Soğutma Kapasitesi</b>	:	1560.48 kW
<b>Çözelti</b>	:	Li-Br
<b>Çözelti Debisi</b>	:	1146 lt.
<b>Soğutucu</b>	:	H <sub>2</sub> O
<b>Soğutucu Debisi</b>	:	382 lt
<b>Buharlaştırıcı</b>		
<b>Su Giriş/Çıkış Sıcaklığı</b>	:	10.2 / 14.7°C
<b>Su Debisi</b>	:	41.25 lt/s.
<b>Buharlaştırıcı ΔP</b>	:	-
<b>Buharlaştırıcı Çalışma Basıncı</b>	:	1 kPa
<b>Soğutma Kulesi</b>		
<b>Su Giriş/Çıkış Sıcaklığı</b>	:	23.7 / 28.3°C
<b>Su Debisi</b>	:	103 lt/s.
<b>Jeneratör</b>		
<b>Su Giriş/Çıkış Sıcaklığı</b>	:	90/70°C - Sıcak Su – Doymuş
<b>Su Debisi</b>	:	24,45 kg/s
<b>Yoğuşturucu</b>		
<b>Çalışma Basıncı</b>	:	10 kPa

#### Birinci Kanun Analizi:

R : Soğutucu

$$m_R = m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = m_{11} = m_{12} = m_{13} = m_{14}$$

S : Soğutulmuş su

$$m_S = m_{21} = m_{22}$$

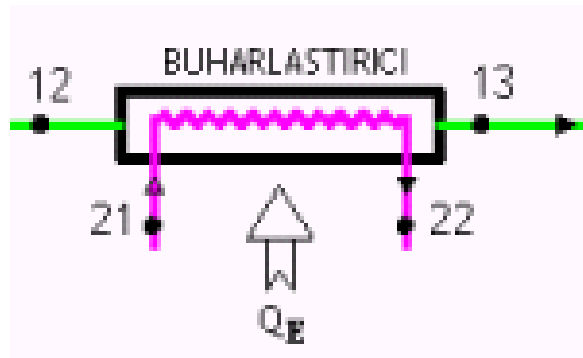
A : Absorber C : Yoğuşturucu

$$m_A = m_{17} = m_{18} = m_C = 103 \text{ kg/s}$$

G: Jeneratör

$$m_G = m_{15} = m_{16} = 24,45 \text{ kg/s}$$

### 1. Buharlaştırıcı dengesi:

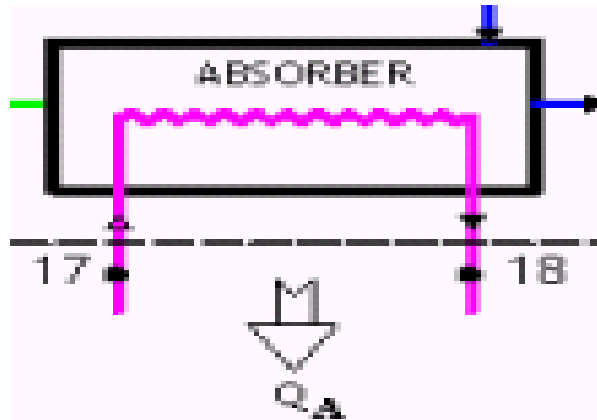


$$Q_E = m_S \cdot c_p \cdot (t_{22} - t_{21}) = m_S \cdot (h_{22} - h_{21}) = m_R \cdot (h_{13} - h_{12})$$

$$Q_E = 1560,48 \text{ kJ/ks}$$

$$M_R = Q_E / (h_{13} - h_{12}) = 0,657 \text{ kg/s}$$

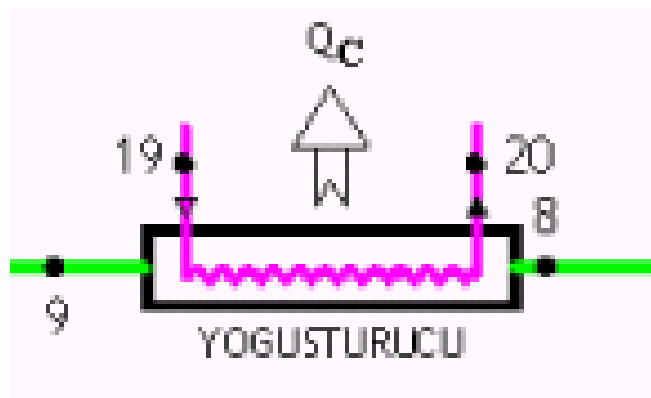
### 2. Absorber dengesi:



$$Q_A = m_A \cdot (h_{18} - h_{17}) = m_A \cdot c_p \cdot (t_{18} - t_{17})$$

$$Q_A = 1981,21 \text{ kJ/s}$$

### 3. Yoğuşturucu dengesi



$$Q_C = m_8 \cdot (h_8 - h_9) = m_A \cdot (h_{20} - h_{19}) = m_A \cdot c_p \cdot (t_{20} - t_{19})$$

$$Q_C = 1641,27 \text{ kJ/s}$$



$$h_{20} = 114,73 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{20} = 300,51 \text{ K} = 27,51^\circ\text{C}$$

Enerji dengesinden  $Q_C$  (jeneratör) enerjisi bulunur.

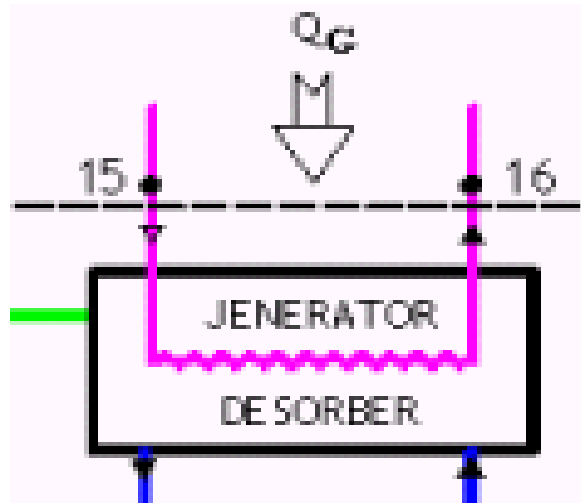
$$Q_C + Q_A = Q_G + Q_E$$

$$Q_G = Q_C + Q_A - Q_E = 2061,99 \text{ kJ/s}$$

$$Q_G = m_G (h_{15} - h_{16}) = m_G \cdot c_p \cdot (t_{15} - t_{16})$$

$$m_G = Q_G / (h_{15} - h_{16}) = 24,55576 \text{ kg/s}$$

#### 4. Jeneratör dengesi:



$$Q_G = m_7 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3 = m_G (h_{15} - h_{16})$$

Jeneratör kütle dengesi

$$m_7 + m_4 = m_3$$

$$m_7 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - (m_7 + m_4) \cdot h_3 = Q_G$$

$$m_7 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - m_4 \cdot h_3 = Q_G$$

$$m_4 = (Q_G - m_7 \cdot (h_7 - h_3)) / (h_4 - h_3) = 5,3902 \text{ kg/s}$$

$$m_3 = m_4 + m_7 = 6,15 \text{ kg/s}$$

Absorberde enerji dengesinden;

$$Q_A = m_{14} \cdot h_{14} + m_6 \cdot h_6 = m_A (h_{18} - h_{17})$$

$$m_1 = (m_{14} \cdot h_{14} + m_6 \cdot h_6 - Q_A) = 4,556 \text{ kJ/s}$$

Cihaz	Sembol	Enerji Dengesi (kW)	
Buharlaştırıcı	$Q_E$	1560,48	
Absorber	$Q_A$	1981,21	= 3622,47
Jeneratör	$Q_G$	2061,99	= 3622,47
Yoğuşturucu	$Q_C$	1641,27	

$$COP_{\text{soğutma}}: Q_E/Q_G = 0,76$$

$$COP_{\text{ısıtma}}: (Q_C + Q_A)/Q_G = 1,76 \text{ veya } COP_{\text{ısıtma}} = 1 + COP_{\text{soğutma}} = 1,76$$

$$\psi = (h-h_0) - T_0(s-s_0)$$

Kullanılabilir enerji dengesi:

$$T_{\text{EVP}}: 8,00^\circ\text{C}$$

1-2 noktaları arasındaki çözelti pompası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ );

$$\Delta\psi_{1-2} = m_1\psi_1 - m_2\psi_2 + W_{1-2} = m_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] - m_2[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] + m_2xh_2 - m_1xh_1$$

$$\Delta\psi_{1-2} = 11,28 \text{ kW}$$

Isı değiştiricisi (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{\text{ısı değiştiricisi}} = m_2\psi_2 + m_4\psi_4 - m_5\psi_5 - m_3\psi_3 = m_2[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] + m_4[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] + m_5[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] - m_3[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{\text{ısı değiştiricisi}} = 20,68 \text{ kW}$$

5-6 Arası Çözelti Kısılma Vanası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ );

$$\Delta\psi_{5-6} = m_5\psi_5 - m_6\psi_6 = m_5[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] - m_6[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{5-6} = -1,05 \text{ kW}$$

Absorber (SASA,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{\text{ABS}} = m_{14}\psi_{14} + m_6\psi_6 - m_1\psi_1 - (1 - T_0/T_{\text{ABS}})xQ_{\text{ABS}} = m_{14}[(h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0)] + m_6[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)] - m_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] - (1 - T_0/T_{\text{ABS}})xQ_{\text{ABS}}$$

$$\Delta\psi_{\text{ABS}} = 287,63 \text{ kW}$$

Jeneratör (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ )

$$\begin{aligned}\Delta\psi_{JEN} &= m_{15}\psi_{15} + m_3\psi_3 - m_4\psi_4 - m_7\psi_7 + (1 - T_0/T_{JEN})xQ_{JEN} = m_{15}[(h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0)] \\ &\quad + m_3[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] - m_4[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] \\ &\quad - m_7[(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] + (1 - T_0/T_{JEN})xQ_{JEN}\end{aligned}$$

$$\Delta\psi_{JEN} = -226,13 \text{ kW}$$

7-8 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{7-8} = m_7x\psi_7 - m_8x\psi_8 = m(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) - m_8(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)$$

$$\Delta\psi_{7-8} = 5,16 \text{ kW}$$

8-9 arası yoğuşturucu ekserji kaybı (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ );

$$\begin{aligned}\Delta\psi_{YOG} &= m_8\psi_8 - m_9\psi_9 - (1 - T_0/T_{YOG})xQ_{YOG} \\ &= m_8[(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)] - m_9[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)]\end{aligned}$$

$$\Delta\psi_{YOG} = 172,82 \text{ kW}$$

9-10 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{9-10} = m_9x\psi_9 - m_{10}\psi_{10} = m_9[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)] - m_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{9-10} = 0,05 \text{ kW}$$

10-11 noktası arası kısılma vanası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ );

$$\Delta\psi_{10-11} = m_{10}\psi_{10} - m_{11}\psi_{11} = m_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)] - m_{11}[(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{10-11} = 5,55 \text{ kW}$$

11-12 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{11-12} = m_{11}\psi_{11} - m_{12}\psi_{12} = m_{11}[(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)] - m_{12}[(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{11-12} = 2,57 \text{ kW}$$

12-13 arası hularlaştırıcı (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ );

$$\Delta\psi_{12-13} = m_{12}x\psi_{12} - m_{13}x\psi_{13} + (1 - T_0/T_{BUH})xQ_{BUH} = m_{12}[(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)] \\ - m_{13}[(h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0)] + (1 - T_0/T_{BUH})xQ_{BUH}$$

$$\Delta\psi_{BUH} = -1827,12 \text{ kW}$$

Çizelge 7.6. Çevre havanın 18°C olduğu durumda soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri

Akım No	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	M (kg/s)	x (%LiBr)	v m <sup>3</sup> /kg	h <sub>o</sub> kJ/kg	s <sub>o</sub> kJ/kgK	Ψ (kJ/kg)
1	46	0,91	148,7	0,252	4,556	63,3	0,00101	110,61	0,128	1,09597
2	38,00	0,91	111,4	0,219	6,153	59,5	0,00101	86,74	0,138	0,37743
3	74,00	5,58	181,3	0,431	6,153	59,5	0,00103	86,74	0,138	6,67762
4	102,00	10,13	256,4	0,547	5,390	64	0,00105	115,75	0,127	15,1244
5	63,00	2,02	184,5	0,345	5,390	64	0,00102	115,75	0,127	3,77057
6	62,80	1,57	184,5	0,344	5,390	64	0,00102	115,75	0,127	3,97123
7	102,00	10,50	2.690,9	8,436	0,7630	-	16,45810	74,916	0,2657	231,782
8	101,44	10,00	2.689,9	8,455	0,7630	-	17,25644	74,916	0,2657	5,28096
9	45,96	10,00	191,8	0,65	0,7630	-	0,00100	74,916	0,2657	5,21088
10	44,96	9,50	190,8	0,646	0,7630	-	0,00100	74,916	0,2657	-2,0641
11	13,17	1,50	190,8	0,671	0,7630	-	0,00100	74,916	0,2657	-5,4291
12	7,12	1,00	191,8	0,686	0,7630	-	0,00100	74,916	0,2657	-95,623
13	7,12	1,00	2.513,7	8,975	0,7630	-	129,1783	74,916	0,2657	-188,7
14	7,44	0,50	2.514,7	9,298	0,7630	-	258,7596	74,916	0,2657	32,187
15	90,00	69,78	376,4	1,191	24,450	-	0,00102	74,916	0,2657	17,4229
16	70,00	31,00	292,4	0,953	24,450	-	0,00100	74,916	0,2657	231,782
17	23,70	2,91	98,8	0,347	103,000	-	0,00100	74,916	0,2657	0,23144
18	28,30	3,82	118,0	0,411	103,000	-	0,00100	74,916	0,2657	0,79588
19	23,70	2,91	98,8	0,347	103,000	-	0,00100	74,916	0,2657	0,21988
20	27,51	3,71	116,0	0,405	103,000	-	0,00101	74,916	0,2657	0,68664
21	10,20	1,23	42,2	0,152	32,750	-	0,00100	74,916	0,2657	0,44435
22	14,70	1,66	61,1	0,218	32,750	-	0,00100	74,916	0,2657	0,08398



Çizelge 7.7 Çevre havanın 18°C olduğu durumda sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri

Cihaz	Isı kaybı/ kazancı İş kW	(kW)	Ekserji Kaybı ( kW )
Buharlaştırıcı	1560,48		1827,12
13-14 arası Boru	0,76		71,02
Absorber	2235,72		244,85
Pompa		8,092	11,28
Isı değiştirici	42,32		20,68
Jeneratör	2319,79		226,13
Genişleme Vanası-Çözelti	0,00		1,05
7-8 arası Boru	0,76		5,16
Yoğuşturucu	1906,07		172,82
9-10 arası Boru	0,76		0,05
Genişleme Vanası	0,00		5,55
11-12 arası Boru	0,76		2,57
<b>Sistem Toplam</b>	<b>8067,42</b>	<b>8,092</b>	<b>2588,28</b>

$$COP_{SOĞUTMA} = \frac{Q_{EVP}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_{13} - h_{12})}{m_7 x h_7 + m_4 x h_4 - m_3 x h_3} = 0,76 \text{ olarak bulunur.}$$

$$COP_{ISITMA} = \frac{Q_{KON} + Q_{ABS}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_8 - h_9) + m_R x h_{14} + m_6 x h_6 - m_1 x h_1}{m_7 x h_7 + m_4 x h_4 - m_3 x h_3} = 1,76 \text{ olarak}$$

bulunur.

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) \times q_{EVP}}{W_{pompa} + \Psi_{a17} + \Psi_{a15} - \Psi_{a18} + \Psi_{a16}} = 1,878 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Kullanılabilir enerji dengesi:

$$T_{EVP} : 8,00^{\circ}\text{C}$$

1-2 noktaları arasındaki çözelti pompası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ );

$$\Delta\psi_{1-2} = m_1\psi_1 - m_2\psi_2 + W_{1-2} = m_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] - m_2[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] + m_2xh_2 - m_1xh_1$$

$$\Delta\psi_{1-2} = 11,09 \text{ kW}$$

Isı değiştiricisi (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{\text{ısı değiştiricisi}} = m_2\psi_2 + m_4\psi_4 - m_5\psi_5 - m_3\psi_3 = m_2[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] + m_4[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] + m_5[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] - m_3[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{\text{ısı değiştiricisi}} = 21,33 \text{ kW}$$

5-6 Arası Çözelti Kısılma Vanası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ );

$$\Delta\psi_{5-6} = m_5\psi_5 - m_6\psi_6 = m_5[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] - m_6[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{5-6} = -1,06 \text{ kW}$$

Absorber (SASA,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{\text{ABS}} = m_{14}\psi_{14} + m_6\psi_6 - m_1\psi_1 - (1 - T_0/T_{\text{ABS}})xQ_{\text{ABS}} = m_{14}[(h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0)] + m_6[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)] - m_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] - (1 - T_0/T_{\text{ABS}})xQ_{\text{ABS}}$$

$$\Delta\psi_{\text{ABS}} = 287,63 \text{ kW}$$

Jeneratör (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{\text{JEN}} = m_{15}\psi_{15} + m_3\psi_3 - m_4\psi_4 - m_7\psi_7 + (1 - T_0/T_{\text{JEN}})xQ_{\text{JEN}} = m_{15}[(h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0)] + m_3[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] - m_4[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] - m_7[(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] + (1 - T_0/T_{\text{JEN}})xQ_{\text{JEN}}$$

$$\Delta\psi_{\text{JEN}} = -206,15 \text{ kW}$$

7-8 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{7-8} = m_7x\psi_7 - m_8x\psi_8 = m_7[(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] - m_8[(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{7-8} = 5,21 \text{ kW}$$



8-9 arası yoğuşturucu ekserji kaybı (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ );

$$\begin{aligned}\Delta\psi_{YOG} &= m_8\psi_8 - m_9\psi_9 - (1 - T_0 / T_{YOG})xQ_{YOG} \\ &= m_8[(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)] - m_9[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)]\end{aligned}$$

$$\Delta\psi_{YOG} = 154,95 \text{ kW}$$

9-10 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{9-10} = m_9\psi_9 - m_{10}\psi_{10} = m_9[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)] - m_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{9-10} = 0,05 \text{ kW}$$

10-11 noktası arası kısılma vanası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ );

$$\Delta\psi_{10-11} = m_{10}\psi_{10} - m_{11}\psi_{11} = m_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)] - m_{11}[(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{10-11} = 5,61 \text{ kW}$$

11-12 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{11-12} = m_{11}\psi_{11} - m_{12}\psi_{12} = m_{11}[(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)] - m_{12}[(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{11-12} = 2,60 \text{ kW}$$

12-13 arası hulahastırıcı (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ );

$$\begin{aligned}\Delta\psi_{12-13} &= m_{12}x\psi_{12} - m_{13}x\psi_{13} + (1 - T_0 / T_{BUH})xQ_{BUH} = m_{12}[(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)] \\ &\quad - m_{13}[(h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0)] + (1 - T_0 / T_{BUH})xQ_{BUH}\end{aligned}$$

$$\Delta\psi_{BUH} = -1843,78 \text{ kW}$$



Çizelge 7.8 Çevre havanın 21°C olduğu durumda soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri

Akım No	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	m (kg/s)	x (%LiBr)	v m <sup>3</sup> /kg	h <sub>o</sub> kJ/kg	s <sub>o</sub> kJ/kgK	Ψ ( kJ/kg)
1	46	0,91	148,7	0,252	4,556	63,3	0,00101	110,61	0,128	1,09597
2	38,00	0,91	111,4	0,219	6,153	59,5	0,00101	86,74	0,138	0,37743
3	74,00	5,58	181,3	0,431	6,153	59,5	0,00103	86,74	0,138	6,67762
4	102,00	10,13	256,4	0,547	5,390	64	0,00105	115,75	0,127	15,1244
5	63,00	2,02	184,5	0,345	5,390	64	0,00102	115,75	0,127	3,77057
6	62,80	1,57	184,5	0,344	5,390	64	0,00102	115,75	0,127	3,97123
7	102,00	10,50	2.690,9	8,436	0,7630	-	16,45810	87,431	0,3086	214,142
8	101,44	10,00	2.689,9	8,455	0,7630	-	17,25644	87,431	0,3086	207,316
9	45,96	10,00	191,8	0,65	0,7630	-	0,00100	87,431	0,3086	4,23389
10	44,96	9,50	190,8	0,646	0,7630	-	0,00100	87,431	0,3086	4,1734
11	13,17	1,50	190,8	0,671	0,7630	-	0,00100	87,431	0,3086	-3,1766
12	7,12	1,00	191,8	0,686	0,7630	-	0,00100	87,431	0,3086	-6,5866
13	7,12	1,00	2.513,7	8,975	0,7630	-	129,1783	87,431	0,3086	-121,65
14	7,44	0,50	2.514,7	9,298	0,7630	-	258,7596	87,431	0,3086	-215,69
15	90,00	69,78	376,4	1,191	24,450	-	0,00102	87,431	0,3086	29,5142
16	70,00	31,00	292,4	0,953	24,450	-	0,00100	87,431	0,3086	15,4635
17	23,70	2,91	98,8	0,347	103,000	-	0,00100	87,431	0,3086	0,09144
18	28,30	3,82	118,0	0,411	103,000	-	0,00100	87,431	0,3086	0,4634
19	23,70	2,91	98,8	0,347	103,000	-	0,00100	87,431	0,3086	0,0794
20	27,51	3,71	116,0	0,405	103,000	-	0,00101	87,431	0,3086	0,37324
21	10,20	1,23	42,2	0,152	32,750	-	0,00100	87,431	0,3086	0,88938
22	14,70	1,66	61,1	0,218	32,750	-	0,00100	87,431	0,3086	0,3308

Çizelge 7.9. Çevre havanın 21°C olduğu durumda sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri

Cihaz	Isı kaybı/ kazancı kW	İş (kW)	Ekserji Kaybı (kW)
Buharlaştırıcı	1560,48		1843,78
13-14 arası Boru	0,76		71,76
Absorber	2235,72		287,50
Pompa		8,092	11,09
Isı değiştirici	42,32		21,33
Generator	2319,79		206,15
Genişleme Vanası-Çözelti	0,00		1,06
7-8 arası Boru	0,76		5,21
Kondenser	1906,07		154,95
9-10 arası Boru	0,76		0,05
Genişleme Vanası	0,00		5,61
11-12 arası Boru	0,76		2,60
<b>Sistem Toplam</b>	<b>8067,42</b>	<b>8,092</b>	<b>2611,08</b>

$$COP_{SOĞUTMA} = \frac{Q_{EVP}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_{13} - h_{12})}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} = 0,76 \text{ olarak bulunur.}$$

$$COP_{ISITMA} = \frac{Q_{KON} + Q_{ABS}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_8 - h_9) + m_R \times h_{14} + m_6 \times h_6 - m_1 \times h_1}{m_7 \times h_7 + m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3} = 1,76 \text{ olarak}$$

bulunur.

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) \times q_{EVP}}{W_{pompa} + \Psi_{a17} + \Psi_{a15} - \Psi_{a18} + \Psi_{a16}} = 2,547 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Kullanılabilir enerji dengesi:

$$T_{EVP} : 8,00^{\circ}\text{C}$$

1-2 noktaları arasındaki çözelti pompası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ );

$$\Delta\psi_{1-2} = m_1\psi_1 - m_2\psi_2 + W_{1-2} = m_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] - m_2[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] + m_2xh_2 - m_1xh_1$$

$$\Delta\psi_{1-2} = 10,76 \text{ kW}$$

Isı değiştiricisi (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{\text{ısı değiştiricisi}} = m_2\psi_2 + m_4\psi_4 - m_5\psi_5 - m_3\psi_3 = m_2[(h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)] + m_4[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] + m_5[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] - m_3[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{\text{ısı değiştiricisi}} = 22,43 \text{ kW}$$

5-6 Arası Çözelti Kısılma Vanası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ );

$$\Delta\psi_{5-6} = m_5\psi_5 - m_6\psi_6 = m_5[(h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)] - m_6[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{5-6} = -1,08 \text{ kW}$$

Absorber (SASA,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{\text{ABS}} = m_{14}\psi_{14} + m_6\psi_6 - m_1\psi_1 - (1 - T_0/T_{\text{ABS}})xQ_{\text{ABS}} = m_{14}[(h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0)] + m_6[(h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)] - m_1[(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)] - (1 - T_0/T_{\text{ABS}})xQ_{\text{ABS}}$$

$$\Delta\psi_{\text{ABS}} = 287,63 \text{ kW}$$

Jeneratör (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{\text{JEN}} = m_{15}\psi_{15} + m_3\psi_3 - m_4\psi_4 - m_7\psi_7 + (1 - T_0/T_{\text{JEN}})xQ_{\text{JEN}} = m_{15}[(h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0)] + m_3[(h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)] - m_4[(h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)] - m_7[(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] + (1 - T_0/T_{\text{JEN}})xQ_{\text{JEN}}$$

$$\Delta\psi_{\text{JEN}} = -172,31 \text{ kW}$$

7-8 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{7-8} = m_7x\psi_7 - m_8x\psi_8 = m_7[(h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)] - m_8[(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{7-8} = 5,29 \text{ kW}$$

8-9 arası yoğurturucu ekserji kaybı (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ );

$$\begin{aligned}\Delta\psi_{YOG} &= m_8\psi_8 - m_9\psi_9 - (1 - T_0 / T_{YOG})xQ_{YOG} \\ &= m_8[(h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)] - m_9[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)]\end{aligned}$$

$$\Delta\psi_{YOG} = 124,58 \text{ kW}$$

9-10 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{9-10} = m_9\psi_9 - m_{10}\psi_{10} = m_9[(h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)] - m_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{9-10} = 0,03 \text{ kW}$$

10-11 noktası arası kısılma vanası (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ );

$$\Delta\psi_{10-11} = m_{10}\psi_{10} - m_{11}\psi_{11} = m_{10}[(h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)] - m_{11}[(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{10-11} = 5,71 \text{ kW}$$

11-12 noktası arasındaki boruda (SASA,  $kQ = 0$ ,  $kW = 0$ )

$$\Delta\psi_{11-12} = m_{11}\psi_{11} - m_{12}\psi_{12} = m_{11}[(h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)] - m_{12}[(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)]$$

$$\Delta\psi_{11-12} = 2,66 \text{ kW}$$

12-13 arası hulahlaştırıcı (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşecekse,  $kW = 0$ );

$$\begin{aligned}\Delta\psi_{12-13} &= m_{12}x\psi_{12} - m_{13}x\psi_{13} + (1 - T_0 / T_{BUH})xQ_{BUH} = m_{12}[(h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)] \\ &\quad - m_{13}[(h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0)] + (1 - T_0 / T_{BUH})xQ_{BUH}\end{aligned}$$

$$\Delta\psi_{BUH} = -1872,10 \text{ kW}$$

Çizelge 7.10. Çevre havanın 26.1°C olduğu durumda soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri

Akım No	Sıcaklık °C	Basınç kPa	Entalpi kJ/kg	Entropi kJ/kgK	m (kg/s)	x (%LiBr)	v m <sup>3</sup> /kg	h <sub>o</sub> kJ/kg	s <sub>o</sub> kJ/kgK	Ψ ( kJ/kg)
1	46,00	0,91	148,7	0,252	4,556	63,3	0,00101	110,61	0,128	1,09597
2	38,00	0,91	111,4	0,219	6,153	59,5	0,00101	86,74	0,138	0,37743
3	74,00	5,58	181,3	0,431	6,153	59,5	0,00103	86,74	0,138	6,67762
4	102,00	10,13	256,4	0,547	5,390	64	0,00105	115,75	0,127	15,1244
5	63,00	2,02	184,5	0,345	5,390	64	0,00102	115,75	0,127	3,77057
6	62,80	1,57	184,5	0,344	5,390	64	0,00102	115,75	0,127	3,97123
7	102,00	10,50	2.690,9	8,436	0,7630	-	16,45810	108,8	0,3805	172,831
8	101,44	10,00	2.689,9	8,455	0,7630	-	17,25644	108,8	0,3805	165,904
9	45,96	10,00	191,8	0,65	0,7630	-	0,00100	108,8	0,3805	2,63314
10	44,96	9,50	190,8	0,646	0,7630	-	0,00100	108,8	0,3805	2,58895
11	13,17	1,50	190,8	0,671	0,7630	-	0,00100	108,8	0,3805	-4,8886
12	7,12	1,00	191,8	0,686	0,7630	-	0,00100	108,8	0,3805	-8,3751
13	7,12	1,00	2.513,7	8,975	0,7630	-	129,1783	108,8	0,3805	-165,71
14	7,44	0,50	2.514,7	9,298	0,7630	-	258,7596	108,8	0,3805	-261,4
15	90,00	69,78	376,4	1,191	24,450	-	0,00102	108,8	0,3805	25,1496
16	70,00	31,00	292,4	0,953	24,450	-	0,00100	108,8	0,3805	12,3118
17	23,70	2,91	98,8	0,347	103,000	-	0,00100	108,8	0,3805	0,03271
18	28,30	3,82	118,0	0,411	103,000	-	0,00100	108,8	0,3805	0,07745
19	23,70	2,91	98,8	0,347	103,000	-	0,00100	108,8	0,3805	0,01985
20	27,51	3,71	116,0	0,405	103,000	-	0,00101	108,8	0,3805	0,01973
21	10,20	1,23	42,2	0,152	32,750	-	0,00100	108,8	0,3805	1,8252
22	14,70	1,66	61,1	0,218	32,750	-	0,00100	108,8	0,3805	0,92966





Çizelge 7.11. Çevre havanın 26.1°C olduğu durumda sistemin hal değişikliği neticesinde iş, ısı ve ekserji değerleri

Cihaz	Isı kaybı/ kazancı kW	İş (kW)	Ekserji Kaybı ( kW )
Buharlaştırıcı	1560,48		1872,10
13-14 arası Boru	0,76		73,02
Absorber	2235,72		359,87
Pompa		8,092	10,76
Isı değiştirici	42,32		22,43
Jeneratör	2319,79		172,31
Genişleme Vanası-Çözelti	0,00		1,08
7-8 arası Boru	0,76		5,29
Yoğuşturucu	1906,07		124,58
9-10 arası Boru	0,76		0,03
Genişleme Vanası	0,00		5,71
11-12 arası Boru	0,76		2,66
<b>Sistem Toplam</b>	<b>8067,42</b>	<b>8,092</b>	<b>2649,83</b>

$$COP_{SOĞUTMA} = \frac{Q_{EVP}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_{13} - h_{12})}{m_7 x h_7 + m_4 x h_4 - m_3 x h_3} = 0,76 \text{ olarak bulunur.}$$

$$COP_{ISITMA} = \frac{Q_{KON} + Q_{ABS}}{Q_{GEN}} = \frac{m_R \times (h_8 - h_9) + m_R x h_{14} + m_6 x h_6 - m_1 x h_1}{m_7 x h_7 + m_4 x h_4 - m_3 x h_3} = 1,76 \text{ olarak}$$

bulunur.

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{EVP}}\right) \times Q_{EVP}}{W_{pompa} + \Psi_{a17} + \Psi_{a15} - \Psi_{a18} + \Psi_{a16}} = 3,823 \text{ olarak hesaplanır.}$$

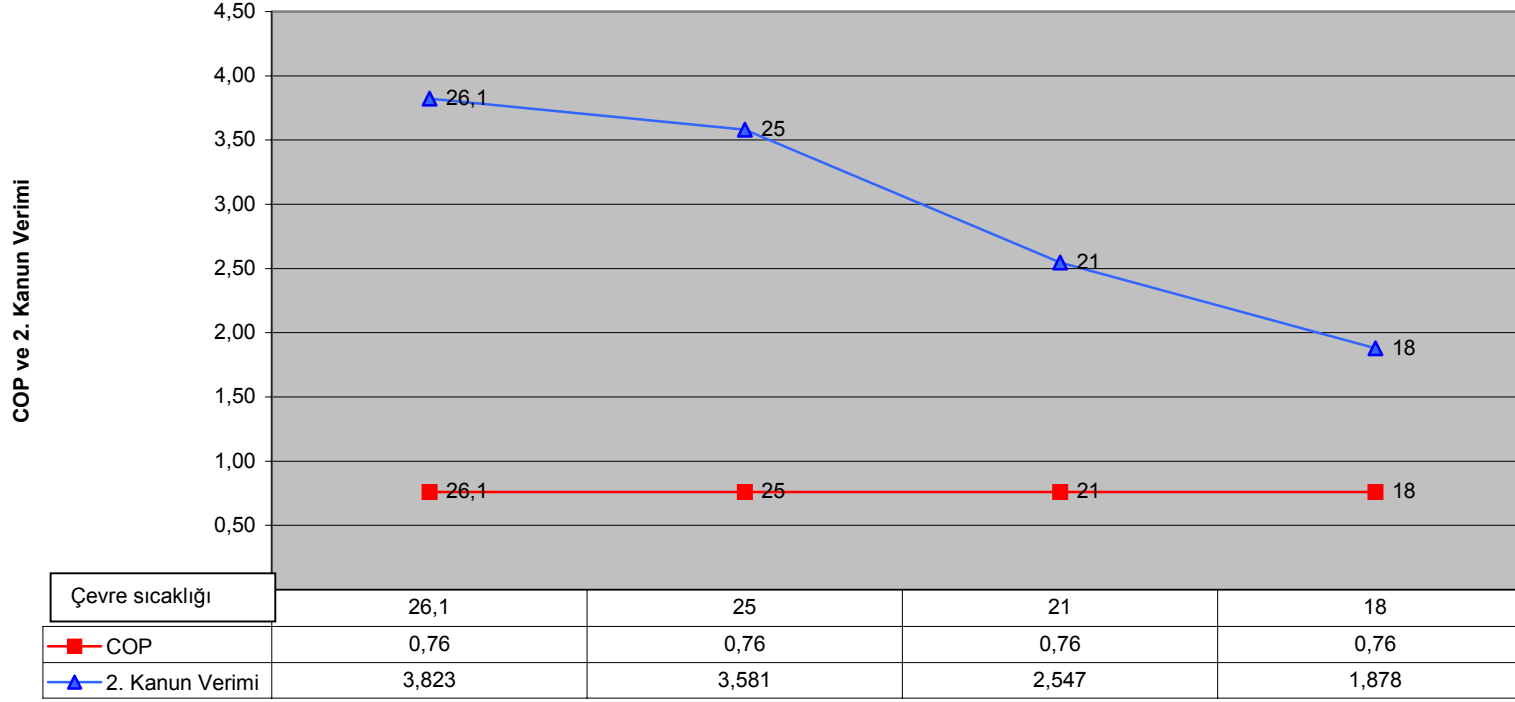
## 8. SONUÇ

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin performansı diğer soğutma sistemlerine göre düşüktür. Yapılan bu çalışmada Li-Br su akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma sisteminin hem ekserji analizinin gerçekleştirilmesi ve hem de çevre sıcaklığına göre COP ve termodinamiğin II. Kanun verimi olarak ifade edilen  $\varepsilon$  değerinin nasıl değişeceğinin hesaplanması amaçlanmıştır.

Oluşturulan soğutma çevriminde absorbsiyon devresi tek kademeli bir sistemdir. Bu sistemde jeneratör, kısılma vanası, absorber, çözelti pompası ve ayırıcı bulunmaktadır. Oluşturulan bu sistemde her bir elemandaki entropi üretimi, sistemin toplam entropisi, sistemin soğutma etkinlik katsayısı ve ikinci kanun verimi akışkanın değişken çalışma şartları altındaki termodinamik özellikleri kullanılarak hesaplanmıştır.

Böylece sistemin değişik çevre sıcaklıkları altında hangi değerleri alabileceği gözlemlenmiştir. Oluşturulan bu absorbsiyonlu soğutma sisteminin çevre sıcaklığının Termodinamiğin II. Kanunu'na göre değişimi incelendiğinde aşağıdaki grafikten de anlaşılacağı üzere, sabit tutulan COP için belirlenen koşullar içerisinde çevre sıcaklıklarının artmasıyla,  $\varepsilon$  değerlerinin lineer olarak arttırdığı görülmektedir.

Sabit tutulan COP için Çevre Sıcaklığının 2. Kanun Verimine Etkisi



## KAYNAKLAR

Adewusi, S.A. ve Zubair, S.M. (2003), “Second Law Based Thermodynamic Analysis of Amonia-Water Absorption Systems”, Department of Mechanical Engineering, King Fahd University of Petroleum and Minerals, Suudi Arabistan.

ASHRAE Fundamentals, (1996), Soğutucu Akışkanların Özellikleri, (Çeviri: O., Genceli), Teknik Yayıncılık, İstanbul.

ASHRAE Fundamentals, (1996), Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri, (Çeviri: O., Genceli), Teknik Yayıncılık, İstanbul.

ASHRAE Handbook CD (1997), 1995-HVAC Applications, USA.

ASHRAE Handbook CD (1997), 1996-HVAC Systems and Equipment, USA.

ASHRAE Handbook CD (1997), 1997-Fundamentals, USA.

Aybers, N. (1972), İ.T.Ü. Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Yayınları Sayı:87, Mühendislik Termodinamiğinin Esasları, İstanbul.

Bejan, A., (1997), Advanced Engineering Thermodynamics : Second Editions, John Wiley & Sons, New York.

Bourouis, M., Vallès, M, Medrano, M., Coronas, A., (2005),“Absorption of water vapour in the falling film of water-(LiBr+LiI+LiNO<sub>3</sub> +LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions”, International Journal of Thermal Sciences Vol.44 , Page 491–498.

Bruno, J.C., Valero, A., Coronas, A., (2004), “Performance analysis of combined microgas turbines and gas fired water/LiBr absorption chillers with post-combustion”, Applied Thermal Engineering Vol.25, Page 87-99.

Carrier Company (1965), Handbook of Air Conditioning System Design, USA.

Colonna, P., Gabrielli, S., (2003), "Industrial Trigeneration Using Ammonia-water Absorption Refrigeration Systems", Applied Thermal Engineering, 23: 381 – 396.

Çengel, Y.A. ve Boles M.A. (2002), Thermodynamics: An Engineering Approach, 2nd. Edition, Mc Graw Hill, İstanbul.

Dayı, Ö. (2005), Soğutma Çevrimlerinin Termodinamiğin II. Yasası Açısından Analizi, YTÜ. Yüksek Lisans Tezi.

Dost, S., Dinçer, İ., (1996), "Energy Analysis of An Ammonia-water Absorption Refrigeration System ", Energy Sources, 18 : 727 – 733.

Holman, P. (1976) , Heat Transfer, Mechanical Engineering Southern Methodist University

Horuz, İ., 1998), "A Comparison Between Ammonia-water and Water-lithium Bromide Solution in Vapour Absorption Refrigeration Systems", International Commnute Heat and Mass Transfer 25: 711 – 721.

Hwang, Y., (2004), "Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller", International Journal of Refrigeration Vol.27, Page 816–829.

Izquierdo, M. ve Venegas, M. ve Garcia, N. ve Palacios, E. (2004), "Exergetic Analysis of a Double Stage Li-Br / H<sub>2</sub>O Thermal Compressors Cooled by Water-Air and Driven by Low Grade Heat", Institute of C.C.Eduardo Torroja, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Mecánica Industrial, EUITI, Universidad Politécnica de Madrid, Spain.

Karakaş, A., Eğrican, N., Uygur, S., (1990), "Second Law Analysis of Solar Absorption-Cooling Cycles Using Lithium Bromide AWater and Ammonia/Water As Working Fluids", Applied Energy, 37: 169 – 187.

Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, R., (2003), " H<sub>2</sub>O - LiBr ve NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O Eriyiği Kullanılan Tek Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması", DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 5-2: 73-87.

Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, R., (2003), “Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Eşanjörlerin Sistemin Performansına Etkisi”, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Mühendislik Dergisi, 1: 111 – 120.

Keçeciler, A., Acar, H. İ. ve Canbek A., (1997), “Jeotermal Soğutma Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi - Bir Uygulama”, Teskon97 , 12 Nisan 1997, Türkiye.

McQuiston, F.C. ve Parker, J. D., Heating Ventilating and Air Conditioning.

National Institute of Standards and Technology (NIST), REFPROP – Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-Database 23/Version 7, USA.

Olçayeren, A.. (2005), İki Kademeli NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O Akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Performans ve Ekserji Analizi, YTÜ. Yüksek Lisans Tezi.

Özkol, N. (2001), Soğutma Tesisatı , MMO/2001/295

Öztürk, A. ve Kılıç A. (1993), Çözümlü Problemlerle Termodinamik, Çağlayan Kitabevi, İstanbul.

Pita, E. G., “Refrigeration Principles and Systems”

Ravikumar, T. S., Suganthi, L., Samuel, A. A., (1998), “Exergy Analysis of Solar Assisted Double Effect Absorption Refrigeration Systems”, Renewable Energy, 14 : 55 – 59.

Sahoo, P. K., Misra, R. D., Gupta, A., (2003), “Thermoeconomic Optimisation of a Single Effect Water - Lithium Bromide Vapour Absorption Refrigeration System”, International Journal Of Refrigeration 26: 158 –169”

Şencan, A. ve Yakut, K.A. ve Kalogirou, S.A. (2004), “Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems”, Department of Mechanical Education, Süleyman Demirel University and Higher Technical Institute, Cyprus.

Şencan, A., Yakut, A. K., Soteris, A. K., (2005), “Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems”, Renewable Energy, 30: 645 – 657.

Talbi, M., M., Agnew, B., (2000), “Exergy Analysis: An Absorption Refrigerator Using Lithium Bromide and Water As The Working Fluids”, Applied Thermal Engineering, 20: 619 630.

Tozer, R. ve James, R.W (1997), “Heat Powered Refrigeration Cycles”, Waterman Gore, Mech. & Elect. Consulting Engineers and South Bank University, London.

Tozer, R., Syed, A., Maidment, G., (2004), “Extended temperature–entropy (T–s) diagrams for aqueous lithium bromide absorption refrigeration cycles”, International Journal of Refrigeration, Page 1–9.

Wang, S.K., (1993), Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, McGraw-Hill, New York.

Yalçın, H. ve Gürü, M., (2004), Mühendislik Termo Dinamiği, Palme Yayıncılık, Literatür, İstanbul.

Yuan, Z. ve Rawlings, W. ve Kulankara, S. ve Aute, V.C., ve Herold K.E., (2004), SSC Aqueous Lithium Bromide and Steam Properties-Mc Neely, Sorption System Consortium Center of Environmental Energy Engineering University of Maryland, College Park.

## **Bilgisayar Programı**

(1) REFPROP

(2) MS OFFICE

## **İnternet Kaynakları**

- (1) [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)
- (2) [www.elsevier.com](http://www.elsevier.com)
- (3) [www.fbe.yildiz.edu.tr](http://www.fbe.yildiz.edu.tr)
- (4) [www.f-chart.com](http://www.f-chart.com)
- (5) <http://www3.interscience.wiley.com/cgi-bin/home>



## ÖZGEÇMİŞ



Doğum Tarihi : 07.03.1980

Doğum yeri : İstanbul

Lise : 1994-1997 Beşiktaş Lisesi

Lisans : 1998-2002 Zonguldak Karaelmas Üniversitesi

Mühendislik Fakültesi Makine Müh. Bölümü

Yüksek Lisans : 2003-2005 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri

Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı,

Isı Proses Programı

### Çalıştığı Kurum

2004-2005 Yıldız Teknik Üniversitesinde

M.Y.O' da Öğretim görevlisi olarak çalıştı.

## EK A

İzmir Ataer Enerji'nin Trane firmasına ait Absorbsiyon Sisteminin Genel Şekli ve Montaj Aşaması Resimleri



**Kurulan Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Son Hali**

## EK B



**Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Taşınımı**

## EK C



**Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Kurulumu**