

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**İKİ KADEMELİ $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ AKIŞKANLI
ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE
PERFORMANS VE EKSERJİ ANALİZİ**

Makine Mühendisi Alper OLCAYER

**FBE Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Olcay KINCAI

İSTANBUL, 2005

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	v
KISALTMALAR.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ÖNSÖZ.....	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	4
2.1 Dost S.,Diñer İ.	4
2.2 Keçeciler A., Acar H.İ. Canberk A.	4
2.3 Ravikumar T.S., Suganthi L., Samuel A.A.	5
2.4 Horuz İ.	5
2.5 Talbi M.M,Agnew B.	6
2.6 Morejon C., Mikhailov M., Brum N.	7
2.7 Kaynaklı Ö., Yamankaradeniz R.	7
2.8 Sahoo P.K., Misra R.D, Gupta A.,	8
2.9 Sahoo P.K., Misra R.D, Gupta A.,	9
2.10 Ezine Ben N., Barhoumi M., Mejbri Kh., Chemkhi S., Bellagi A.	9
2.11 Şencan A., Yakut K.A., Kalogirou S.A.	10
3. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ KANUNU.....	11
3.1 Kapalı Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi.....	11
3.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi.....	12

4.	TERMODİNAMİK SİSTEMLERDE İKİNCİ YASA KAVRAMI.....	14
4.1	Entropi.....	14
4.2	Entropinin Artışı İlkesi.....	15
4.2.1	Kapalı Sistemlerde Entropi Üretimi.....	16
4.2.2	Açık Sistemlerde Entropi Üretimi.....	18
4.3	Kullanılabilir Enerji (Ekserji) Kavramı.....	19
4.3.1	Kapalı Sistemlerde İkinci Yasa Çözümlemesi.....	21
4.3.2	Açık Sistemlerde Ekserji (Kullanılabilirlik).....	23
4.3.3	Zamanla Değişen Açık Sistemlerde İkinci Yasa Çözümlemesi.....	25
4.4	Termodinamik Sistemlerde İkinci Yasa Verimi.....	27
5.	SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	28
5.1	Soğutma Tesir Katsayısı (COP).....	29
5.2	Soğutmada Kullanılan Çevrimler.....	29
5.2.1	Hava veya Gaz Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimleri.....	29
5.2.2	Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimleri.....	31
5.2.2.1	Ters Carnot Çevrimi.....	31
5.2.2.2	İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi.....	33
5.2.3	Absorbsiyonlu (Soğurmalı) Soğutma Sistemleri.....	36
5.2.3.1	Akışkan Çifti Karakteristik Özellikleri.....	39
5.2.3.2	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Başlıca Akışkan Çiftleri.....	40
5.2.3.3	Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Çalışma Prensibi.....	41
5.2.3.3.1	LiBr – H ₂ O Akışkan Çiftli Çevrimler.....	42
5.2.3.3.2	NH ₃ –H ₂ O Akışkan Çiftli Çevrimler.....	43
5.2.3.4	Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinde Kullanılan Ekipmanlar.....	45
5.2.3.4.1.	Jeneratör.....	45
5.2.3.4.2	Isı Eşanjörü.....	46
5.2.3.4.3.	Doğrultmaç (Redresör).....	46
5.2.3.4.4.	Absorber ve Kondenser.....	46
5.2.3.4.5.	Evaporatörler.....	46
5.2.3.4.6.	Solüsyon Pompaları.....	47
5.2.3.4.7.	Kapasite Kontrolü.....	47
5.2.3.4.8.	Koruyucu Cihazlar.....	47

6.	İKİ KADEMELİ NH ₃ -H ₂ O AKIŞKANLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMASİSTEMİ VE SAYISAL BİR ÖRNEK.....	48
6.1	Sistemin Çalışma Prensibi.....	48
6.2	Sistemin Termodinamik Analizinde Yapılan Kabuller.....	52
6.3	Sistemin Termodinamik Analizi.....	52
6.4	Çalışma Bulguları ve Değerlendirme.....	84
7.	SONUÇLAR.....	91
	KAYNAKLAR.....	93
	ÖZGEÇMİŞ.....	97

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 ²)
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)
\dot{S}_{toplam}	Sistem entropisindeki toplam değişim (kW / 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 ³)
V	Hız (m / s)
W	İş (kJ)
x	Amonyak derişiklik oranı (kg / kg)
Z	Yükseklik (m)
Δ	İki değer arası değişim
Σ	Toplam
v	Özgül Hacim (m ³ /kg)
∂	Kısmi türev
ε	İkinci kanun verimi
Φ	Kapalı sistem kullanılabilirliği (kJ)

ϕ	Kapalı sistemin birim kütle için kullanılabilirliği (kJ/kg)
Ψ	Açık sistem akış kullanılabilirliği (kJ)
η	Birinci kanun verimi

İndisler

a	Absorber
as	Absorbiyon sistemi
ç	Çıkış
evap	Evaporatör
g	Giriş
kond	Kondenser
p	Çözelti pompası
tr	Tersinir
üret	Üretilen
v	Kısılma vanası

Üsler

· (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
CEHX	Kondenser – Evaporatör ısı değiştiricisi
SHX	Çözelti ısı değiştiricisi

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 4.1	Kapalı sistem şematik şekli.....	17
Şekil 4.2	Açık sistem şematik şekli.....	18
Şekil 5.1	Soğutma makinesi genel şeması.....	28
Şekil 5.2	Gaz akışkanlı soğutma çevrimi (Ters Bryton Çevrimi).....	30
Şekil 5.3	Gaz akışkanlı soğutma çevriminin T – s diyagramı.....	31
Şekil 5.4a	Carnot soğutma çevrimi şematik diyagramı.....	32
Şekil 5.4b	Carnot soğutma çevrimi T-s diyagramı şematik gösterimi.....	33
Şekil 5.5	İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şematik gösterimi.....	34
Şekil 5.6	İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı şematik gösterimi.....	35
Şekil 5.7	Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi şematik gösterimi.....	37
Şekil 5.8	Su-Lityum bromid eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi.....	42
Şekil 5.9	Su-Lityum bromid eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç – sıcaklık diyagramı.....	43
Şekil 5.10	Tek kademeli amonyak-su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi.....	44
Şekil 6.1	İki kademeli amonyak – su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi akış Şeması.....	49
Şekil 6.2	I nolu absorber kütle giriş-çıkış şeması	54
Şekil 6.3	I nolu eriyik pompası kütle giriş-çıkış şeması	58
Şekil 6.4	I nolu eşanjördeki (SHX1) kütle giriş-çıkış şeması.....	59
Şekil 6.5	I nolu jeneratördeki kütle giriş-çıkış şeması.....	61
Şekil 6.6	I nolu absorber kısılma vanası kütle giriş-çıkış şeması.....	63
Şekil 6.7	Kondenserdeki kütle giriş-çıkış şeması.....	65
Şekil 6.8	Eşanjördeki (CEHX) kütle giriş-çıkış şeması.....	66
Şekil 6.9	Evaporatördeki kütle giriş-çıkış şeması.....	68
Şekil 6.10	III nolu kısılma vanasındaki kütle giriş-çıkış şeması.....	70
Şekil 6.11	I nolu ayırıcı kütle giriş-çıkış şeması.....	71
Şekil 6.12	II nolu absorber kütle giriş-çıkış şeması.....	72
Şekil 6.13	II nolu eriyik pompası kütle giriş-çıkış şeması.....	74
Şekil 6.14	II nolu eşanjördeki (SHX2) kütle giriş-çıkış şeması	76
Şekil 6.15	II nolu jeneratördeki kütle giriş-çıkış şeması.....	78
Şekil 6.16	II nolu absorber kısılma vanası kütle giriş-çıkış şeması.....	80
Şekil 6.17	II nolu ayırıcı kütle giriş-çıkış şeması.....	81

Şekil 6.18	CEHX ısı değiştirici veriminin COP , \dot{S}_{toplaml} ve ε üzerindeki etkisi.....	85
Şekil 6.19	SHX ısı değiştirici veriminin COP , \dot{S}_{toplaml} ve ε üzerindeki etkisi.....	86
Şekil 6.20	Absorber sıcaklığının COP , \dot{S}_{toplaml} ve ε üzerindeki etkisi.....	87
Şekil 6.21	Kondenser sıcaklığının COP , \dot{S}_{toplaml} ve ε üzerindeki etkisi.....	88
Şekil 6.22	Evaporatör sıcaklığının COP , \dot{S}_{toplaml} ve ε üzerindeki etkisi.....	90

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 6.1 İki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemindeki referans noktaları ve hesaplanan değerler.....	55
Çizelge 6.2 İki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemindeki elemanların ısı kapasiteleri, entropi değerleri ve ekserji kayıpları.....	83
Çizelge 6.3 CEHX verimi değişimine bağlı COP, \dot{S}_{toplam} ve ε değerleri.....	85
Çizelge 6.4 SHX verimi değişimine bağlı COP, \dot{S}_{toplam} ve ε değerleri.....	86
Çizelge 6.5 Absorber sıcaklığı değişimine bağlı COP, \dot{S}_{toplam} ve ε değerleri.....	88
Çizelge 6.6 Kondenser sıcaklığı değişimine bağlı COP, \dot{S}_{toplam} ve ε değerleri.....	89
Çizelge 6.7 Evaporatör sıcaklığı değişimine bağlı COP, \dot{S}_{toplam} ve ε değerleri.....	90

ÖNSÖZ

Bu tez, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'ne bağlı Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Isı Proses programında hazırlanan yüksek lisans tezidir.

Modern yaşamın ayrılmaz bir parçası haline gelen enerji, insanoğlunun en temel ihtiyacıdır. Günümüzde doğal kaynaklardaki sıkıntı, üretimlerdeki zorluklar nedeniyle enerji maliyetleri yüksek oranlarda gerçekleşmektedir.

Bu olumsuzluklar minimum enerjiyle maksimum iş elde edilmesi zorunluluğunu ortaya çıkarmaktadır. Enerjinin verimli bir şekilde kullanılabilmesi, enerjinin kullanılacağı sistemlerdeki tasarım ve hesaplamalara bağlıdır.

Bu dizayn ve hesaplamalarda kullanılan en önemli metodlardan biride ekserji analizi metodudur. Yapılan bu çalışmada ekserji analizi metodunun absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde nasıl kullanılabileceğinin gösterilmesi amaçlanmaktadır.

Bu çalışmada desteği ve emeği olan, yönlendirmeleriyle bana yardımcı olan sayın tez danışmanı hocam Prof. Dr. Olcay Kıncay'a ,Yrd. Doç. Dr. Semra Özkan'a desteğini esirgemeyen program danışmanım Araş. Gör. Handan Çubuk'a ve desteğini hiçbir zaman benden esirgemeyen , sabır ve destek gösteren hayat arkadaşım sevgili eşime teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Sistemlerin termodinamik açıdan analizinde iki yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemler sırasıyla; enerji analizi (birinci kanun analizi) ve ikinci kanun analizi yöntemleridir.

Bu çalışmanın amacı, ekserji kavramının irdelenmesi , performans ve ekserji analizi yönteminin soğutma sistemlerinde nasıl uygulanacağını öğretmesine yardımcı olmak, genelde güç çevrimlerinin analizinde kullanılan bu yöntemin aslında soğutma çevrimlerinde de ne kadar etkili kullanılabileceğinin gösterilmesidir.

Bütün çevrimlerde olduğu gibi soğutma çevrimlerinde de temel amaç verimi arttırmaktır. Soğutma çevrimlerinde verim artırımı için, evaporatörde akışkanı kızdırmak, kompresörde kademeli sıkıştırma yapmak ve kondenserde aşırı yoğuşturma yapmak gibi yöntemler kullanılmaktadır. Ancak verimi arttırmanın daha etkili bir yolu da ekserji analizi yöntemiyle çevrimde ki tersinmezliklerin hesaplanarak, bunların azaltılması için gerekli tedbirlerin alınmasıdır.

Bu çalışmada ekserji analizi yöntemi derinlemesine incelenirken, birinci ve ikinci kanun analizi yöntemleri hakkında ayrıntıya inmeden temel bilgiler verilmiştir. Daha sonra soğutma çevrimleri hakkında genel bir bilgi verilmiş, termodinamik analizleri teorik olarak yapılmıştır.

Son bölümde ise , örnek bir iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde sayısal olarak ekserji analizi yapılmış, çevrim elemanları üzerindeki entropi değerleri, ekserji kayıpları ve sistemin COP değeri hesaplanmış ve sistemin performansı incelenmiştir. Sistemde en büyük ekserji kaybı noktaları jeneratör ve absorberlerdir.

Bu çalışmadan çıkarılabilecek en önemli sonuç; sistemin soğutma tesir katsayısının ısı değiştiricilerin verimleri ve evaporatör sıcaklığıyla doğru orantılı , kondenser ve absorber sıcaklığıyla ters orantılı olarak hareket etmesidir. Aynı zamanda toplam entropi ve ikinci kanun verimi ifadeleri, sistemin COP değeri ile ters orantılı olarak değişim göstermektedir.

Anahtar kelimeler: absorpsiyon , soğutma , ekserji analizi , ikinci kanun , kullanılabilirlik , amonyak-su

ABSTRACT

Thermodynamic system analysis are used three methods. This methods are in turn in order; energy analysis (first law analysis), second law analysis methods.

The objective of this study is to examine concept of exergy , to give reference information on the performance and exergy analysis methods how to apply on refrigeration systems , actually how much effective is used on the refrigeration systems.

The main aim of refrigeration cycles, like all others, is to increase the cycle efficiency. In refrigeration cycles for increasing the cycle efficiency, superheating in the evaporator, multistage compression and subcooling in the condenser methods are used. On the other hand, the more effective arrangement for increasing the cycle efficiency is calculating the irreversibilities in the cycle and taking the necessary measures to reduce the irreversibility rate in the cycle.

In this study, methods of exergy analysis will be explained, basic information on first and second law analysis methods. Then, basic information about refrigeration cycles are given, thermodynamic analysis will be done theoretical.

In the last part of study, numerical example about two stage absorption refrigeration systems will be done exergy analysis methods, entropy values of the components of the cycles, exergy losses and COP value of the system are calculated and system performance will be examined. Maximum exergy losses to be formed on generator and absorber in system.

The most important conclusion of this study, COP value of the system straight balanced with efficiency of heat exchanger and heat of evaporator, reverse balanced with heat of absorber and condenser is changed. At the same time , the terms of total entropy and efficiency of second law are changed reverse balanced with COP value of the systems.

Keywords: Absorption , refrigeration , exergy analysis , second law , availability , ammonia-water

1. GİRİŞ

Termodinamik , enerji ve enerji dönüşümlerini inceleyen bir bilim dalı olarak tanımlanmaktadır. Termodinamiğin soğutma çevrimlerine uyarlanması 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 da 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. 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 değerleri 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.

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 uygulanmadıkça 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 kullanılacak 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. Ters Carnot çevriminin pratikte 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 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 evaporatörde buharlaşarak soğutma yükünün ortamdaki çekilmesini sağlayarak soğutma işlemini gerçekleştirmektedir. Diğer akışkan ise , soğurma işlemini yerine getirerek , çevrimin belli bir kısmında soğutucu akışkanı taşıma görevini üstlenmektedir.

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin en büyük avantajı düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıyla çalışabilmeleridir. Sistemde gerekli olan ısı, güneş, endüstriyel atıklar, jeotermal enerji, buhar veya su kaynaklarından sağlanmaktadır. Sistemin dezavantajı ise, sistemin büyük boyutlar gerektirmesi ve sistemde uzun bir ön çalışma süresine ihtiyaç duyulmasıdır.

Günümüz şartlarında, soğutma sistemlerinde yeni enerji kaynaklarının kullanımı ve gerekliliği bir zorunluluk haline gelmiştir. Ucuz ve uygun enerji kaynağının bulunması ve bu enerjinin en verimli şekilde kullanılması, enerji kaynaklarından kaynaklanan sorunların çözümüdür.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilir enerji analizi yöntemi üzerine dünyada çok çeşitli çalışmalar yapılmış , uluslar arası dergilerde makaleler yayınlanmıştır. Bu çalışmaya kaynak oluşturan çalışmalar aşağıda sunulmuştur:

2.1. Dost, S. ; Dinçer, İ. (1996), Tek kademeli amonyak – su akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde , sistemin modellemesini gerçekleştirmişler , temel kütle ve enerji denklemleri ışığında soğutma çevriminin enerji dengesinin analizini sayısal bir örnek üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Çevrim elemanlarının her birinin birinci kanun analizini gerçekleştirmişler , sayısal olarak güncel bir örnek hesaplamışlardır. Sistemin soğutma tesir katsayısının analizini gerçekleştirmişlerdir.

Çalışma sonucunda, kullandıkları formülizasyon ve izledikleri yolun, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin ısı ve kütle transferi analizleri yapılırken kullanılacak kolay ve güvenli bir yöntem olduğunu bizlere göstermişlerdir. Böylece bundan sonra oluşturulacak absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, sistem dizayn edilirken yapılacak kanun analizleri için, amonyak – su akışkan çiftini kullandıkları bu çalışmalarında uyguladıkları metodolojinin kullanılmasının daha doğru olacağını vurgulamışlardır.

2.2. 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, su-lityum bromid çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Sistem etkinliğinin çeşitli parametrelere bağlı değişimleri grafiksel olarak verilmiş ve sonuçları irdelemişlerdir. Ayrıca seçtikleri modelle uygun laboratuvar ortamında jeotermal kaynak kullanımına uygun bir deney düzeneği oluşturarak, ekipmanlarda gerekli analizleri yapmışlardır.

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 100⁰C `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 60⁰C sıcaklıkta jeotermal kaynaktan 12.5 kg/s suyun yeterli olacağını yaptıkları analiz ve hesaplamalarla bizlere göstermişlerdir. Su-lityum bromid 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 jeotermal enerjiyi kullanarak soğutma işlemini gerçekleştirmişlerdir.

Analizlerinde sistemin COP'si ECOP'u ve her birindeki ısı alışverişlerini hesaplamış ve elde edilen sonuçları grafiklerle yorumlamışlardır. Jeotermal enerji kullanabilen sistemde ısı kaynağının sıcaklığı 55 – 80⁰C arasında değiştirmişlerdir. Kondenser sıcaklığını 30 – 40 – 50⁰C olarak farklı sıcaklıklardaki parametre değerlerini hesaplamışlardır.

2.3. 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.

2.4. Horuz, İ. (1998) , Bu çalışmasında amonyak – su ve su – lityum bromid akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılmasını gerçekleştirmiştir. Temel olarak buhar içindeki amonyak-su ve su-lityum bromid çözeltilerinin karşılaştırılmasını ve

çözeltilerdeki derişikliklerin analizlerini gerçekleştirmiştir. Su-lityum bromid çözeltilisinin kristalleşme riski üzeride durmuş ve kristalleşme sıcaklığı ile ilgi 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 çözeltilisinin, amonyak-su çözeltilisinden daha iyi bir performans ortaya koyduğunu göstermiştir.

Çalışma sonucunda yapılan değerlendirmede, buhar absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan su-lityum bromid çözeltilisinin havalandırma uygulamalarından daha üstün olduğu görölmüştür. Bu sistemlerde kullanılan amonyak-su ise, büyük tonaj gerektiren endüstri alanlarında, düşük sıcaklık gerektiren proses uygulamalarında kullanılmasının gerektiği görölmüştür. Amonyak-su çevriminin kabul edilebilir bir performans sağlayabilmesi için su-lityum bromid çevriminden daha karmaşık bir yapıya sahip olması gerektiği vurgulanmıştır.

2.5. Talbi, M. M. ; Agnew, B. (2000), tek kademeli su – lityum bromid 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 halinde listelenerek, çözeltileri elde edilmiştir.

Simölasyonu gerçekleştirilen sistemde, jeneratör ısı kaynağı olarak 500⁰C ' deki atık gazı kullanmaktadır. 35⁰C sıcaklığındaki dış ortam ise evaporatör, kondenser ve absorber için soğutucu ortam görevini üstlenmektedir. Model iç ve dış sistemlerden meydana geldiği düşünölerek hesaplanmıştır. Dış sistem, iç sistem ile çevre bağıntısını temsil etmektedir. İç sistem ise evaporatör, kondenser, absorber, jeneratör, eriyik pompası, iki genleşme 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 taşıtıcı 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.

Kondenser ve evparatör yükleri yaklaşık olarak %27.8 jeneratör ve absorber yüklerinden daha azdır. Bu fark saf sıvılarla olmamakla beraber, karışım sıcaklığına bağlı olarak da değişmektedir. Absorbsiyon soğutma çevrimi ekserji metodunun avantajlarını göstermesi açısından etkilidir. Isı transfer prosesinde oldukça büyük kayıplar vardır, bunlar ısı dengesiyle hesaplanamaz.

2.6. Morejon, C. ; Mikhailov, M. ; Burm, N. (2001), yaptıkları bu çalışmalarında , amonyak-su akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma sistemi için kütle ve ısı transferi hesabında kullanılabilecek matematiksel modellemeler yapmışlardır. Amonyak su karışımının termodinamik özelliklerinin istenilen şartlarda hangi değerlerde olduğunun bulunabilmesi için matematiksel modellemeler yaparak, çeşitli eşitliklere ulaşmışlardır. Böylece soğutma çevriminde kullanılan akışkan çiftinin karışım halindeyken ki termodinamik özelliklerinin (entalpi, entropi gibi), sistemin herhangi bir noktasındaki değerlerinin hesaplanabilmesini amaçlayarak matematiksel modellemeler yapmışlardır.

Çalışmalarının sonucunda, amonyak-su soğutucu akışkan çözeltisinin hem gaz hem de sıvı fazındayken entalpi ve entropi değerlerinin hesaplanabilmesini sağlayacak eşitlikleri de vermişlerdir.

2.7. Kaynaklı, Ö. ; Yamankaradeniz, R. (2003) , Bu çalışmalarında, absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı geri kazanımı için kullanılan eşanjörlerin, sistemin performans katsayısına etkilerini incelemişlerdir. Sistemde kullanılacak akışkan çifti olarak, absorbsiyonlu 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 evparatör sıcaklıklarının sistemin performansına etkilerini de araştırmışlardır. Amonyak – su eriyiği kullanan absorbsiyonlu soğutma

sistemlerinin performansının belirlenmesi için termodinamiksel 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 amonyak-su eriyiğinin sıcaklıklarını ne ölçüde etkilediğini tabloda detaylı olarak vermişlerdir.

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

- 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. Sahoo, P.K. ; Misra, R.D. ; Gupta, A. (2003) , Tek etkili su-lityum bromid buhar absorpsiyon soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında klima amaçlı bu sistemi optimize edebilmek için, öncelikle çalışmalarında ekserji üzerine kurulu termoekonomik tekniğini açıklamışlardır.

Bu uygulama sistem ve elemanlarının detaylı bir ekserji analizi, sistem ekipmanlarının yatırım maliyetinin hesabı, ekipmanların termodinamik değişkenler cinsinden yatırım maliyetlerinin açıklanması, ekserji esaslı detaylı bir termodinamik analiz, seçilen eksergoekonomik değişkenlerin üzerinde karar değişkenlerinin etkilerinin değerlendirilmesi ve tekrarlı optimizasyon prosedürü konularını içermektedir. Enerjinin etkili kullanımı ve fiyat etkisi yükselen değerde önemli olduğundan, termodinamik ve ekonomik kısıtlamalara bu sistemlerin optimize edilmesine ihtiyaç duyulmuştur.

Günümüzde en çok şu iki termodinamik metod kullanılmaktadır; birincisinde metod ortalama maliyetleri ele alırken, ikincisinde ise termoekonomik fonksiyonel analizleri ve mühendislik fonksiyonel analizlerini ele almaktadır. Bütün bu saydığımız termoekonomik optimizasyon

metodlarının en büyük avantajı, nümerik analizlerin karmaşık metodlarını kullanmadan basitçe çözebilme kapasitelerine sahip olmalarıdır.

Bu çalışmalarında araştırmacılar optimizasyon için ortalama maliyet yaklaşım maliyet yöntemini tercih etmişlerdir. Seçtikleri bu yöntemle modelledikleri çevrim üzerindeki noktalarda gerekli analizleri yaparak, sistemin termoeconomik analizini gerçekleştirmişlerdir.

2.9. Sahoo, P.K. ; Misra, R.D. ; Gupta, A. (2004) Yukarıda araştırmalarını anlattığımız aynı üçlü araştırmacı grup bu sefer amonyak-su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin eksergoekonomik optimizasyonunu yapmışlardır. Belirledikleri termodinamik model üzerinde ekipmanlardaki ekserji kayıplarını ve toplam ekserjiyi bilgisayar programı yardımıyla bularak analiz etmişlerdir. Bu çalışmalarında eksergoekonomik analizi gerçekleştirebilmek için ikinci yöntem olan, termoeconomik fonksiyon analizleri ve mühendislik fonksiyonel analizlerini kullanmışlardır.

Yapılan analizler sonucunda çıkan değerleri ekonomik açıdan ne anlama geldiğini açıklayarak tablo ve çizelgeler halinde sunmuşlardır.

2.10. Ezine, E.N. ; Barhoumi, M. ; Mejbri, K. ; Chemki, S. ; Bellagi, A. (2004), Bu çalışmalarında termodinamik bir simülasyon ve modelleme gerçekleştirmişlerdir. Amonyak – su akışkan çiftiyle absorpsiyonla soğutma prensibiyle çalışan bir chiller sisteminde , iki kademe ve sistemde iki jeneratör kullanarak, sistemin birinci ve ikinci kanun analizlerini gerçekleştirmişler, sistem performans ve etkinliğinin nasıl arttırılabileceğini araştırmışlardır.

Bu çalışma absorpsiyonlu soğutma ve güneş enerjili soğutma konularında yapılan araştırmaların bir parçasıdır. Özel yapılarla ilgi olan bu çalışmada; çift etkili, çift jeneratörlü, amonyak-su karışimli bir absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanmışlardır. Sistemin verimliliğinin hesaplanmasında kullanılan en yaygın yol olan, termodinamiğin birinci kanunu, bilgisayar ortamına aktararak, sistem analizini gerçekleştirmişlerdir.

Sistemin etkinliğinin geliştirilebilmesi için absorber, evaporatör, ısı değiştirici ve kondenser üzerinde ikinci kanun analizine dayalı olarak ekserji kayıplarını hesaplayarak, her bir elemanın COP üzerindeki etkisini grafikler yardımıyla analiz etmişlerdir. Çalışmanın sonucunda sistemde üzerindeki tersinmezlikler en aza indirilebilecek ekipmanlar bulunmuştur. Bu ekipmanlar üzerinde yapılabilecek iyileştirmelerle, sistemin etkinlik ve performansının pozitif yönde etkileneceğini ortaya konulmuştur.

2.11. Şencan, A. ; Yakut, K. A. ; Kalogirou, A. (2005), Çalışmalarında kullandıkları ısıtma ve soğutma uygulamaları için, tek kademeli su-lityum bromid akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminde ekserji 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 programında ısı ve kütle eşitlikleri, ısı transfer eşitlikleri ve lityum bromid – suyun termodinamik özelliklerine ait hal denklemlerini kaynak olarak kullanmışlardır. Hesapladıkları değerler ışığında jeneratör ve evaporatördeki ısıtma ve soğutma işlemlerinde dışarıdan kullanılan soğutma suyunun ve ısıtmada kullanılan akışkanın giriş sıcaklıklarının COP ve kayıp ekserji üzerindeki etkileri grafikler yardımıyla analiz edilmiştir.

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 ekserjitik verimliliği azalmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki COP analizinde, soğutulmuş su giriş sıcaklığı yükseldiği zaman COP değerinin de yükseldiği kanıtlamıştır. Bununla birlikte, soğutulmuş su giriş sıcaklığı arttığı zaman, soğutma uygulamaları için sistemin ekserjitik verimliliğinin de azalmakta olduğunu gözlemlemişlerdir. Isıtma uygulamalarında ise, soğutma suyu sıcaklığı arttığı zaman, sistemin COP ve ekserjitik verimlilik değerinin de arttığını görmüştür.

3. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ KANUNU (Çengel, 1996)

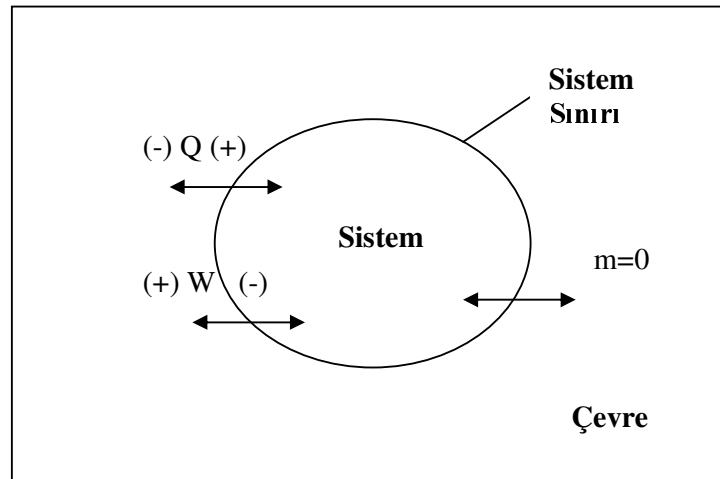
Termodinamiğin birinci kanunu bir sistemde enerjinin bir şekilden diğerine dönüşümü ile ilgilidir ve bu dönüşümler sonucunda sistemin toplam enerjisinin değişmeyeceğini ifade eder. Bu kanun enerjinin korunumu ilkesi olarak da adlandırılmaktadır. Birinci kanun enerjinin yok olamayacağını ve yoktan da var edilemeyeceğini açıklamaktadır.

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

Temel olarak, sistem sınırlarından 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 işaretlidir. Şekil 3.1’ de kapalı sistemin şematik bir gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.1 Kapalı sistem şematik gösterimi

Termodinamiğin birinci kanununun genel ifadesi;

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

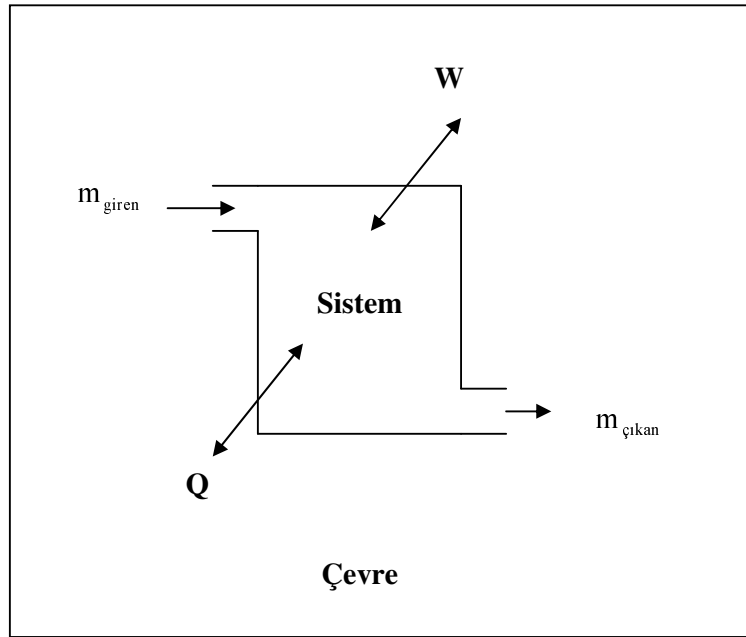
$$\Delta E = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (3.2)$$

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (3.3)$$

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. Şekil 3.2' de açık sistemin şematik bir gösterimi verilmektedir. 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;



Şekil 3.2 Açık sistem şematik gösterimi

- 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 sifıra 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.

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

$$\sum_{\text{giren}} \dot{m} - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} = 0 \quad (3.4)$$

şeklini alır.

Buna göre, Sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$\sum_{\text{giren}} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) - \sum_{\text{çıkık}} \dot{m} \left(h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right) + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (3.5)$$

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.

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 “ısı 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;

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

4.2. Entropinin Artışı İlkesi

Bir hal değişimi sırasında ayrıık bir sistemin entropisi her zaman artar, ancak hal değişiminin Tersinir olması durumunda sabit kalmaktadır. Burada ayrıık sistemle anlatılmak istenen kapalı adyabatik sistemdir. Başka bir deyişle, ayrıık bir sistemin entropisi hiçbir zaman azalmaz.

Yukarıdaki anlatım entropinin artışı ilkesini ağıklamanın bir yoludur. Isı geğişi olmadığı zaman, entropi değişimi sadece tersinmezliklerden kaynaklanır ve bu etki her zaman entropiyi arttırma yönündedir. Entropinin artışı ilkesi kapalı sistemlere ve açık sistemlere uygulanabilecek genel bir ifadedir, çünkü her zaman bir sistem ve çevresi ayrıık 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 geręekleřen 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 (4.3) haline döneşür;

$$S_2 - S_1 > \left[\int_1^2 \frac{dQ}{T} \right]_{tr} \quad (4.3)$$

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

$$S_2 - S_1 > \left[\int_1^2 \frac{dQ}{T} \right]_{tr} + S_{\text{üretim}} \quad (4.4)$$

buradan;

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1) - \left[\int_1^2 \frac{dQ}{T} \right]_{\text{tr}} \quad (4.5)$$

Yukarıdaki ifadelerden aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir;

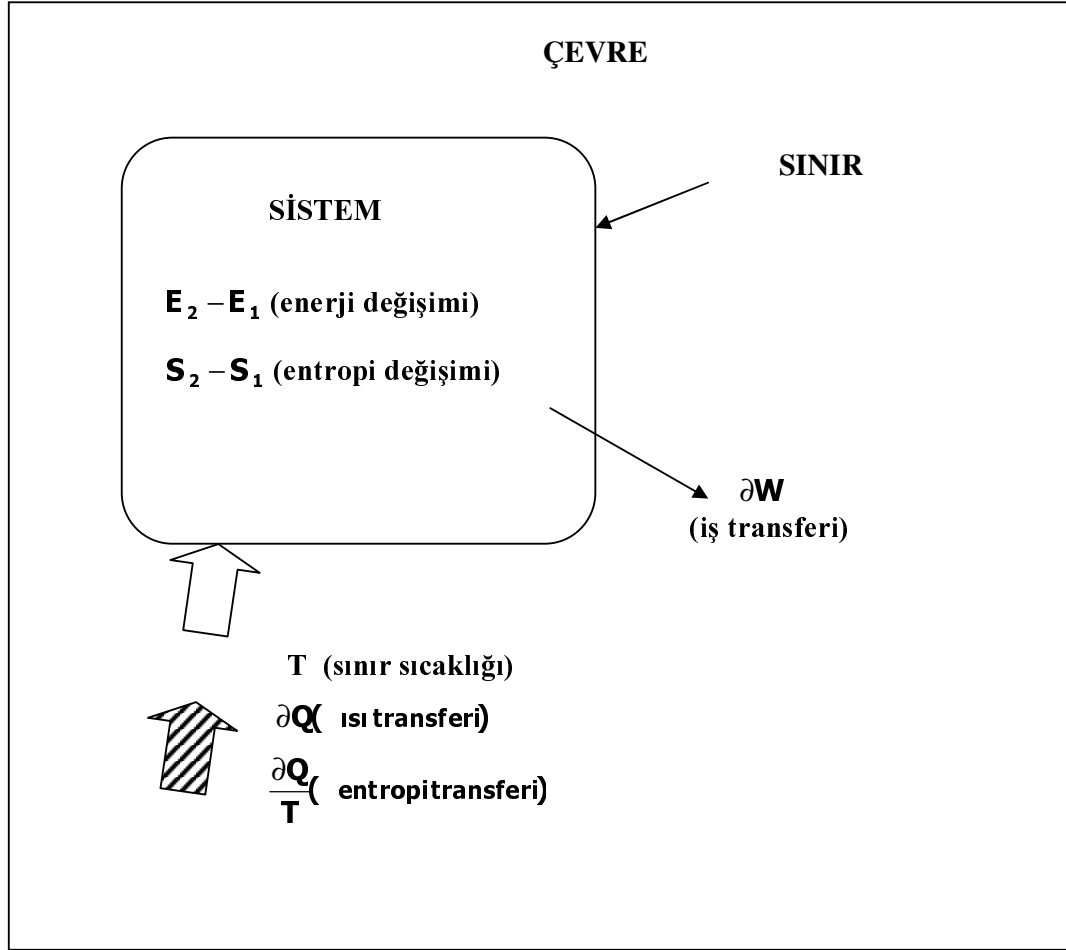
- Tersinir işlemlerde entropi üretimi sıfırdır.
- Tersinmez işlemlerde entropi üretimi sıfırdan büyüktür.
- Bir işlemde entropi üretimi ne kadar büyükse, işlemin tersinmezliği o kadar fazladır.
- Entropi üretimi hal değişimi sırasında izlenen yola bağlıdır ve termodinamik bir özellik değildir. Entropi 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 4.6' da verilmektedir.



Şekil 4.1 Kapalı sistem şematik şekli (Bejan, 1996)

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1) - \left[\int_1^2 \frac{dQ}{T} \right]_{tr} \geq 0 \quad (4.6)$$

Yukarıdaki ifadede, eşitlik tersinir işlemlerde, eşitsizlik ise tersinmez işlemlerde geçerlidir. Kapalı sistemlerde entropi üretimi için genel tanım;

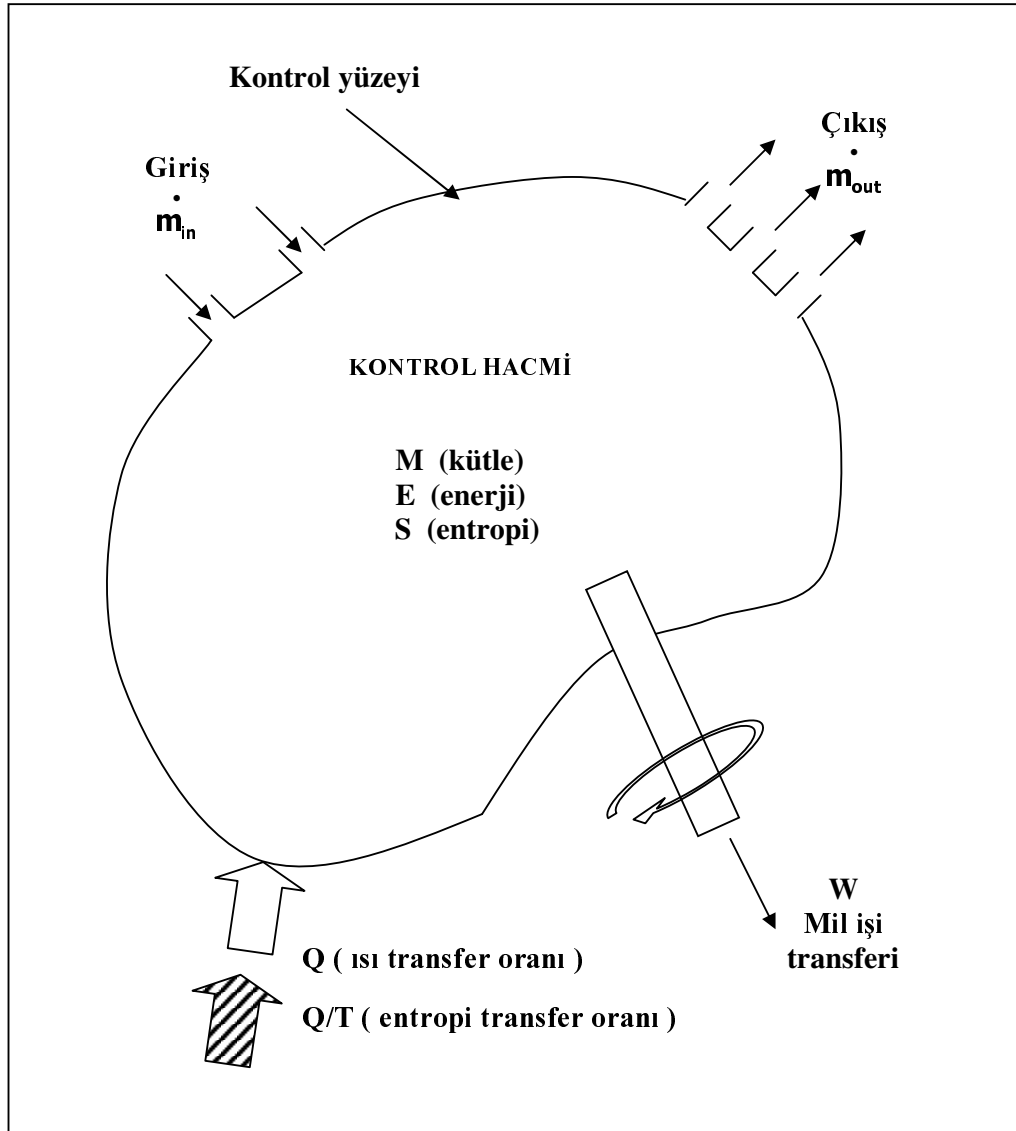
$$\left(\begin{array}{c} \text{Sistemin Entropi} \\ \text{Üretimi} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Sistemin Entropi} \\ \text{Değişimi} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Sistemin Sınırdaki} \\ \text{Entropi Transferi} \end{array} \right)$$

şeklinde ifade edilebilmektedir.

4.2.2. Açık Sistemlerde Entropi Üretimi

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

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \frac{\partial S}{\partial t} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{\text{çıkış}} \dot{m}s - \sum_{\text{giren}} \dot{m}s \geq 0 \quad (4.7)$$



Şekil 4.2 Açık sistem şematik şekli (Bejan, 1996)

Açık sistemlerde entropi üretimi için genel tanım;

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

Denklem (4.7)' de; eşitlik tersinir işlemlerde, eşitsizlik ise tersinmez işlemlerde geçerlidir.

4.3. Kullanılabilir Enerji (Ekserji) 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;

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

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 dönüştürülebilir ve dönüştürülemeyen kısımları, kullanılabilir enerji (ekserji) ve kullanılamaz enerji (anerji) olarak düşünülebilir.

Termodinamikte, kullanılabilir enerji, enerjinin mekanik veya elektrik enerjisine dönüştürülebilme 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 üretmez. Ölü halde bulunan sistemler 0 (sıfır) indisi ile gösterilmektedir. Ölü haldeki sistemler çevre sıcaklığı ve basıncındadır. Sistemin çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjileri sıfırdır. Bu hızın ve bir referans noktasına göre yüksekliğin sıfır olduğu anlamına gelmektedir. Ölü haldeyken çevreyle kimyasal reaksiyona girmez, ayrıca çevreyle arasında dengelenmeyen manyetik, elektrik ve yüzey gerilmeleri yoktur. Sistemin ölü haldeki özellikleri sıfır indisiyle gösterilir. Aksi belirtilmedikçe ölü hal sıcaklığı ve basıncı $T_0 = 25^{\circ}\text{C}$ ve $P_0 = 1$ atmosfer (101,325 kPA) alınacaktır. Bir sistemin ölü haldeki kullanılabilirliği sıfırdır.

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 civara karşı yapıldığından; sistemin ilk halden son hale geçerken yaptığı maksimum işten (tersinir iş), civara 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:

$$Q - W = U_2 - U_1 \quad (4.8)$$

Termodinamiğin ikinci kanunu:

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1)_{\text{sistem}} + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \quad (4.9)$$

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 yokedilir ve W çözümlerse,

$$W = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.10)$$

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:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} = W - P_0(V_2 - V_1) \quad (4.11)$$

veya

$$W_y = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.12)$$

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 (4.12) numaralı denklemden entropi üretim terimi $S_{\text{üretim}}$ 'i sıfıra eşitleyerek elde edilir:

$$W_{\text{tr}} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad (4.13)$$

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

$$\Phi = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad (4.14a)$$

veya

$$\phi = (u - u_0) - T_0(s - s_0) + p_0(v - v_0) \quad (4.14b)$$

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:

$$W_{tr} = \Phi_1 - \Phi_2 \quad (4.15a)$$

veya

$$W_{tr} = \phi_1 - \phi_2 \quad (4.15b)$$

Sözlü anlatımla, kapalı bir sistemle ilgili tersinir iş, kapalı sistemin kullanılabilirliğindeki azalma (veya sıkıştırma durumunda artma) olmaktadır. Bunu (4.14a) 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 (Φ_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:

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{üretim} \quad (4.16a)$$

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 s_{üretim} \quad (4.16b)$$

4.3.2. Açık Sistemlerde Ekserji (Kullanılabilirlik)

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:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) \quad (4.17)$$

Termodinamiğin ikinci yasası:

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta - T_0 s_\zeta \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (4.18)$$

bulunur. Bu denklemle 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 denklemde toplam entropi üretimi terimi $\dot{S}_{\text{üretim}}$ sifira eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta - T_0 s_\zeta \right) \quad (4.19)$$

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

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} \left[(h_g - h_\zeta) - T_0 (s_g - s_\zeta) + \frac{V_g^2 - V_\zeta^2}{2} + g(z_g - z_\zeta) \right] \quad (4.20a)$$

Veya sistemden geçen birim kütle için:

$$w_{\text{tr}} = (h_g - h_\zeta) - T_0 (s_g - s_\zeta) + \frac{V_g^2 - V_\zeta^2}{2} + g(z_g - z_\zeta) \quad (4.20b)$$

$$= T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (4.20c)$$

Akış kullanılabilirliği (4.20) numaralı denklemde giriş hali indissiz olarak, çıkış hali de ölü hal olmak üzere 0 indisiyle gösterilirse, ($V_0 = 0$, $z_0 = 0$):

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.21)$$

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

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\varphi \psi_\varphi \quad (4.22)$$

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için,

$$w_{tr} = \psi_g - \psi_\varphi \quad (4.23a)$$

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m}(\psi_g - \psi_\varphi) \quad (4.23b)$$

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

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (4.24)$$

Birim kütle için tersinmezlik ise (4.16b) numaralı denklemin aynısıdır:

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.25)$$

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:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\varphi \psi_\varphi - \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R} \right) \quad (4.26)$$

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 (φ) 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:

$$Q - W = \sum m_{\zeta} \left(h_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} \right) - \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) + (U_2 - U_1) \quad (4.27)$$

ve

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1) + \sum m_{\zeta} s_{\zeta} - \sum m_g s_g + \frac{Q_{\text{çevre}}}{T_0} \quad (4.28)$$

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 çözülürse,

$$W = \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum m_{\zeta} \left(h_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} - T_0 s_{\zeta} \right) + (U_1 - U_2) - T_0 (S_1 - S_2) - T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.29)$$

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 sifıra eşitleyerek bulunur:

$$W = \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g - T_0 s_g \right) - \sum m_{\zeta} \left(h_{\zeta} + \frac{V_{\zeta}^2}{2} + gz_{\zeta} - T_0 s_{\zeta} \right) + (U_1 - U_2) - T_0 (S_1 - S_2) + P_0 (V_1 - V_2) \quad (4.30)$$

Kapalı sistem kullanılabilirliği ve akış kullanılabilirliği tanımlarından yararlanarak, tersinir işi veren (4.30) numaralı denklem şöyle yazılabilir:

$$W_{\text{tr}} = \sum m_g \psi_g - \sum m_{\zeta} \psi_{\zeta} + (\Phi_1 - \Phi_2) \quad (4.31)$$

Düzgün akışlı dengeli bir açık sistemin verilen koşullarda kullanılabilirliği, açık sistemin gerçekleştirebileceği en büyük iş potansiyelidir. Bu da tersinir iş W_{tr} 'nin alabileceği en büyük (maksimum) değerdir. Bu değer (4.31) numaralı denklemde, kontrol hacminin son halini ve çıkış halini ölü hal kullanılabilirliğinin 0 olduğu hal, $\psi_c = 0$ ve $\Phi_2 = 0$ olarak belirlenir:

$$\text{Kullanılabilirlik} = W_{tr,maks} = \sum m_g \psi_g + \Phi_1 \quad (4.32)$$

Düzgün akışlı dengeli bir açık sistemle ilgili tersinmezlik I, tersinir işle yararlı iş arasındaki farktır: (4.16a numaralı denklem):

$$I = W_{tr} - W_y = T_0 S_{üretim}$$

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

4.4. 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 ta 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.

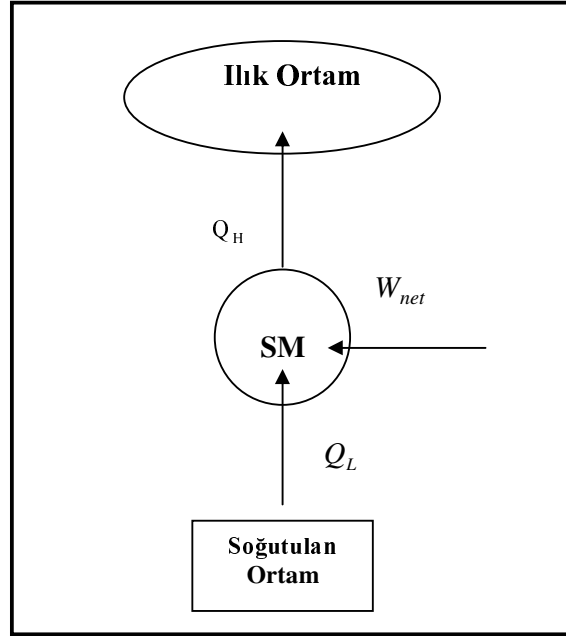
İkinci yasa verimi, sistemdeki gerçek ısı verimin, aynı şartlarda olabilecek en yüksek (tersinir) ısı verime oranı olarak tanımlanmıştır.

$$\varepsilon = \frac{\text{sistemden elde edilen ekserji}}{\text{sisteme sağlanan ekserji}} \quad (4.33)$$

5. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ (Çengel, 1997)

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

Soğutma işlemini, düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı transferini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz ve ekipmanların oluşturduğu sisteme soğutma makineleri denilmektedir. Soğutma makineleri termodinamik çevrim esasına göre çalışır. 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

Soğutma çevrimlerinin performans değerlendirmelerini yapabilmek için bazı diyagram ve değerler kullanılmaktadır. Bunlar :

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

5.1. 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.

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

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 ortamdan birim zamanda çektiği ısı miktarı, o makinenin soğutma kapasitesi olarak tarif edilmektedir.

5.2. Soğutmada Kullanılan Çevrimler (Çengel, 1996)

Soğutma makinelerinde kullanılan genel olarak üç ana termodinamik çevrim bulunmaktadır.

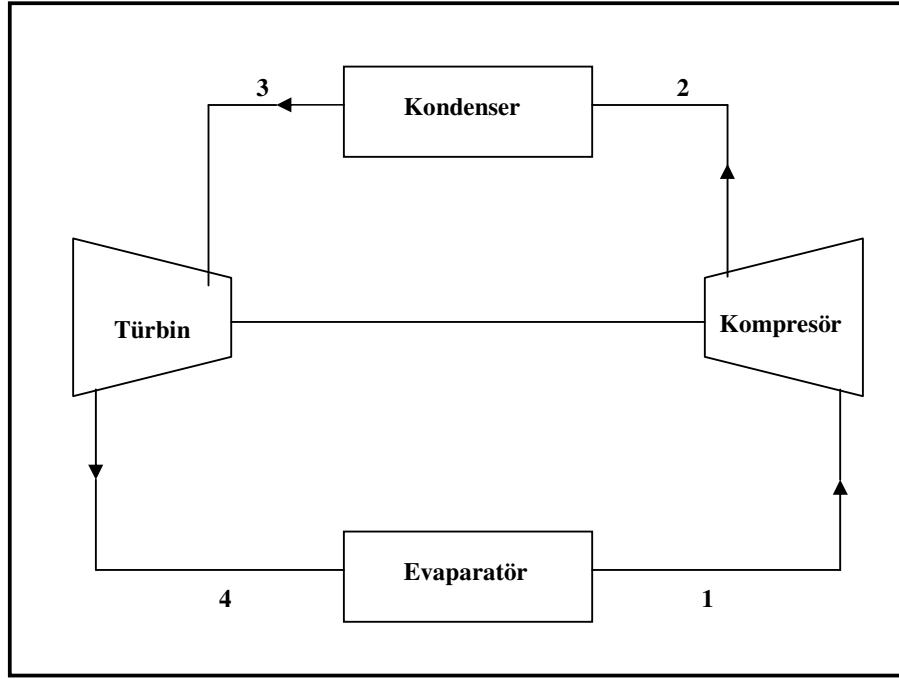
- Hava veya gaz sıkıştırırmalı soğutma çevrimi
- Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi
- Absorbsiyonlu soğutma çevrimi

5.2.1. Hava veya Gaz Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimleri

Bu tip soğutma çevrimlerinde hava veya başka bir gaz akışkan yüksek sıcaklık ve basınca sıkıştırılmaktadır. Sıkıştırılan gaz akışkan soğutularak geniştirilir. 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. İlk 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. Çevrimin şematik gösterilişi Şekil 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.2 Gaz akışkanlı soğutma çevrimi (Ters Brayton Çevrimi)

Bu şemaya göre;

1 – 2 : Kompresörde izantropik sıkıştırma işlemi,

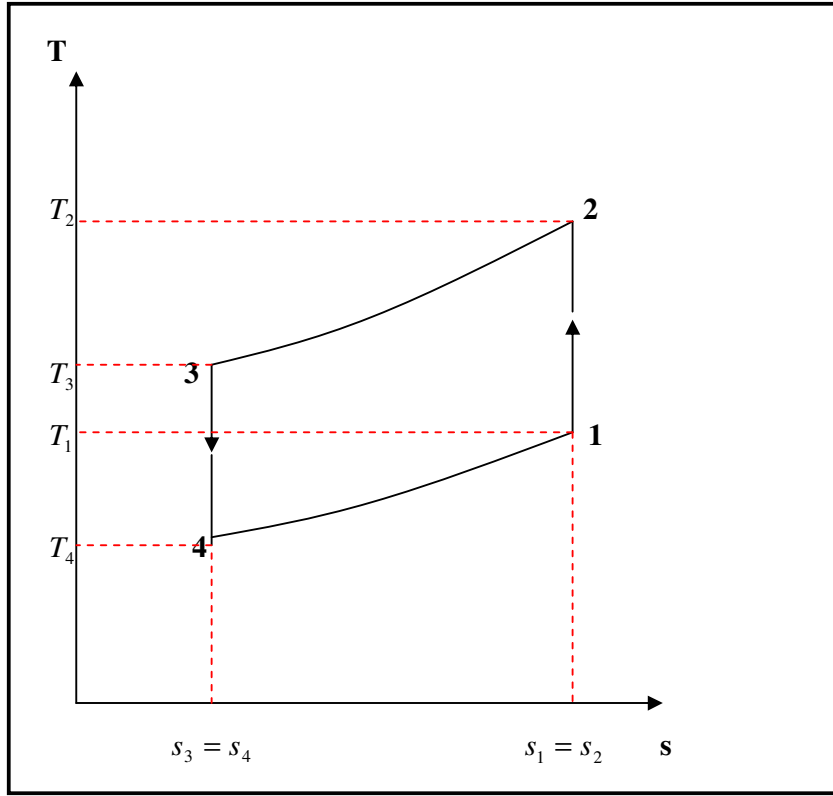
2 – 3 : Kondenserden sabit basınçta çevreye ısı geçişi,

3 – 4 : Türbinde izantropik genişleme,

4 – 1 : Evaporatöre sabit basınçta çevreden ısı geçişi.

gerçekleşmektedir. Yukarıdaki hal değişimlerinin tümü içten tersinirdir, bu nedenle çevrim gaz akışkanlı soğutma çevrimi olarak adlandırılmaktadır. Şekil 5.3’de ise çevrimin ayrıca 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 net işi göstermektedir.



Şekil 5.3 Gaz akışkanlı soğutma çevriminin T-s diyagramı (Çengel, 1996)

5.2.2. Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri

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

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

5.2.2.1 Ters Carnot Çevrimi

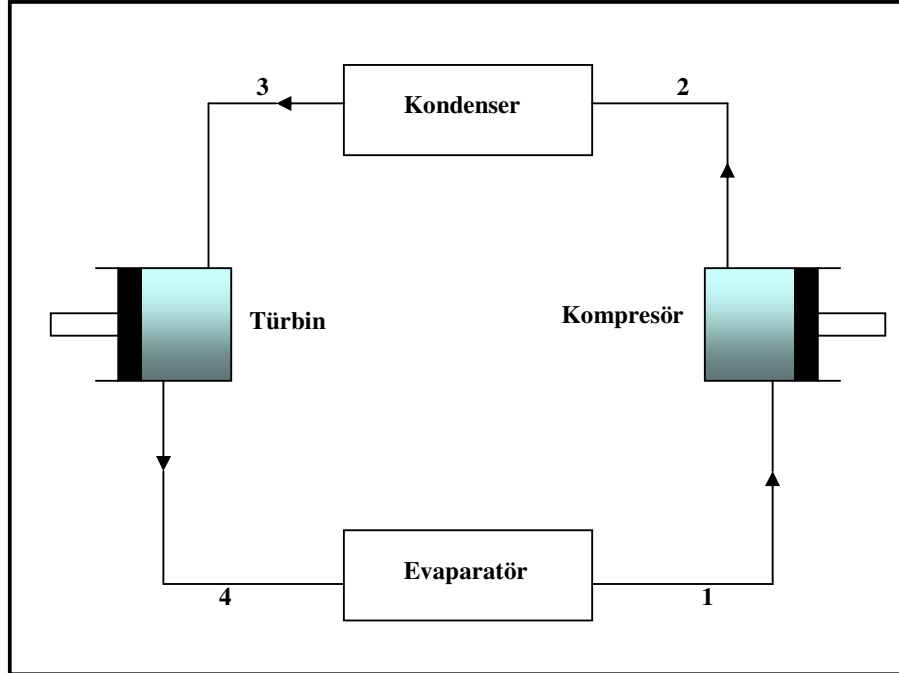
Güç çevrimleri arasında teorik olarak verimi en yüksek olan güç çevrimi Carnot güç çevrimidir. Carnot güç çevrimi, iki tersinir izotermal, iki de izantropik hal değişiminden

oluşan, tümünden tersinir bir güç çevrimidir. Bu çevrim tersinir bir çevrim olduğundan hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilmektedir.

Yüksek bir ısı kaynağından ısı olarak düşük bir ısı kaynağına aktararak iş üreten Carnot güç çevrimi tersine çalıştırıldığında, dışarıdan iş olarak düşük ısı kaynağından ısı olarak 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.

Şekil 5.4a’ da Carnot Soğutma çevriminin şematik diyagramı ve Şekil 5.4b’de Carnot Soğutma çevriminin T-s diyagramı gösterilmektedir. Şekil 5.4a’ da ki şematik diyagramdan da görülebileceği üzere gerçekleşen hal değişimleri sırasıyla;



Şekil 5.4a Carnot soğutma çevrimi şematik diyagramı

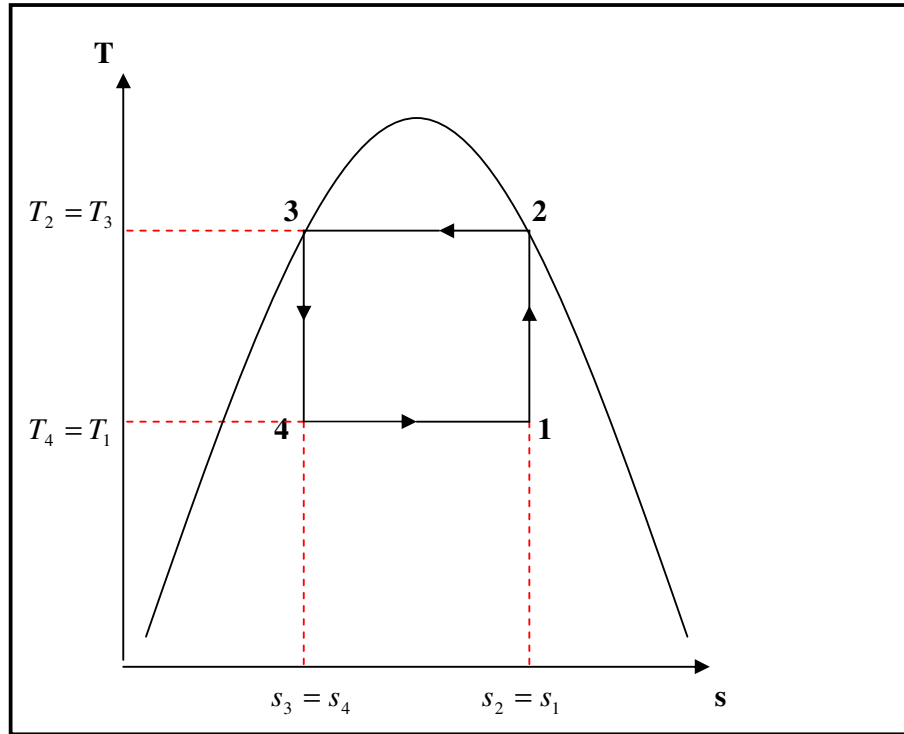
4-1 : Evaporatörde soğutucu akışkana sabit sıcaklıkta ısı transferi

1-2 : Kompresörde izantropik sıkıştırma

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

3-4 : Türbinde izantropik genişleme

olmak üzere Carnot Soğutma çevrimi dört tersinir hal değişimi içermektedir.

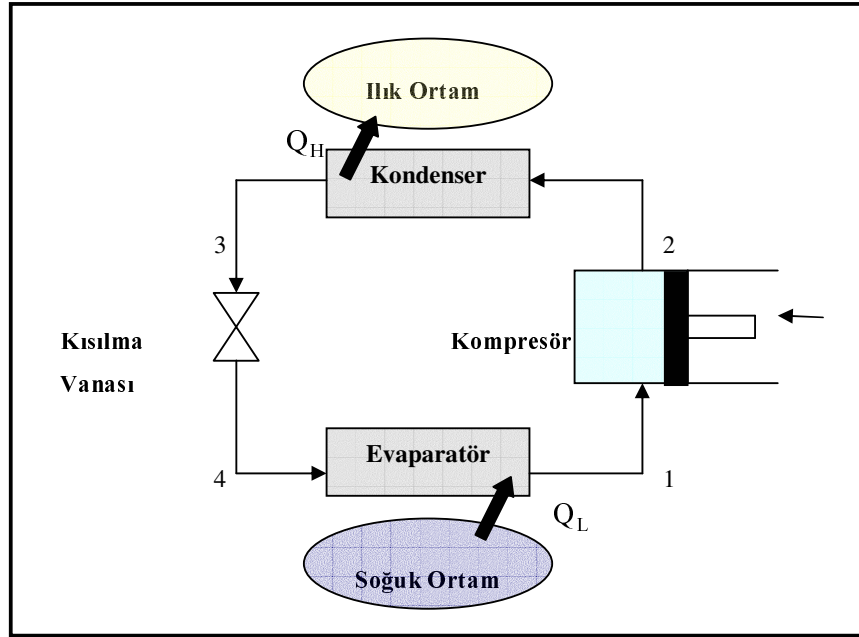


Şekil 5.4b Carnot soğutma çevrimi T-s diyagramı şematik gösterimi

5.2.2.2. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi (Çengel, 1996)

Carnot Soğutma çevrimi iki fazlı bölgede çalıştığı için çevrimi oluşturan dört tersinir hal değişimlerinden sadece evaporatör ve kondenserdeki hal değişimleri pratikte uygulanabilmektedir. Diğer iki hal değişiminin gerçekleşmesinde büyük zorluklarla karşılaşmaktadır. Örneğin, kompresörde sıvı-buhar karışımının sıkıştırılması gerekmesi ya da 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 Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi” adı verilir. Çevrimin genel şematik çizimi ile T-s ve P-h diyagramlarının şematik gösterimleri Şekil 5.5 ve Şekil 5.6’ da verilmiştir.



Şekil 5.5 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

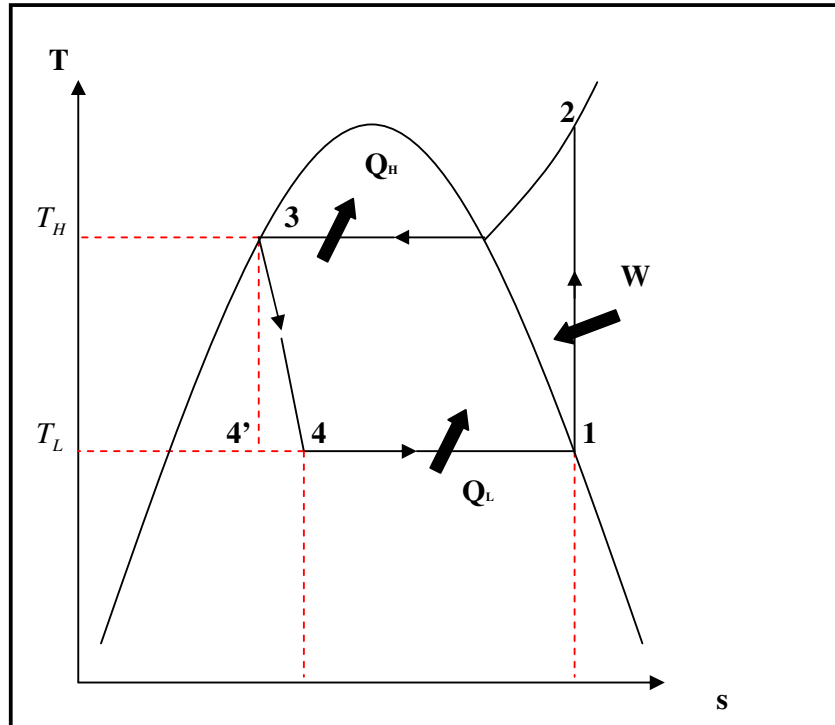
2-3 : Kondenserde çevreye sabit basınçta ısı transferi

3-4 : Kısılma vanasında genişleme ve basınç düşüşü (sabit h'da)

4-1 : Evaporatörde akışkana sabit basınçta ısı transferi

olmak üzere ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi dört hal değişimi içermektedir. Kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak giren soğutucu akışkan, izantropik olarak basıncı ve sıcaklığı artırılarak kondenser basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. 2 halinde kızgın buhar olarak kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondensere girer. Kondenserde sabit basınçta çevreye ısı vererek soğur ve 3 halinde doymuş sıvı olarak kondenserden ayrılarak genleşme vanasına girer. Genleşme vanasına giren soğutucu akışkan genişleyerek basıncı ve sıcaklığı düşerek 4 halinde ıslak buhar olarak genleşme vanasından çıkar. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Genleşme vanasından çıkan akışkan evaporatöre girerek, sabit basınçta çevreden ısı alarak 1 halinde doymuş buhar olarak evaporatörden çıkar ve kompresöre girer. Böylece soğutma çevrimi tamamlanmış olur.

Şekil 5.6' 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 evaporatörde aldığı ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisi altında kalan alan da akışkanın kondenserde çevreye verdiği ısıyı göstermektedir.



Şekil 5.6 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı şematik gösterimi

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.

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.

5.2.3. Absorbsiyonlu (Soğurmalı) Soğutma Sistemleri (Ashrae Handbook, 1997)

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

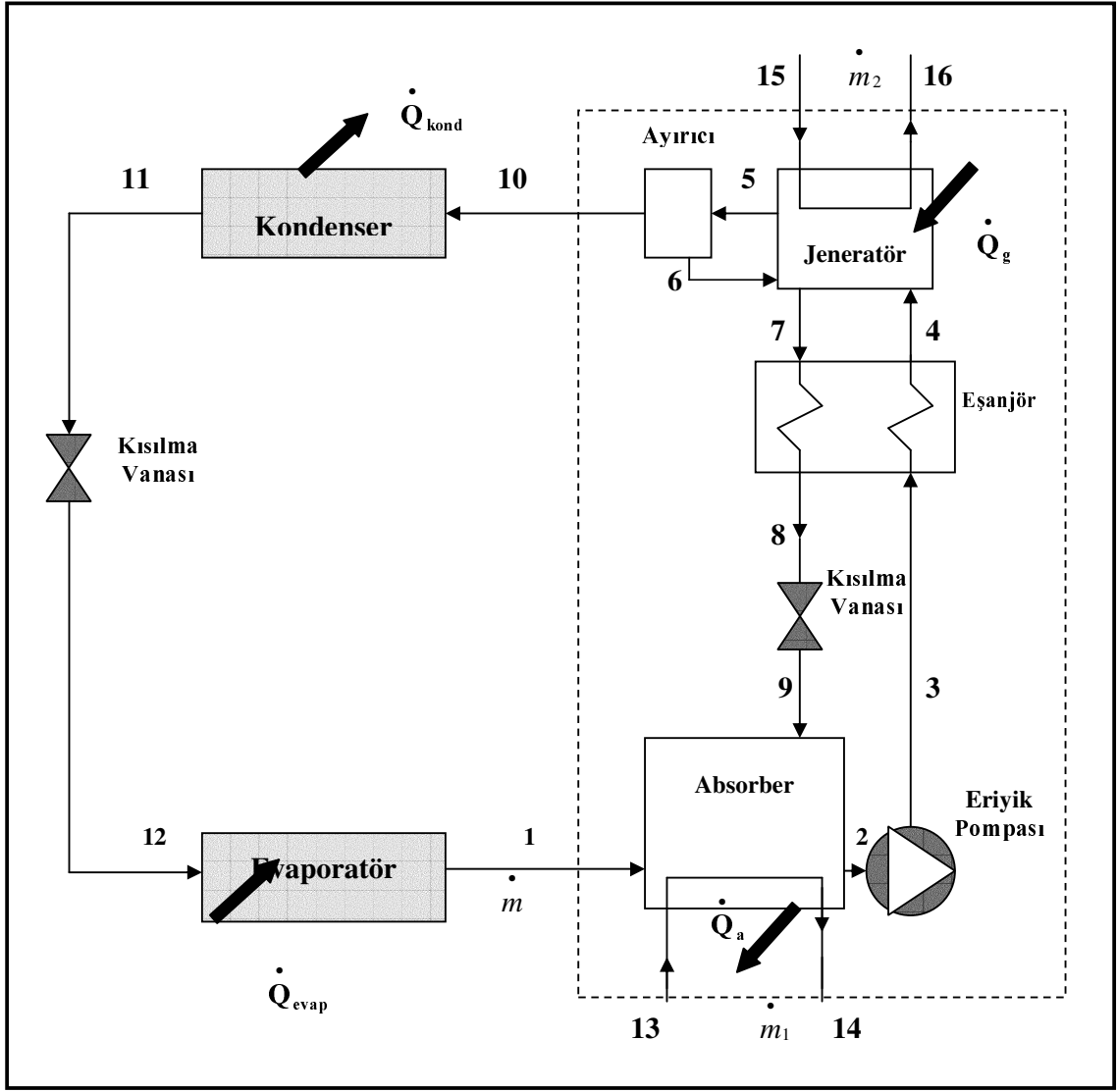
Oluşan çözelti bir eriyik pompası yardımı ile yüksek basınçlara çıkarılır. Daha sonra bu çözelti jeneratör vasıtasıyla ısıtılarak yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkanın tekrar serbest kalması sağlanır. Yüksek sıcaklıktaki bu soğutucu akışkanın ısını çevreye vererek soğuması sağlanır. Soğuyan akışkan soğutma etkisini yaratmak için tekrar soğutulan ortama gönderilir.

En yaygın olarak kullanılan sistemler soğutucu akışkan olarak amonyağın (NH_3), yutucu madde olarak da suyun (H_2O) kullanıldığı sistemlerdir. Bunların dışında suyun soğutucu akışkan olduğu, su-lityum bromür ve su-lityum klorür sistemleri de kullanılmaktadır. Ancak son iki sistemin uygulama alanı, soğutma sıcaklıklarının sıfır derecenin üzerinde olduğu yaz iklimlendirmesiyle sınırlıdır. Şimdi sistemin analizini Şekil 5.7' de ki absorbsiyonlu soğutma çevrimine ait şematik gösterimi üzerinden gerçekleştirelim.

a. Termodinamiğin birinci kanununa göre:

Absorbsiyon sistemi (SASA):

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m} (h_{10} - h_1) + \dot{m}_2 (h_{16} - h_{15}) + \dot{m}_1 (h_{14} - h_{13}) \quad (5.1)$$



Şekil 5.7 Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi şematik gösterimi (Ashrae Handbook, 1997)

Kondenser (SASA, $W=0$):

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m} (h_{10} - h_{11}) \quad (5.2)$$

Kısılma vanası (SASA, $W=0$, $Q=0$):

$$h_{11} = h_{12} \quad (5.3)$$

Evaporatör (SASA, $W=0$):

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_1 - h_{12}) \quad (5.4)$$

b. Termodinamiğin ikinci kanununa göre analizi:

Absorbsiyon sistemi (SASA, $\phi_Q = 0$):

$$I = \dot{W}_{pompa} + \phi_1 + \phi_{13} + \phi_{15} - \phi_{10} - \phi_{14} - \phi_{16} \quad (5.5)$$

Kondenser (SASA, $\phi_W = 0$):

$$I = \phi_{10} - \phi_{11} - \dot{Q}_{kond} = \dot{m} (h_{10} - h_{11}) - \dot{m} T_0 (s_{10} - s_{11}) - \left(1 - \frac{T_0}{T_{kond}}\right) \dot{Q}_{kond} \quad (5.6)$$

Kısılma vanası (SASA, $\phi_Q = 0, \phi_W = 0$):

$$I = \phi_{11} - \phi_{12} = \dot{m} (h_{11} - h_{12}) - \dot{m} T_0 (s_{11} - s_{12}) \quad (5.7)$$

Evaporatör (SASA, $\phi_W = 0$):

$$I = \phi_{12} - \phi_1 + \dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_{12} - h_1) - \dot{m} T_0 (s_{12} - s_1) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \dot{Q}_{evap} \quad (5.8)$$

c. İdeal absorpsiyonlu soğutma çevriminin ikinci kanun verimi:

Sistemin bütünü için ekserji dengesi;

$$\phi_Q - \phi_W + \phi_{13} + \phi_{15} - \phi_{14} - \phi_{16} = I \quad (5.9)$$

$$\phi_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_{AS}}\right) \dot{Q}_{AS} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{kond}}\right) \dot{Q}_{kond} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \dot{Q}_{evap} \quad (5.10)$$

$$\phi_W = -\dot{W}_{pompa} \quad (5.11)$$

$$\dot{W}_{pompa} = I - \left(1 - \frac{T_0}{T_{AS}}\right) \dot{Q}_{AS} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{kond}}\right) \dot{Q}_{kond} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \dot{Q}_{evap} \quad (5.12)$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{pompa} + \phi_{13} + \phi_{15} - \phi_{14} - \phi_{16}} \quad (5.13)$$

5.2.3.1. Akışkan Çiftlerinin Karakteristik Özellikleri (Ashrae Handbook, 1997)

Soğutucu akışkan ve absorbe edici çiftinden oluşan bir absorpsiyonlu 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, absorpsiyonun 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.

- 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.
- Sistemdeki akışkanların uzun yıllar görev yapabilmesi ve zamanla özelliklerinin değişmemeleri için, devrede kullanılan akışkanların hemen hemen mutlak anlamda kararlı olması gerekmektedir.
- Kararsızlık sonucunda akışkanlar veya çeşitli maddeler, sistem konstrüksiyonunda kullanılan bazı maddeleri aşındırabilir. Olumsuz etkileri azaltabilmek için sistemde korozyon önleyici maddeler gerekmektedir.
- Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve yanmaz olmalıdır. Endüstriyel kullanımda bu şart fazla önemli değildir.
- 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.
- Soğutma sisteminde dolaşa soğutucu akışkan ve absorbe edici miktarının en az değerde olabilmesi için, soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısısı büyük olmalıdır.

5.2.3.2. 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 avantajı ise, yüksek emniyet, büyük buharlaşma oranı, büyük birleşme eğilimi, büyük kararlılık ve büyük gizli buharlaşma ısı olarak sayılabilir. Bu özelliklerle beraber su-lityum bromid akışkan çifti katılaşmaya meyillidir. Soğutucu akışkan 0^o 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 kaçı, 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.

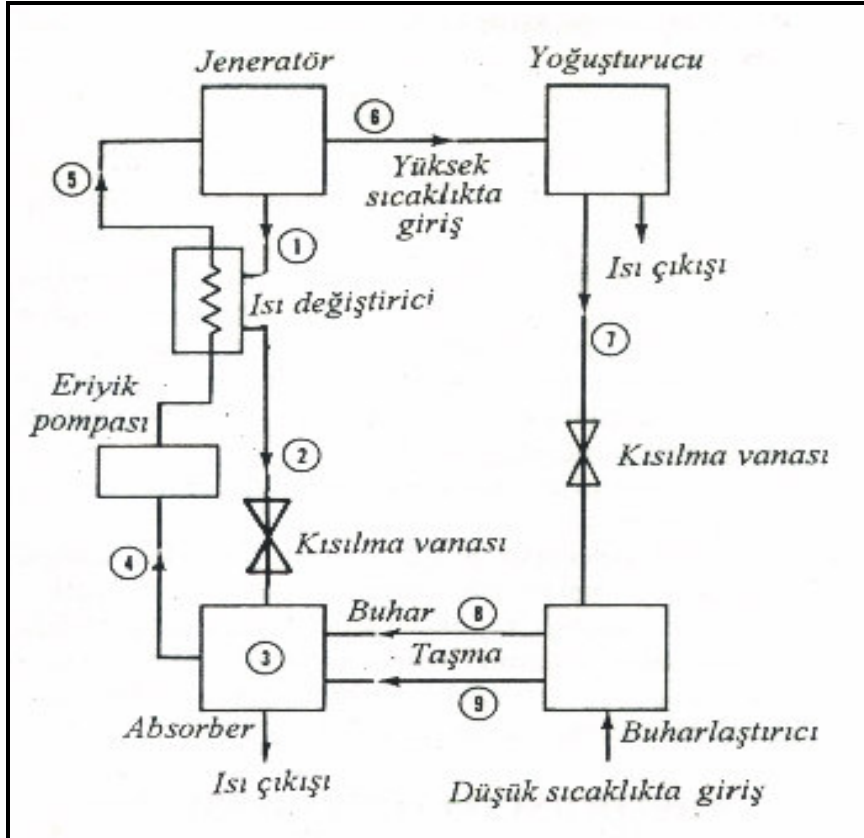
5.2.3.3. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Çalışma Prensibi (Ashrae , 1997)

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde amonyak-su ve su-lityum bromid akışkan çiftlerinin kullanıldığı çevrimlerin çalışma prensiblerini örnek şematik gösterimlerle inceliyeceğiz. İki

çevrim arasındaki temel fark amonyak-su çiftinde soğurucu akışkan su iken, su-lityum bromid çiftinde soğurucu akışkan lityum bromiddir.

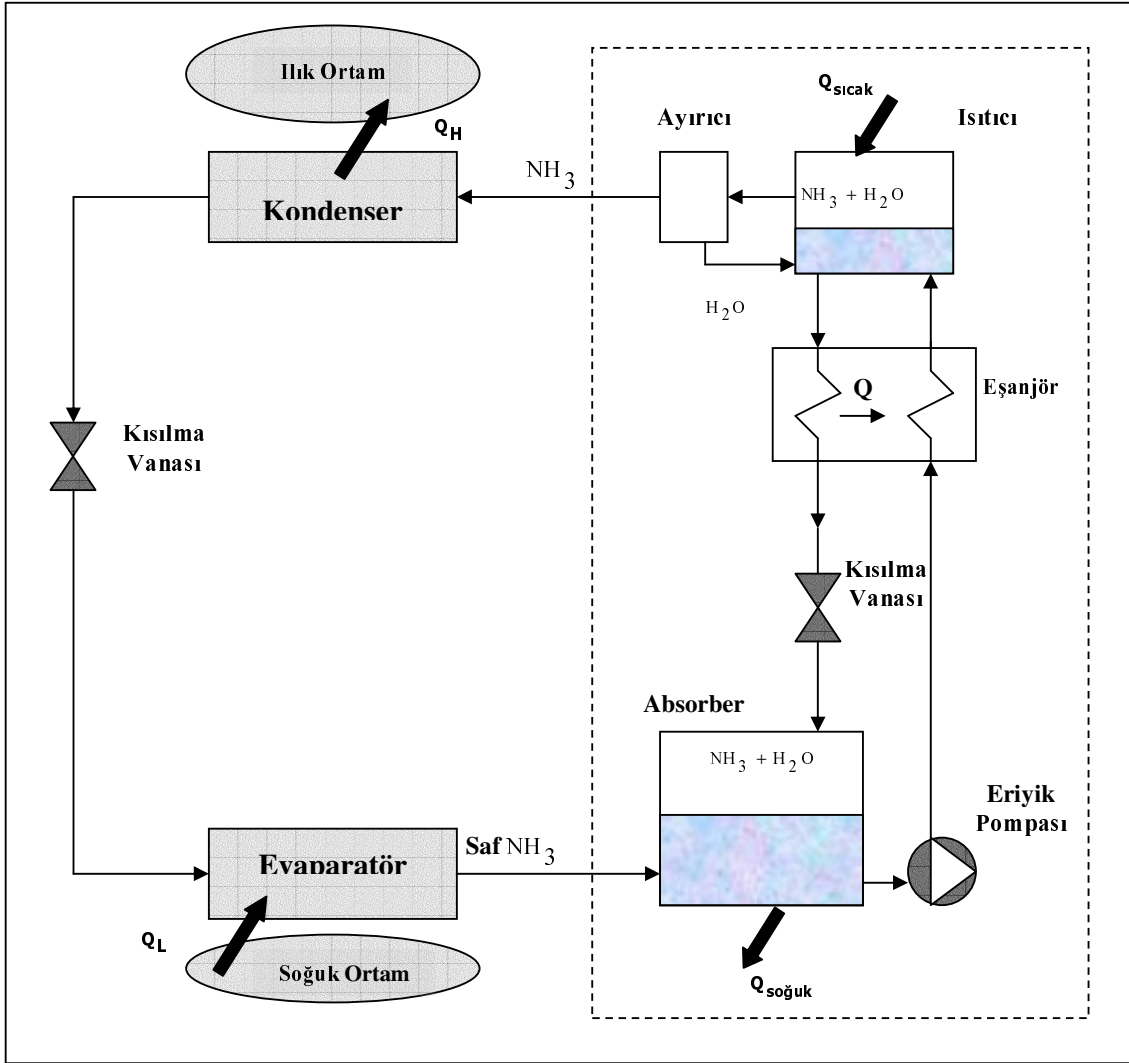
5.2.3.3.1. H₂O – LiBr Akışkan Çiftli Çevrimler

Şekil 5.8’de örnek bir tek kademeli su lityum bromid akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi bulunmaktadır.



Şekil 5.8 Su-Lityum bromid eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi (Genceli, 1997)

Bu sistemin çalışma prensibini Şekil 5.9’ daki (P,T) diyagramında, su - lityum bromid akışkan çifti için adım adım inceleyelim. Şekil 5.8’ de görüldüğü gibi evaporatörde soğutulan ortamdaki 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 soğurulan su miktarı sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak buna bağlı olarak da soğurulan lityum bromid miktarını arttırabilmek için soğurucudan ısı



Şekil 5.10 Tek kademeli amonyak-su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi (Genceli, 1997)

Şekil 5.10' a bakıldığında zaman, sistemin buhar sıkıştırma soğutma çevrimine çok benzediği görülmektedir. Aradaki fark, buhar sıkıştırma soğutma çevriminde çevrimde kompresör varken, absorpsiyonlu soğutma çevriminde 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 NH_3 'ün basıncı yükseltmek için kullanılmaktadır. NH_3 basıncı bu kutucuğun içinde yer alan karmaşık soğurma mekanizması içinde yükseldikten sonra, kondenserde soğutulmuş olarak yoğunlaştırılmakta, sonra evaporatör basıncına kısılmakta ve evaporatörden geçerken soğutulan ortamdaki ısı çekmektedir. Çevrimin bu bölümünün önceki

çevrimlerle arasında fark yoktur. Kesikli çizgilerle çevrelenmiş kısımda gerçekleşen işlemler ise şöyledir;

Amonyak buharı, evaporatörden 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. H_2O içinde soğurulabilen NH_3 miktarı, sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle, soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğurulabilen 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. Buharlaştırma işlemi gerçekleştirildikten sonra ayırıcıya gönderilir. Burada su, amonyak bakımından zengin buhardan ayrılarak ısıtıcıya geri gönderilir, saf amonyak buharı ise kondenserden geçerek çevrimi sürdürür.

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

5.2.3.4. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinde Kullanılan Ekipmanlar (Ashrae, 1983)

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde kullanılan ekipmanlar aşağıdaki gibidir.

5.2.3.4.1. 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 karıştırır ve yeterli yanma hava akışını sürdürmek için kondenser hava fanının çekimine bağlıdır.

5.2.3.4.2. Isı Eşanjörü

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 ısını 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 evaporatörden hava soğutmalı absorbere kadar soğutucu buharı ile birleştiği bir iç içe boru eşanjörüdür.

5.2.3.4.3. Doğrultmaç (Redresör)

Jeneratörden çıkan buhar,halen bir miktar subuharı içermektedir. Buhar soğutulmuş içerdiği su buharı önemsiz bir miktara kadar azaltılmaktadır.

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

5.2.3.4.4. Absorber ve Kondenser

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

5.2.3.4.5. Evaporatörler

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. Evaporatöre giden soğutucu tıkaç bobinleri yardımıyla kondenserdan 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.

5.2.3.4.6. Solüsyon Pompaları

Pompalar hermetik pozitif deplamanlı cihazlardır. Solüsyon, 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.

5.2.3.4.7. 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.

5.2.3.4.8. 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. İKİ KADEMELİ $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ AKIŞKANLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ VE SAYISAL BİR ÖRNEK

Bu çalışmada amaç düzenlenmiş olan iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin ikinci kanun analizini gerçekleştirmek ve ikinci kanun verimi, toplam entropi ve COP değerinin sistemdeki mevcut ekipmanların performanslarına bağlı olarak nasıl değiştiğini göstermektir. İki kademeli soğutma sistemi teorik olarak incelenip, sayısal bir örnek üzerinde analiz yapılacaktır.

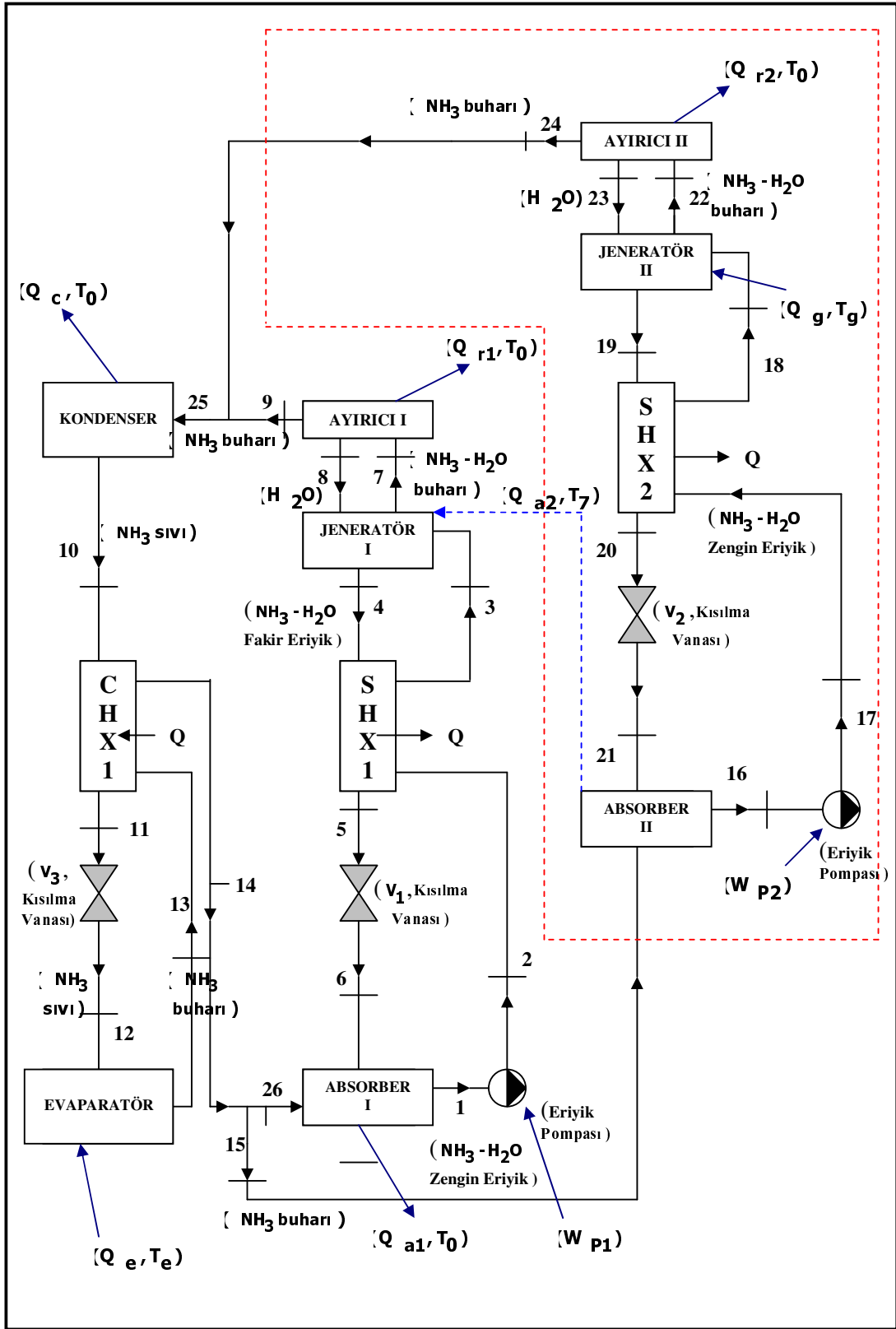
İki kademeli sistemlerde, bir çevrim içerisinde iki adet absorbsiyon mekanizması bulunmaktadır. Böylece daha fazla miktarda soğutucu elde edilerek, sistemin soğutma gücü artırılarak COP değerinin iyileştirilmesi sağlanmış olur. Fakat COP değerini iyileştirmek için sisteme eklemeler arttıkça, sistem daha karmaşık bir hal almakta ve düzgün çalıştırılması da zorlaşmaktadır. Sistemde mevcut her bir eleman için hassas ayarlamalar yapmak gerekmektedir.

Kalan kısımlarda, iki kademeli sistemin çalışma prensibi, yapılan kabullerle seçilen termodinamiksel değerlerle COP hesabı ve sayısal bir ikinci kanun analizi, son olarak da edinilen değerler ışığında gerekli değerlendirmeler yapılacaktır. Sistem üzerindeki noktaların sahip oldukları termodinamiksel büyüklükler, paket program olan Refprop yardımıyla bilgisayar ortamında bulunarak sistemin ekserji analizi gerçekleştirilecektir.

6.1. Sistemin Çalışma Prensibi

Şekil 6.1' de görüldüğü üzere sistem iki ayrı soğurma mekanizması içermektedir. Sistemde iki jeneratör (ısıtıcı), iki absorber, üç adet kısılma vanası, iki adet eriyik pompası, iki adet çözelti eşanjörü, bir adet kondenser eşanjörü, iki adet ayırıcı, bir evaporatör ve bir kondenser bulunmaktadır. Sistemde amonyak-su akışkan çiftinden su absorber, amonyak ise soğutucu olarak kullanılmaktadır. Kesik çizgiyle çevrilen kısım sisteme eklenen ikinci kademedir. I nolu jeneratör ısı kaynağı olarak II nolu absorberden atılan ısıyı kullanmaktadır. Sistemin çalışması Şekil 6.1' de verilmiştir. Bu şekildeki görülen akımlar:

1 – 2 : I nolu absorberden çıkan zengin $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çözeltisi I nolu çözelti pompası yardımıyla basıncı artırılarak, I nolu çözelti eşanjörüne (SHX I) pompalanır.



Şekil 6.1 İki kademeli amonyak – su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi akış şeması (Adewusi and Zubair, 2003)

- 2 – 3** : Eşanjöre giren çözelti, burada I nolu jeneratörden gelen fakir $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çözeltisinden aldığı ısı ile bir miktar ısınır.
- 3 – 4** : I nolu eşanjörden çıkan çözelti (3) ısıtılmak için I nolu jeneratöre girer. Burada ısıtılan çözeltiden $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ buharı (7) elde edilerek I nolu ayırıştırıcıya gönderilir. Jeneratörde kalan eriyik, ayırıştırıcıdan gelen H_2O (8) ile birleşerek fakir $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ (4) çözeltisini oluşturarak I nolu jeneratörden ayrılarak SHX 1'e döner.
- 4 – 5** : Yüksek sıcaklıktaki fakir $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ (4) çözeltisi eriyik eşanjöründen geçerek ısını $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ zengin çözeltisine verir.
- 5 – 6** : Isısını veren fakir çözelti I nolu kısılma vanasından geçirilerek basıncı, absorber basıncına düşürülerek, akışkanın absorbere girişi sağlanır.
- 7 – 9** : Buhar halindeki $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ ayırıcıya girerek, buhar fazındaki suyun amonyaktan ayrılması sağlanır ve ayrılan H_2O (8) jeneratöre geri gönderilir. Ayırıcıdan NH_3 buharı (9) çıkar.
- 9 – 10** : Ayırıcıdan çıkan buhar fazındaki amonyak, ikinci kademedeki gelen yine buhar fazındaki amonyakla (24) birleşerek (25), kondensere gönderilir. Kondenserde ısı alınarak yoğunlaştırılan amonyak sıvı halde kondenserden (10) çıkar.
- 10 – 11** : Kondenserden çıkan sıvı haldeki amonyak bir eşanjörden geçirilerek ısıtılması sağlanır. Burada ısı kaynağı olarak, daha sonra evaporatörden geçirilerek ısı kazanan aynı akışkan kullanılmaktadır.
- 11 – 12** : Eşanjörde belirli bir miktarda ısı kazanan sıvı amonyak 3 nolu kısılma vanasından geçirilerek, basıncı evaporatör basıncına düşürülür.
- 12 – 13** : Basıncı düşürülen sıvı amonyak (12) evaporatörden geçirilerek buharlaştırılır ve NH_3 buharı (13) elde edilir.
- 13 – 14** : Elde edilen NH_3 buharı eşanjörden (CHX1) geçirilerek ısının bir kısmını sıvı haldeki amonyağa (10) vermesi sağlanır.

14 – 15 : Isısının bir kısmını veren NH_3 buharı I nolu absorbere geri dönüşünü tamamlamadan önce ikiye ayrılır. Bir kol (26) I nolu absorbere giderken, diğer kol (15) ikinci kademeyi oluşturmak üzere II nolu absorbere gider. I nolu absorbere giden NH_3 buharı burada fakir $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çözeltisiyle birleşerek, zengin $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çözeltisini (1) oluşturur.

15 – 16 : Birinci kademedan gelen NH_3 buharı II nolu absorberde, fakir çözeltiyle (21) birleşerek, zengin $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çözeltisini (16) oluşturur.

16 – 17 : II nolu absorberden çıkan zengin $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çözeltisi II nolu çözelti pompası yardımıyla basıncı arttırılarak, II nolu çözelti eşanjörüne (SHX2) pompalanır.

17 – 18 : Eşanjöre giren çözelti, burada II nolu jeneratörden gelen fakir $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çözeltisinden aldığı ısı ile bir miktar ısınır.

18 – 19 : II nolu eşanjörden çıkan çözelti ısıtılmak için II nolu jeneratöre girer. Burada ısıtılan çözeltiden $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ buharı (22) elde edilerek II nolu ayırıştırıcıya gönderilir. Jeneratörde kalan eriyik, ayırıştırıcıdan gelen H_2O (23) ile birleşerek fakir $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ (19) çözeltisini oluşturarak II nolu jeneratörden ayrılır.

19 – 20 : Yüksek sıcaklıktaki fakir $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ (19) çözeltisi eriyik eşanjöründen geçerek ısınıncı $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ zengin çözeltisine verir.

20 – 21 : Isısını veren fakir çözelti 2 nolu kısılma vanasından geçirilerek basıncı, absorber basıncına düşürülerek, akışkanın absorbere girişi sağlanır.

22 – 24 : Buhar halindeki $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ (22) ayırıcıya girerek, suyun amonyaktan ayrılması sağlanır ve ayrılan H_2O (23) jeneratöre geri gönderilir. II nolu ayırıcıdan NH_3 buharı (24) çıkar.

24 – 25 : II nolu ayırıcıdan çıkan NH_3 buharı (24), birinci kademedan gelen NH_3 buharı (9) ile birleşerek (25) kondensere girer.

26 – 1 : Birinci kademedan gelen NH_3 buharı I nolu absorberde, fakir çözeltiyle (6) birleşerek, zengin $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ çözeltisini (1) oluşturur.

Bu şekilde birinci ve ikinci kademe arasındaki bağlantı kurularak, döngünün devamı sağlanmış olur.

6.2. Sistemin Termodinamik Analizinde Yapılan Kabuller

Aşağıda verilen değerler amonyak akışkanı için ideale yakın seçilmiş değerler olup, değerler üzerinde kısmen de olsa iyileştirilmeye gidilmiştir. Sistemde 1 kg/s amonyak-su çözeltisi sabit olarak dolaştığı varsayılmaktadır. Sistemde referans noktalarında belirlenen akışkan derişiklik değerleri ve referans nokta sıcaklıkları Alarko Carrier A.Ş. firması tarafından belirlenerek tarafımıza tavsiye edilmiştir.

Yapılan kabuller aşağıdaki şekildedir.

- Sistemin sürekli rejim şartlarında çalıştığı kabul edilmiştir.
- Absorberden çıkan eriyik, absorber sıcaklığı ve basıncında olup denge halindedir.
- Jeneratörden çıkan eriyik, jeneratör sıcaklığı ve basıncında olup denge halindedir.
- Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında olup, kondenser sıcaklığındadır.
- Evaporatörden çıkan soğutucu akışkan, doymuş buhar şartlarında olup, evaporatör sıcaklığındadır.
- Sistemde gerçekleşen basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Sistemin çevreyle olan ısı etkileşimi ihmal edilmiştir.
- Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.
- Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşit kabul edilmiştir.
- Çevre ortam sıcaklığı 25 C olarak kabul edilmiştir.

6.3. Sistemin Termodinamik Analizi

Şekil 6.1' de verilmiş olan çevrimde evaporatör ve absorberdeki düşük basınç; kondenser ve jeneratörlerde ise yüksek basınç kullanılmaktadır.

Sistem içerisinde absorber mekanizması içerisinde kullanılan iki adet eşanjörde de amaç yüksek sıcaklık ve derişiklikteki çözeltinin ısısından faydalanarak düşük sıcaklık ve

derişiklikteki çözeltiliyi ısıtmaktır. Kondenserle evaparatör arasında kullanılan eşanjörün kullanım amacı ise yüksek sıcaklıktaki sıvı amonyağın ısını evaparatörden çıkan düşük sıcaklıktaki amonyak buharına vermesidir. Ayrıca ikinci kademedeki II nolu absorberden atılan enerji I nolu jeneratörde ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Böylece jeneratör için gerekli olan ısı miktarı azaltılmakta ve sistemin soğutma etkinliği artırılmış olmaktadır. Aşağıda sistemin referans noktalarında önceden belirlenen değerler verilmiştir:

- Evaporatör sıcaklığı (13 noktası), $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- I nolu absorbere giriş sıcaklığı (26 noktası), $27\text{ }^{\circ}\text{C}$
- I nolu absorber sıcaklığı (1 noktası), $40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- I ve II nolu eriyik pompası verimi, %65
- SHX1 ve SHX2 çözeltili eşanjörleri verimi, %95
- I, II nolu jeneratör ve kondenser basıncı, 1600 kPa
- I nolu jeneratörden çıkan akışkan buharı sıcaklığı (7 noktası), $105\text{ }^{\circ}\text{C}$
- I nolu jeneratörden çıkan seyreltik çözeltili sıcaklığı (4 noktası), $110\text{ }^{\circ}\text{C}$
- I nolu ayırıcıdan çıkan akışkan buharı sıcaklığı (9 noktası), $70\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Kondensere giren akışkan buharı (25 noktası), $70\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Kondenser sıcaklığı (10 noktası), $40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- CEHX eşanjör verimi, %95
- II nolu absorber giriş sıcaklığı (15 noktası), $27\text{ }^{\circ}\text{C}$
- II nolu absorberden çıkış sıcaklığı (16 noktası), $110\text{ }^{\circ}\text{C}$
- I, II nolu absorber ve evaparatör basıncı, 300 kPa
- II nolu jeneratörden çıkan akışkan buharı sıcaklığı (22 noktası), $180\text{ }^{\circ}\text{C}$
- II nolu jeneratörden çıkan seyreltik çözeltili sıcaklığı (19 noktası), $200\text{ }^{\circ}\text{C}$
- II nolu ayırıcıdan çıkan akışkan buharı sıcaklığı (24 noktası), $70\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Sistemde mevcut çözeltili debisi (1,2,3 noktaları), 1 kg/s
- I nolu absorberden çıkan çözeltili derişiklik oranı, $x_1 = 40,5$

- I nolu jeneratörden çıkan çözelti derişiklik oranı, $x_7 = 95,5$
- I nolu ayırıcıdan çıkan çözelti derişiklik oranı, $x_9 = 99,5$
- II nolu jeneratörden çıkan çözelti derişiklik oranı, $x_{22} = 33,5$
- II nolu absorberden çıkan çözelti derişiklik oranı, $x_{16} = 7,9$
- II nolu ayırıcıdan çıkan çözelti derişiklik oranı, $x_{24} = 99,5$

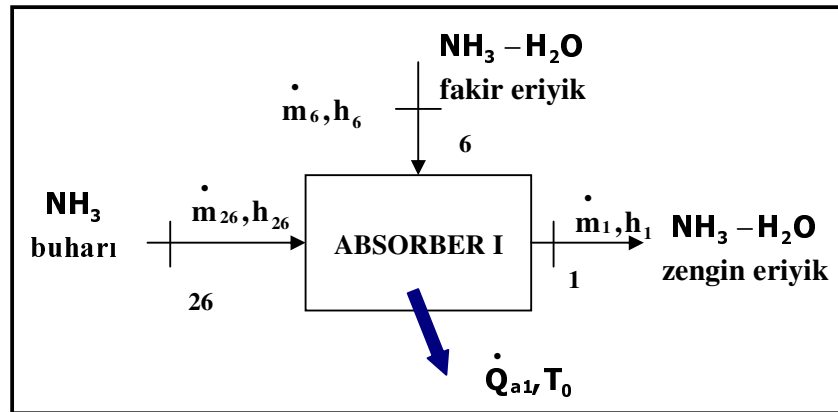
Amonyak-su eriyiği için entalpi-derişiklik diyagramını ve önceki bölümlerde verilen denklemler kullanılarak, sistemdeki elemanların oluşturdukları referans noktalarındaki, akışkan debileri, entalpileri, sıcaklıkları, entropileri, ısı yükleri, ekserji kayıpları ve sistemin COP değeri bulunabilir.

Aşağıda termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına göre her bir ünitenin termodinamik analizleri verilmiştir. Bu analizlerde potansiyel enerji ihmal edilmiştir.

Referans noktalarında oluşan basınç, sıcaklık, derişim konsantrasyonu, entalpi ve entropi değeri, debiler ve ekserji değeri Çizelge 6.1’de verilmiştir. şimdi referans noktadaki akışkan debisi değeri sırasıyla bulalım.

I nolu absorber:

şekil 6.2’ de I nolu absorberde meydana gelen kütle giriş-çıkışları görülmektedir.



şekil 6.2 I nolu absorber kütle giriş-çıkış şeması

Çizelge 6.1 İki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemindeki referans noktaları
ve hesaplanan değerler

Akım No	T (°C)	P (kPA)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	x	\dot{m} (kg/s)	ϕ (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	40	300	0,001	-66,65	0,405	1	-216,2	0,494
2	40	1600	0,001	-64,65	0,405	1	-215,4	0,498
3	105	1600	0,002	251,85	0,405	1	-143	1,331
4	110	1600	0,001	282,78	0,3598	0,928841	-140,9	1,399
5	43,5	1600	0,001	-57,96	0,3598	0,928841	-221,7	0,512
6	43,5	300	0,001	-57,96	0,3598	0,928841	-221,7	0,512
7	105	1600	0,109	1535,75	0,955	0,076334	6,1993	4,845
8	105	1600	0,001	251,85	0,405	0,005175	-143	1,331
9	70	1600	0,095	1391,66	0,995	0,071159	-37,12	4,414
10	40	1600	0,002	192,35	0,995	0,087159	-135,9	0,658
11	-7,5	1600	0,002	-55,45	0,995	0,087159	-145,5	-0,155
12	-7,5	300	0,007	-55,45	0,995	0,087159	-145,5	-0,155
13	-10	300	0,403	1100,25	0,995	0,087159	-306,6	4,339
14	27	300	0,514	1348,05	0,995	0,087159	-305,8	5,182
15	27	300	0,514	1348,05	0,995	0,016	-305,8	5,182
16	110	300	0,001	421,25	0,079	0,218152	-172,5	1,534
17	110	1600	0,001	423,25	0,079	0,218152	-171,7	1,538
18	180	1600	0,004	775,6	0,079	0,218152	-45,21	2,309
19	200	1600	0,001	842,26	0,0065	0,202152	-310,3	2,331
20	114,5	1600	0,001	460,25	0,0065	0,202152	-450,3	1,505
21	114,5	300	0,001	460,25	0,0065	0,202152	-450,3	1,505
22	180	1600	0,127	2386,72	0,335	0,05725	594,92	6,047
23	180	1600	0,095	775,6	0,079	0,04125	-45,21	2,035
24	70	1600	0,095	1391,66	0,995	0,016	-37,12	4,414
25	70	1600	0,095	1391,66	0,995	0,087159	-37,12	4,414
26	27	300	0,514	1348,05	0,995	0,071159	-305,8	5,182

➤ **Kütle dengesi :**

$$\dot{m}_{26} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad (6.1)$$

$$\dot{m}_{26} x_{26} + \dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1 \quad (6.2)$$

$$(x_{26} - x_6) \dot{m}_6 = (x_{26} - x_1) \dot{m}_1 \quad (6.3)$$

$$\dot{m}_6 = \frac{(x_{26} - x_1) \dot{m}_1}{(x_{26} - x_6)}$$

$$\dot{m}_6 = \frac{(0,995 - 0,405)}{(0,995 - 0,3598)} * 1 = 0,9288 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{26} + \frac{(x_{26} - x_1) \dot{m}_1}{(x_{26} - x_6)} = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_{26} = 1 - 0,9288 = 0,071159 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 = \left(\frac{x_{26} - x_6}{x_1 - x_6} \right) \dot{m}_{26} \quad (6.4)$$

➤ **Enerji dengesi :**

$$\dot{m}_{26} h_{26} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_{a1} \quad (6.5)$$

$$\dot{Q}_{a1} = (0,071159 * 1348,05) + (0,928841 * -57,96) - (1 * -66,65) = 108,7 \text{ kJ/s}$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi:**

$$\dot{S}_{a1} = \dot{m}_1 s_1 - \frac{\dot{Q}_{a1}}{T_a} - \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_{26} s_{26} \quad (6.6)$$

$$\dot{S}_{al} = (1 * 0,494) - \frac{108,7}{313} - (0,928841 * 0,512) - (0,71159 * 5,182) = 0,20815 \text{ kW/K}$$

$$\phi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (6.7)$$

$$\phi_6 = (-57,96 - 85,572) - 293 * (0,512 - 0,23021) = -221,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{26} = (h_{26} - h_0) - T_0(s_{26} - s_0) \quad (6.8)$$

$$\phi_{26} = (1348,05 - 535,28) - 293 * (5,182 - 1,3645) = -305,8 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (6.9)$$

$$\phi_1 = (-66,65 - 85,572) - 293 * (0,494 - 0,27552) = -216,2 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{al} = \dot{m}_6 \phi_6 + \dot{m}_{26} \phi_{26} - \dot{m}_1 \phi_1 - \dot{Q}_{al} \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \quad (6.10)$$

$$\Delta\Phi_{al} = (0,928841 * -221,7) + (0,071159 * -305,8) - (1 * -216,2) - \left[108,7 * \left(1 - \frac{293}{313}\right)\right]$$

$$\Delta\Phi_{al} = -18,438 \text{ kW}$$

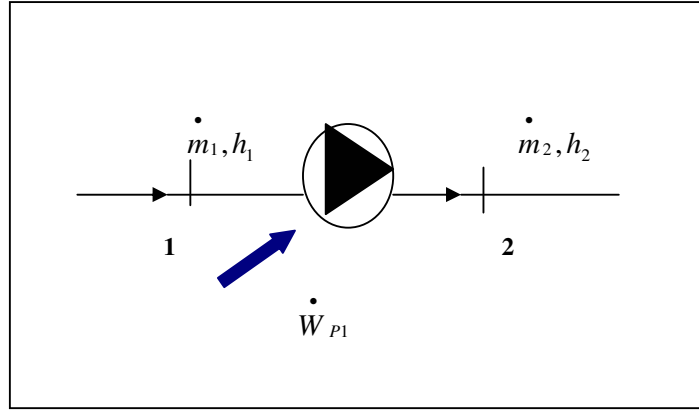
I nolu çözeltili pompası:

Şekil 6.3' de I nolu çözeltili pompasında meydana gelen kütle giriş çıkışları görülmektedir.

➤ Kütle dengesi:

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 \quad (6.11)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2, x_2 = x_1 \quad (6.12)$$



Şekil 6.3 I nolu eriyik pompası kütle giriş-çıkış şeması

➤ **Enerji dengesi:**

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 - \dot{W}_{p1} \quad (6.13)$$

$$\dot{W}_{p1} = (1 * -64,65) - (1 * -66,65) = 2 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{W}_{p1} = \frac{\dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1)}{\eta_{p1}} \quad (6.14)$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi:**

$$\dot{S}_{p1} = \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1 \quad (6.15)$$

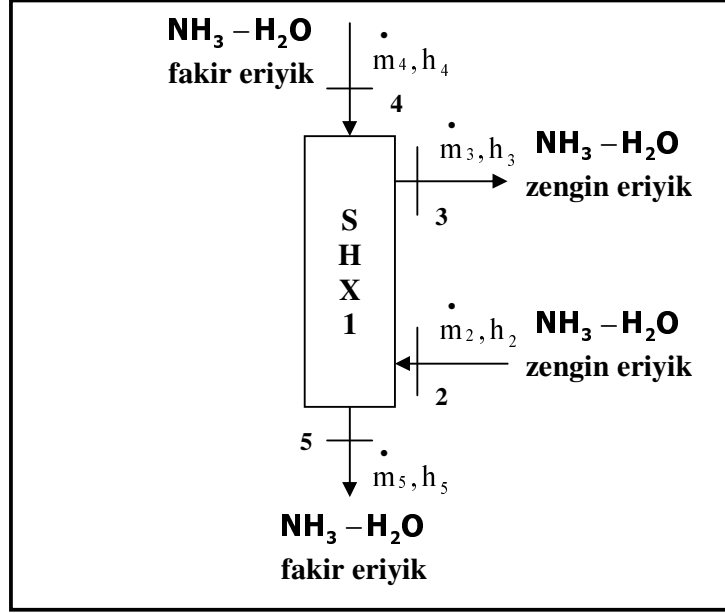
$$\dot{S}_{p1} = (1 * 0,498) - (1 * 0,494) = 0,004 \text{ kW/K}$$

$$\Delta\Phi_{p1} = \frac{\dot{m}_1 (P_1 - P_2)}{P_2} \quad (6.16)$$

$$\Delta\Phi_{p1} = \frac{1 * (300 - 1600)}{1600} = -0,8125 \text{ kW}$$

I nolu çözeltili ısı değiştiricisi (SHX1):

şekil 6.4' de I nolu eşanjörde (SHX1) meydana gelen kütle giriş çıkışları görölmektedir.



şekil 6.4 I nolu eşanjördeki (SHX1) kütle giriş-çıkış şeması

➤ **Kütle dengesi:**

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (6.17)$$

➤ **Enerji dengesi:**

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{Q}_{SHX1} \quad (6.18)$$

$$\dot{Q}_{SHX1} = \dot{m}_4 (h_4 - h_5) = \dot{m}_3 (h_3 - h_2) \quad (6.19)$$

$$\dot{Q}_{SHX1} = 0,9288 * (282,78 - (-57,96)) = 198 \text{ kJ/s}$$

$$h_3 - h_2 = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} (h_4 - h_5)$$

$$h_3 = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_3} (h_4 - h_5) + h_2 \quad (6.20)$$

$$\eta_{SHX1} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (6.21)$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi:**

$$\dot{S}_{SHX1} = \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_2 s_2 \quad (6.22)$$

$$\dot{S}_{SHX1} = (0,928841 * 0,512) + (1 * 1,331) - (0,928841 * 1,399) - (1 * 0,498) = 0,0091 \text{ kW/k}$$

$$\phi_5 = (h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0) \quad (6.23)$$

$$\phi_5 = (-57,96 - 81,224) - 298 * (0,512 - 0,23021) = -221,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_3 = (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) \quad (6.24)$$

$$\phi_3 = (251,85 - 85,572) - 298 * (1,331 - 85,572) = -143 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_4 = (h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0) \quad (6.25)$$

$$\phi_4 = (282,78 - 85,572) - 298 * (1,399 - 0,2301) = -140,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_2 = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) \quad (6.26)$$

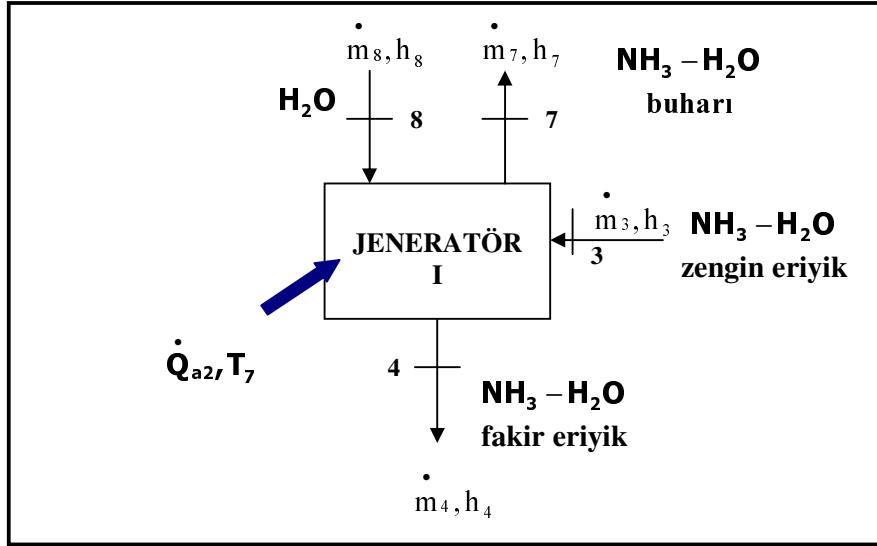
$$\phi_2 = (-64,65 - 85,572) - 298(0,498 - 0,27552) = -215,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{SHX1} = \dot{m}_4 \phi_4 + \dot{m}_2 \phi_2 - \dot{m}_5 \phi_5 - \dot{m}_3 \phi_3 \quad (6.27)$$

$$\Delta\Phi_{SHX1} = (0,9288 * -140,9) + (1 * -215,4) - (0,9288 * -221,7) - (1 * -143) = 2,6649 \text{ kW}$$

I nolu jeneratör:

Şekil 6.5' de I nolu jeneratöre ait kütle giriş çıkış şeması görülmektedir.



Şekil 6.5 I nolu jeneratördeki kütle giriş-çıkış şeması

➤ Kütle dengesi:

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_3 = \dot{m}_7 + \dot{m}_4 \quad (6.28)$$

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

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (6.29)$$

$$\dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_7 x_7$$

$$\dot{m}_8 (1 - x_8) + \dot{m}_1 (1 - x_1) = \dot{m}_6 (1 - x_6) + \dot{m}_7 (1 - x_7) \quad (6.30)$$

$$\dot{m}_8(1-x_8) + \dot{m}_1(1-x_1) = \frac{(x_6-x_1)}{(x_{26}-x_6)} \dot{m}_1(1-x_6) + \dot{m}_7(1-x_7)$$

$$\dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_8(1-x_8) - \left[\frac{(x_6-x_1)(1-x_{26})}{(x_{26}-x_6)} \dot{m}_1 \right]}{(1-x_7)} \quad (6.31)$$

$$\dot{m}_8 = \frac{(x_{26}-x_7)(x_6-x_1)}{(x_{26}-x_6)(x_8-x_7)} \dot{m}_1 \quad (6.32)$$

$$\dot{m}_8 = \frac{(0,995-0,955)}{(0,995-0,3598)} * \frac{(0,3598-0,405)}{(0,405-0,955)} * 1 = 0,005175 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = \frac{(x_{26}-x_8)(x_6-x_1)}{(x_8-x_7)(x_{26}-x_6)} \dot{m}_1 \quad (6.33)$$

$$\dot{m}_7 = \frac{(0,995-0,405)}{(0,405-0,955)} * \frac{(0,3598-0,405)}{(0,995-0,3598)} * 1 = 0,076334 \text{ kg/s}$$

➤ **Enerji dengesi:**

$$\dot{Q}_{g1} = \dot{Q}_{a2} \quad (6.34)$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi:**

$$\dot{S}_{g1} = \dot{m}_7 s_7 + \dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_8 s_8 - \frac{\dot{Q}_{a2}}{T_7} \quad (6.35)$$

$$\dot{S}_{g1} = (0,076 * 4,84) + (0,928 * 1,39) - (1 * 1,331) - (0,0051 * 1,331) - \frac{22,71}{378} = 0,271312 \text{ kW/K}$$

$$\phi_7 = (h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0) \quad (6.36)$$

$$\phi_7 = (1535,75 - 489,43) - 298(4,845 - 1,2951) = 6,1993 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_8 = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (6.37)$$

$$\phi_8 = (251,85 - 85,472) - 298 * (1,331 - 0,27552) = -143 \text{ kJ/kg}$$

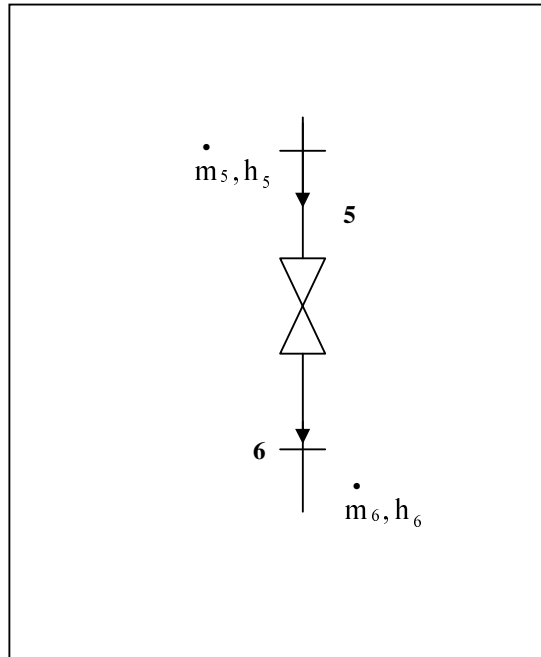
$$\Delta\Phi_{g1} = \dot{m}_7 \phi_7 + \dot{m}_4 \phi_4 - \dot{m}_8 \phi_8 - \dot{m}_3 \phi_3 - \dot{Q}_{a2} \left(1 - \frac{T_0}{T_7}\right) \quad (6.38)$$

$$\Delta\Phi_{g1} = (0,076 * 6,199) + (0,929 * -140,9) - (0,0051 * -143) - (1 * -143) - 22,71 * \left(1 - \frac{298}{378}\right)$$

$$\Delta\Phi_{g1} = 8,21 \text{ kW}$$

I nolu absorber kısılma vanası:

Şekil 6.6' da I nolu absorber kısılma vanasına ait kütle giriş çıkış şeması görülmektedir.



Şekil 6.6 I nolu jeneratördeki kütle giriş-çıkış şeması

➤ **Kütle dengesi:**

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5, x_5 = x_6 \quad (6.39)$$

➤ **Enerji dengesi:**

$$h_6 = h_5 \quad (6.40)$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi**

$$\dot{S}_{v1} = \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_5 s_5 \quad (6.41)$$

$$\dot{S}_{v1} = (0,9288 * 0,512) - (0,9288 * 0,512) = 0$$

$$\phi_5 = (h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0) \quad (6.42)$$

$$\phi_5 = (-57,96 - 81,224) - 298 * (0,512 - 0,23021) = -221,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{v1} = \dot{m}_6 \phi_6 - \dot{m}_5 \phi_5 \quad (6.43)$$

$$\Delta\Phi_{v1} = (0,9288 * -221,7) - (0,9288 * -221,7) = 0$$

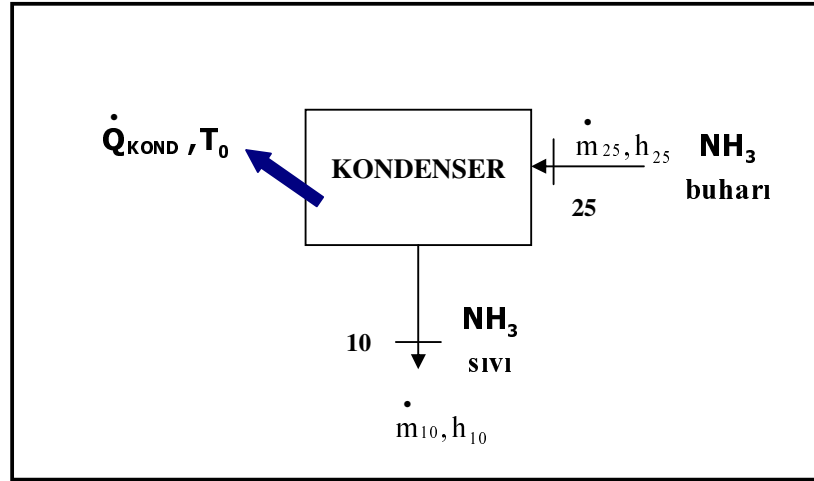
Kondenser

Şekil 6.7' de kondensere ait kütle giriş çıkış şeması görülmektedir.

➤ **Kütle dengesi:**

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{25} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{15} \quad (6.44)$$

$$x_{10} = x_{25}$$



Şekil 6.7 Kondenserdeki kütle giriş-çıkış şeması

➤ **Enerji dengesi:**

$$\dot{m}_{25} h_{25} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_{KOND} \quad (6.45)$$

$$\dot{Q}_{KOND} = -(0,087 * 192,35) + (0,087 * 1391,66) = 104,53 \text{ kJ/s}$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi**

$$\dot{S}_{KOND} = \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_{25} s_{25} + \frac{\dot{Q}_{KOND}}{T_0} \quad (6.46)$$

$$\dot{S}_{KOND} = (0,087 * 0,658) - (0,087 * 4,414) + \frac{104,53}{298} = 0,0293 \text{ kW/K}$$

$$\phi_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0) \quad (6.47)$$

$$\phi_{10} = (192,35 - 535,28) - 298 * (0,658 - 1,3645) = -135,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{25} = (h_{25} - h_0) - T_0 (s_{25} - s_0) \quad (6.48)$$

$$\phi_{25} = (1391,66 - 535,28) - 298 * (4,414 - 1,3645) = -37,12 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{KOND} = \dot{m}_{10}(\phi_{25} - \phi_{10}) - \dot{Q}_{KOND} \left(1 - \frac{T_0}{T_{KOND}}\right) \quad (6.49)$$

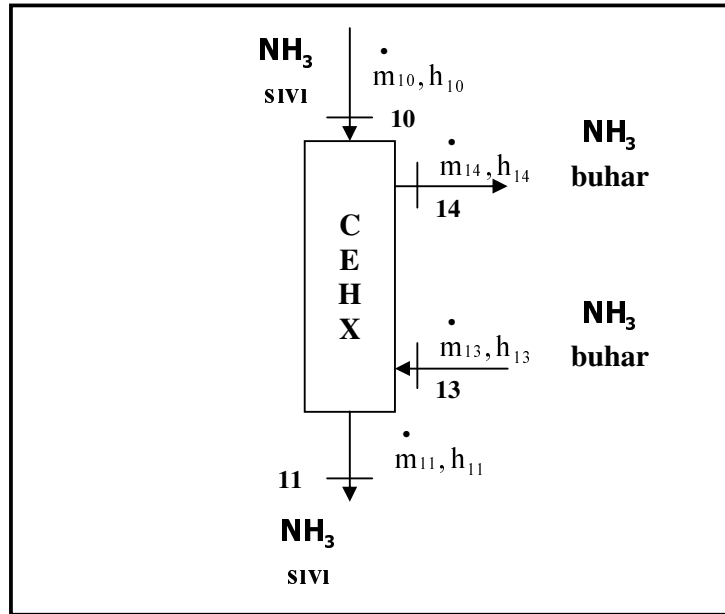
$$\Delta\Phi_{KOND} = 0,087 * (-37,12 - (-135,9)) - 104,53 * \left(1 - \frac{298}{313}\right) = 1,9322 \text{ kW}$$

Eşanjör (CEHX):

Şekil 6.8' de eşanjörde (CEHX) meydana gelen kütle giriş çıkışları görülmektedir.

➤ Kütle dengesi:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}, \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (6.50)$$



Şekil 6.8 Eşanjördeki (CEHX) kütle giriş-çıkış şeması

➤ Enerji dengesi:

$$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{14} h_{14} = \dot{Q}_{CEHX} \quad (6.51)$$

$$\dot{Q}_{CEHX} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{13}) \quad (6.52)$$

$$\dot{Q}_{CEHX} = 0,087 * (192,35 - (-55,45)) = 21,59 \text{ kJ/s}$$

$$h_{14} - h_{13} = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_{14}}(h_{10} - h_{11})$$

$$h_{14} = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_{14}}(h_{10} - h_{11}) + h_{13} \quad (6.53)$$

$$h_{14} = \frac{0,087}{0,071}(192,35 - (-55,45)) + 1100,25 = 1348,05 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{CEHX} = \frac{T_{10} - T_{11}}{T_{10} - T_{13}} \quad (6.54)$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi:**

$$\dot{S}_{CEHX} = \dot{m}_{11} s_{11} + \dot{m}_{14} s_{14} - \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_{13} s_{13} \quad (6.55)$$

$$\dot{S}_{CEHX} = 0,087 * (-0,155 + 5,182 - 0,658 - 4,339) = 0,0026 \text{ kW/K}$$

$$\phi_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \quad (6.56)$$

$$\phi_{11} = (-55,45 - 535,28) - 298 * (-0,155 - 1,3645) = -145,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) \quad (6.57)$$

$$\phi_{14} = (1348,05 - 535,28) - 298 * (5,182 - 1,3645) = -305,8 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \quad (6.58)$$

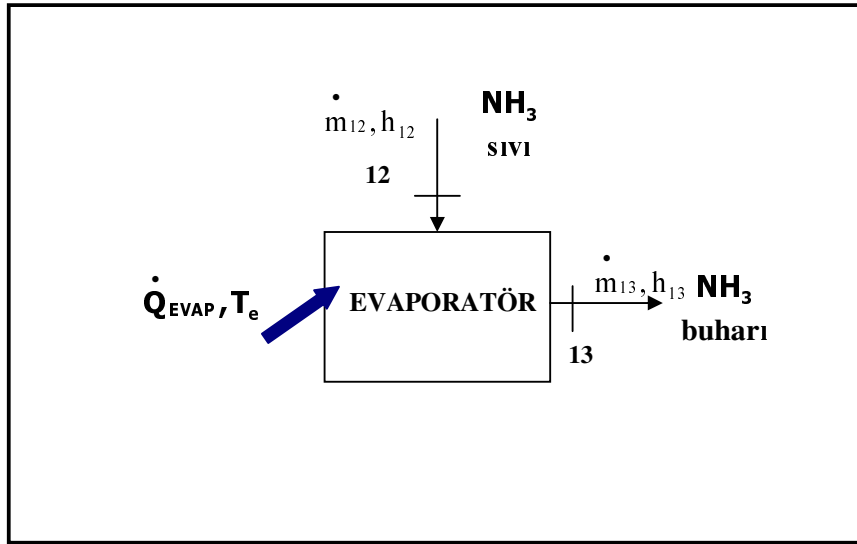
$$\phi_{13} = (1100,25 - 535,28) - 298 * (4,339 - 1,3645) \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{CEHX} = \dot{m}_{10} \phi_{10} + \dot{m}_{13} \phi_{13} - \dot{m}_{11} \phi_{11} - \dot{m}_{14} \phi_{14} \quad (6.59)$$

$$\Delta\Phi_{CEHX} = 0,087 * (-135,9 + (-306,6) - (-145,5) - (-305,8)) = 0,7661 \text{ kW}$$

Evaporatör

Şekil 6.9' da evaporatöre ait kütle giriş çıkış şeması görülmektedir.



Şekil 6.9 Evaporatördeki kütle giriş-çıkış şeması

➤ **Kütle dengesi:**

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (6.60)$$

$$X_{12} = X_{13}$$

➤ **Enerji dengesi:**

$$\dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{Q}_{EVAP} \quad (6.61)$$

$$\dot{Q}_{EVAP} = 0,087 * (1100,25 - (-55,45)) = 100,72 \text{ kJ/s}$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi**

$$\dot{S}_{EVAP} = \dot{m}_{13} s_{13} - \dot{m}_{12} s_{12} - \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{T_0} \quad (6.62)$$

$$\dot{S}_{EVAP} = (0,087 * 4,339) - (0,087 * -0,155) - \frac{100,72}{298} \text{ kW/K}$$

$$\phi_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0 (s_{13} - s_0) \quad (6.63)$$

$$\phi_{13} = (1100,25 - 535,28) - 298 * (4,339 - 1,3645) = -306,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0) \quad (6.64)$$

$$\phi_{12} = (-55,45 - 535,28) - 298 * (-0,155 - 1,3645) = -145,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{EVAP} = \dot{m}_{13} (\phi_{13} - \phi_{12}) - \dot{Q}_{EVAP} \left(1 - \frac{T_0}{T_{EVAP}} \right) \quad (6.65)$$

$$\Delta\Phi_{EVAP} = 0,087 * (-306,6 - (-145,5)) - 100,72 * \left(1 - \frac{298}{263} \right) = -2,546 \text{ kW}$$

III nolu kısılma vanası:

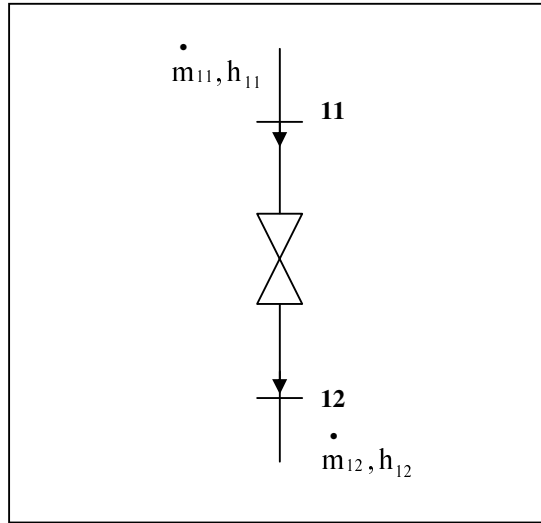
Şekil 6.10'da III nolu kısılma vanasına ait kütle giriş çıkış şeması görülmektedir.

➤ **Kütle dengesi:**

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11}, \mathbf{x}_{12} = x_{11} \quad (6.66)$$

➤ **Enerji dengesi:**

$$h_{12} = h_{11} \quad (6.67)$$



Şekil 6.10 III nolu kısılma vanasındaki kütle giriş-çıkış şeması

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi**

$$\dot{S}_{V3} = \dot{m}_{12} s_{12} - \dot{m}_{11} s_{11} \quad (6.68)$$

$$\dot{S}_{V3} = 0,087 * (-0,155 - (-0,155)) = 0$$

$$\Delta\Phi_{V3} = \dot{m}_{12} \phi_{12} - \dot{m}_{11} \phi_{11} \quad (6.69)$$

$$\Delta\Phi_{V3} = 0,087 * (-145,5 - (-145,5)) = 0$$

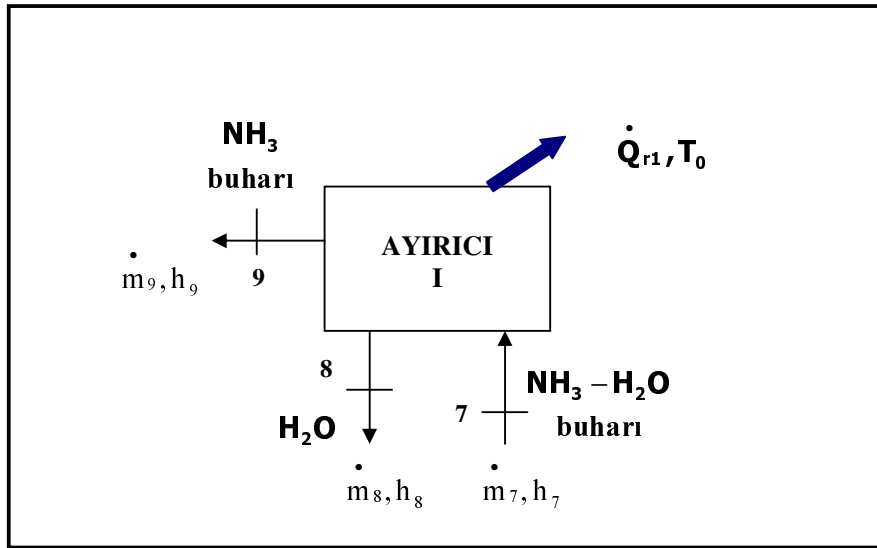
I nolu ayırıcı:

Şekil 6.11' de I nolu ayırıcıya ait kütle giriş çıkış şeması görülmektedir.

➤ **Kütle dengesi:**

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_9 \quad (6.70)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_9 x_9$$



Şekil 6.11 I nolu ayırıcı kütle giriş-çıkış şeması

➤ **Enerji dengesi:**

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_{r1} \quad (6.71)$$

$$\dot{Q}_{r1} = (0,076 * 1535,75) - (0,0051 * 251,85) - (0,071 * 1391,66) = 16,89 \text{ kJ/s}$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi**

$$\dot{S}_{r1} = \dot{m}_8 s_8 + \dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_7 s_7 + \frac{\dot{Q}_{r1}}{T_0} \quad (6.72)$$

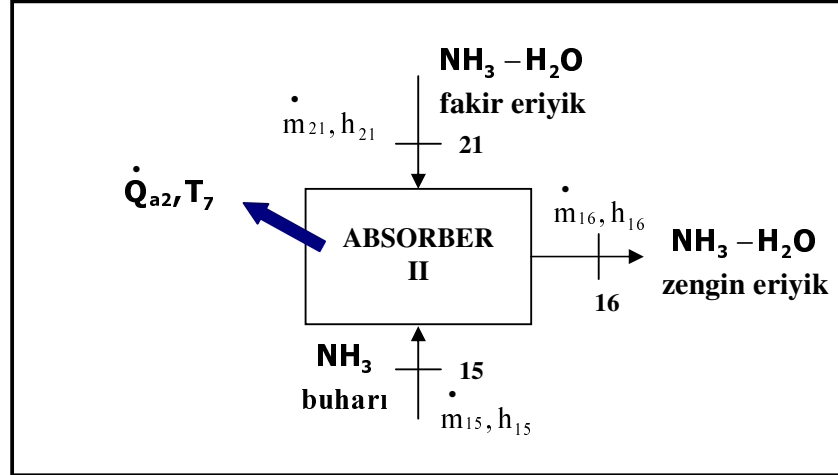
$$\dot{S}_{r1} = (0,0051 * 1,331) + (0,071 * 4,414) - (0,076 * 4,845) + \frac{16,89}{298} = 0,0078 \text{ kW/K}$$

$$\Delta\Phi_{r1} = -\dot{m}_8 \phi_8 - \dot{m}_9 \phi_9 + \dot{m}_7 \phi_7 - \dot{Q}_{r1} \left(1 - \frac{T_0}{T_{r1}} \right) \quad (6.73)$$

$$\Delta\Phi_{r1} = -(0,0051 * -143) - (0,071 * -37,12) + (0,076 * 6,1993) - 16,89 * \left(1 - \frac{298}{378} \right) = 1,395 \text{ kW}$$

II nolu absorber:

Şekil 6.12' de II nolu absorberde meydana gelen kütle giriş çıkışları görülmektedir.



Şekil 6.12 II nolu absorber kütle giriş-çıkış şeması

➤ Kütle dengesi :

$$\dot{m}_{29} = \dot{m}_{15}, x_{29} = x_{15}$$

$$\dot{m}_{15} + \dot{m}_{21} = \dot{m}_{16} \quad (6.74)$$

$$\dot{m}_{15} x_{15} + \dot{m}_{21} x_{21} = \dot{m}_{16} x_{16} \quad (6.75)$$

$$(x_{15} - x_{21}) \dot{m}_{21} = (x_{15} - x_{16}) \dot{m}_{16} \quad (6.76)$$

$$\dot{m}_{21} = \frac{(x_{15} - x_{16})}{(x_{15} - x_{21})} \dot{m}_{16}$$

$$\dot{m}_{15} + \frac{(x_{15} - x_{16})}{(x_{15} - x_{21})} \dot{m}_{16} = \dot{m}_{16}$$

$$\dot{m}_{16} = \left(\frac{x_{15} - x_{21}}{x_{16} - x_{21}} \right) \dot{m}_{15} \quad (6.77)$$

$$\dot{m}_{16} = \left(\frac{0,995 - 0,0065}{0,079 - 0,0065} \right) * 0,016 = 0,218 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{21} = \frac{(0,995 - 0,079)}{(0,995 - 0,0065)} * 0,218 = 0,2021 \text{ kg/s}$$

➤ **Enerji dengesi :**

$$\dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{Q}_{a2} \quad (6.78)$$

$$\dot{Q}_{a2} = (0,016 * 1348,05) + (0,2021 * 460,25) - (0,2181 * 421,25) = 22,71 \text{ kJ/s}$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi:**

$$\dot{S}_{a2} = \dot{m}_{16} s_{16} + \frac{\dot{Q}_{a2}}{T_7} - \dot{m}_{21} s_{21} - \dot{m}_{15} s_{15} \quad (6.79)$$

$$\dot{S}_{a2} = (0,218 * 1,534) + \frac{22,71}{378} - (0,2021 * 1,505) - (0,016 * 5,182) = 0,0075 \text{ kW/K}$$

$$\phi_{21} = (h_{21} - h_0) - T_0 (s_{21} - s_0) \quad (6.80)$$

$$\phi_{21} = (460,25 - 178,56) - 298 * (1,505 - (-0,993)) = -450,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{15} = (h_{15} - h_0) - T_0 (s_{15} - s_0) \quad (6.81)$$

$$\phi_{15} = (1348,05 - 535,28) - 298 * (5,182 - 1,3645) = -305,8 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{16} = (h_{16} - h_0) - T_0 (s_{16} - s_0) \quad (6.82)$$

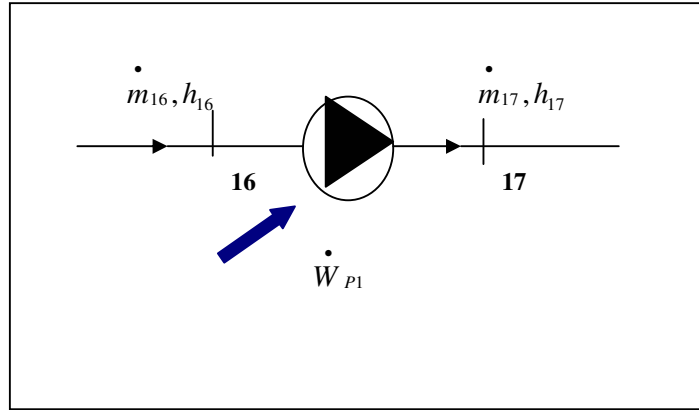
$$\phi_{16} = (421,25 - 138,67) - 298 * (1,534 - (-0,019)) = -172,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{a2} = \dot{m}_{21} \phi_{21} + \dot{m}_{15} \phi_{15} - \dot{m}_{16} \phi_{16} - \dot{Q}_{a2} \left(1 - \frac{T_0}{T_7}\right) \quad (6.83)$$

$$\Delta\phi_{a2} = (0,2021 * 1,505) + (0,016 * 5,182) - (0,2181 * 1,534) - 22,71 * \left(1 - \frac{298}{378}\right) = -64,22 \text{ kW}$$

II nolu çözeltili pompası:

Şekil 6.13' de II nolu eriyik pompasında meydana gelen kütle giriş çıkışları görülmektedir.



Şekil 6.13 II nolu eriyik pompası kütle giriş-çıkış şeması

➤ Kütle dengesi:

$$\dot{m}_{16} x_{16} = \dot{m}_{17} x_{17} \quad (6.84)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17}, x_{16} = x_{17} \quad (6.85)$$

➤ Enerji dengesi:

$$\dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{W}_{p2} \quad (6.86)$$

$$\dot{W}_{p2} = 0,2181 * (423,25 - 421,25) = 0,436 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{W}_{p2} = \frac{\dot{m}_{16} v_{16} (P_{17} - P_{16})}{\eta_{p2}} \quad (6.87)$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi:**

$$\dot{S}_{p2} = \dot{m}_{17} s_{17} - \dot{m}_{16} s_{16} \quad (6.88)$$

$$\dot{S}_{p2} = 0,2181 * (1,538 - 1,534) = 0,00087 \text{ kW/K}$$

$$\Delta\Phi_{p2} = \frac{\dot{m}_{16} (P_{16} - P_{17})}{P_{17}} \quad (6.89)$$

$$\Delta\Phi_{p2} = \frac{0,2181 * (300 - 1600)}{1600} = -0,177 \text{ kW}$$

II nolu çözeltili ısı değiştiricisi (SHX2):

şekil 6.14' de II nolu eşanjörde (SHX2) meydana gelen kütle giriş çıkışları görölmektedir.

➤ **Kütle dengesi:**

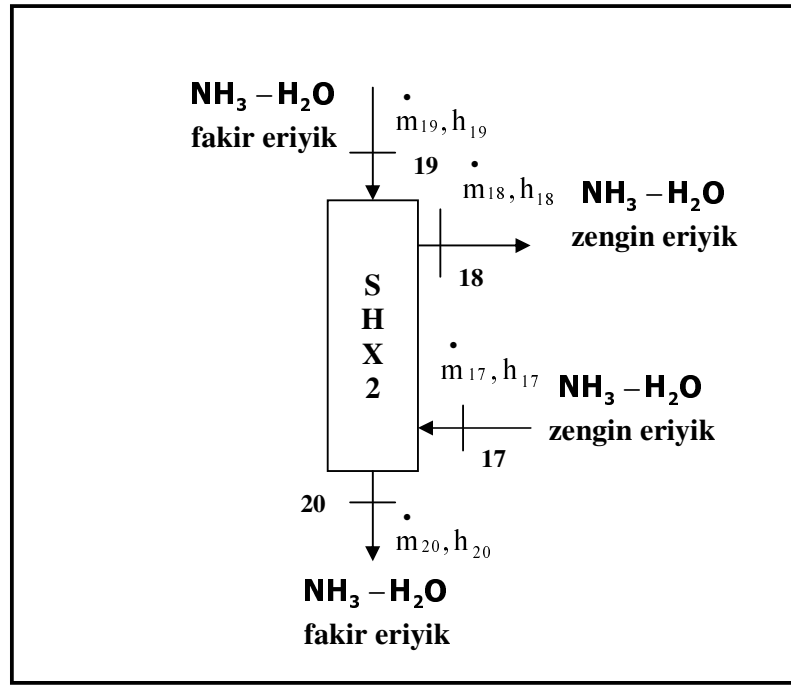
$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{16}, \dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} \quad (6.90)$$

➤ **Enerji dengesi:**

$$\dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{17} h_{17} = \dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_{18} h_{18} = \dot{Q}_{SHX2} \quad (6.91)$$

$$\dot{Q}_{SHX2} = \dot{m}_{19} (h_{19} - h_{20}) = \dot{m}_{18} (h_{18} - h_{17}) \quad (6.92)$$

$$\dot{Q}_{SHX2} = 0,2021 * (842,26 - 460,25) = 77,22 \text{ kJ/s}$$



Şekil 6.14 II nolu eşanjördeki (SHX2) kütle giriş-çıkış şeması

$$h_{18} - h_{17} = \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_{18}} (h_{19} - h_{20})$$

$$h_{18} = \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_{18}} (h_{19} - h_{20}) + h_{17}$$

$$h_{18} = \frac{0,2021}{0,2181} (842,26 - 460,25) + 423,25 = 775,6 \text{ kJ/s}$$

$$\eta_{SHX2} = \frac{T_{19} - T_{20}}{T_{19} - T_{17}} \quad (6.93)$$

➤ Entropi dengesi ve ekserji analizi:

$$\dot{S}_{SHX2} = \dot{m}_{20} s_{20} + \dot{m}_{18} s_{18} - \dot{m}_{19} s_{19} - \dot{m}_{17} s_{17} \quad (6.94)$$

$$\dot{S}_{SHX2} = (0,2021 * (1,505 - 2,331)) + (0,2181 * (2,309 - 1,538)) = 0,0012 \text{ kW/K}$$

$$\phi_{20} = (h_{20} - h_0) - T_0 (s_{20} - s_0) \quad (6.95)$$

$$\phi_{20} = (460,25 - 178,56) - 298(1,505 - (-0,993)) = -450,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{18} = (h_{18} - h_0) - T_0 (s_{18} - s_0) \quad (6.96)$$

$$\phi_{18} = (775,6 - 138,67) - 298 * (2,309 - (-0,019)) = -45,21 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{19} = (h_{19} - h_0) - T_0 (s_{19} - s_0) \quad (6.97)$$

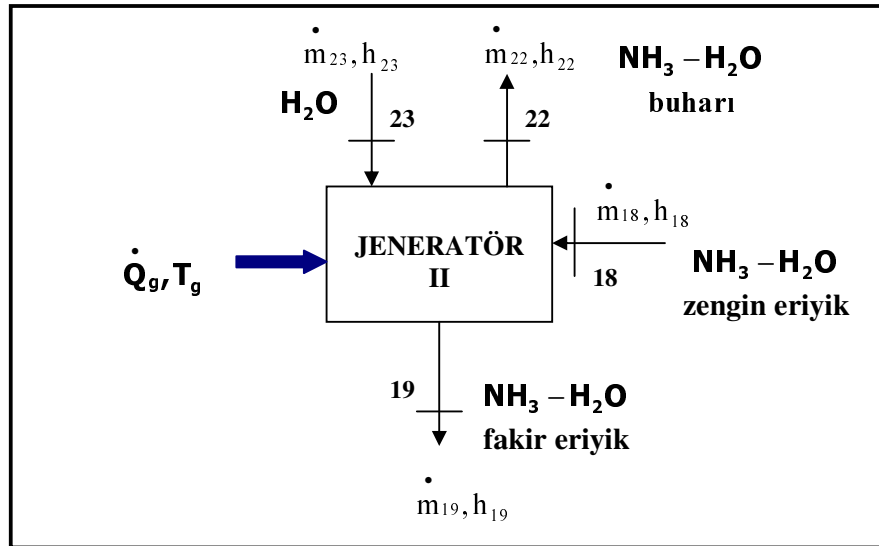
$$\phi_{19} = (842,26 - 178,56) - 298 * (2,331 - (-0,993)) = -310,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{SHX2} = \dot{m}_{20} \phi_{20} + \dot{m}_{18} \phi_{18} - \dot{m}_{19} \phi_{19} - \dot{m}_{17} \phi_{17} \quad (6.98)$$

$$\Delta\Phi_{SHX2} = (0,2021 * (-450,3 - (-310,3))) + (0,2181 * (-45,21 - (-171,7))) = 0,721 \text{ kW}$$

II nolu jeneratör:

Şekil 6.15' de II nolu jeneratöre ait kütle giriş çıkış şeması görülmektedir.



Şekil 6.15 II nolu jeneratördeki kütle giriş-çıkış şeması

➤ **Kütle dengesi:**

$$\dot{m}_{23} + \dot{m}_{18} = \dot{m}_{22} + \dot{m}_{19} \quad (6.99)$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{16}$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$$

$$\dot{m}_{18} x_{18} + \dot{m}_{23} x_{23} = \dot{m}_{22} x_{22} + \dot{m}_{19} x_{19} \quad (6.100)$$

$$\dot{m}_{16} x_{16} + \dot{m}_{23} x_{23} = \dot{m}_{22} x_{22} + \dot{m}_{21} x_{21}$$

$$\dot{m}_{23}(1 - x_{23}) + \dot{m}_{16}(1 - x_{16}) = \dot{m}_{21}(1 - x_{21}) + \dot{m}_{22}(1 - x_{22}) \quad (6.101)$$

$$\dot{m}_{23}(1 - x_{23}) + \dot{m}_{16}(1 - x_{16}) = \frac{(x_{21} - x_{16})}{(x_{15} - x_{21})} \dot{m}_{16}(1 - x_{21}) + \dot{m}_{22}(1 - x_{22})$$

$$\dot{m}_{22} = \frac{\dot{m}_{23}(1 - x_{23}) - \left[\frac{(x_{21} - x_{16})(1 - x_{15})}{(x_{15} - x_{21})} \dot{m}_{16} \right]}{(1 - x_{22})} \quad (6.102)$$

$$\dot{m}_{23} = \frac{(x_{15} - x_{22})(x_{21} - x_{16})}{(x_{15} - x_{21})(x_{23} - x_{22})} \dot{m}_{16} \quad (6.103)$$

$$\dot{m}_{23} = \frac{(0,995 - 0,335)(0,0065 - 0,079)}{(0,995 - 0,0065)(0,079 - 0,335)} * 0,2181 = 0,041 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{22} = \frac{(x_{15} - x_{23})(x_{21} - x_{16})}{(x_{23} - x_{22})(x_{15} - x_{21})} \dot{m}_{16} \quad (6.104)$$

$$\dot{m}_{22} = \frac{(0,995 - 0,079)(0,0065 - 0,079)}{(0,079 - 0,335)(0,995 - 0,0065)} * 0,2181 = 0,05725 \text{ kg/s}$$

➤ **Enerji dengesi:**

$$\dot{Q}_{g2} = \dot{m}_{22} h_{22} + \dot{m}_{19} h_{19} - \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{23} h_{23} \quad (6.105)$$

$$\dot{Q}_{g2} = (0,057 * 2386,72) + (0,2021 * 842,26) - (0,2181 * 775,6) - (0,041 * 775,6) = 105,7 \text{ kJ/s}$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi:**

$$\dot{S}_{g2} = \dot{m}_{22} s_{22} + \dot{m}_{19} s_{19} - \dot{m}_{18} s_{18} - \dot{m}_{23} s_{23} - \frac{\dot{Q}_{g2}}{T_{g2}} \quad (6.106)$$

$$\dot{S}_{g2} = (0,057 * 6,047) + (0,2021 * 2,331) - (0,2181 * 2,309) - (0,041 * 2,035) - \frac{105,7}{453}$$

$$\dot{S}_{g2} = -0,015 \text{ kW/K}$$

$$\phi_{22} = (h_{22} - h_0) - T_0 (s_{22} - s_0) \quad (6.107)$$

$$\phi_{22} = (2386,72 - 80,751) - 298 * (6,047 - 0,207) = 594,92 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{23} = (h_{23} - h_0) - T_0 (s_{23} - s_0) \quad (6.108)$$

$$\phi_{23} = (775,6 - 138,67) - 298 * (2,035 - (-0,019)) = -45,21 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{g2} = \dot{m}_{22} \phi_{22} + \dot{m}_{19} \phi_{19} - \dot{m}_{18} \phi_{18} - \dot{m}_{23} \phi_{23} - \dot{Q}_{g2} \left(1 - \frac{T_0}{T_{g2}} \right) \quad (6.109)$$

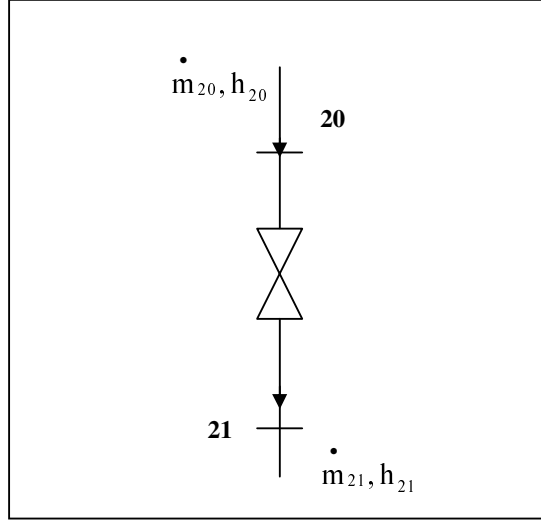
$$\Delta\Phi_{g2} = (0,057 * 594,92) + (0,2021 * -310,3) - (0,2181 * -45,21) - (0,041 * -45,21)$$

$$-105,7 * \left(1 - \frac{378}{453} \right)$$

$$\Delta\Phi_{g2} = -55,12 \text{ kW}$$

II nolu absorber kısılma vanası:

Şekil 6.16'da II nolu kısılma vanasına ait kütle giriş çıkış şeması görülmektedir.



Şekil 6.16 II nolu absorber kısılma vanasındaki kütle giriş-çıkış şeması

➤ Kütle dengesi:

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{20}, \mathbf{x}_{20} = \mathbf{x}_{21} \quad (6.110)$$

➤ Enerji dengesi:

$$h_{21} = h_{20} \quad (6.111)$$

➤ Entropi dengesi ve ekserji analizi

$$\dot{S}_{V2} = \dot{m}_{21} s_{21} - \dot{m}_{20} s_{20} \quad (6.112)$$

$$\dot{S}_{V2} = 0,2021 * (1,505 - 1,505) = 0$$

$$\phi_{20} = (h_{20} - h_0) - T_0 (s_{20} - s_0) \quad (6.113)$$

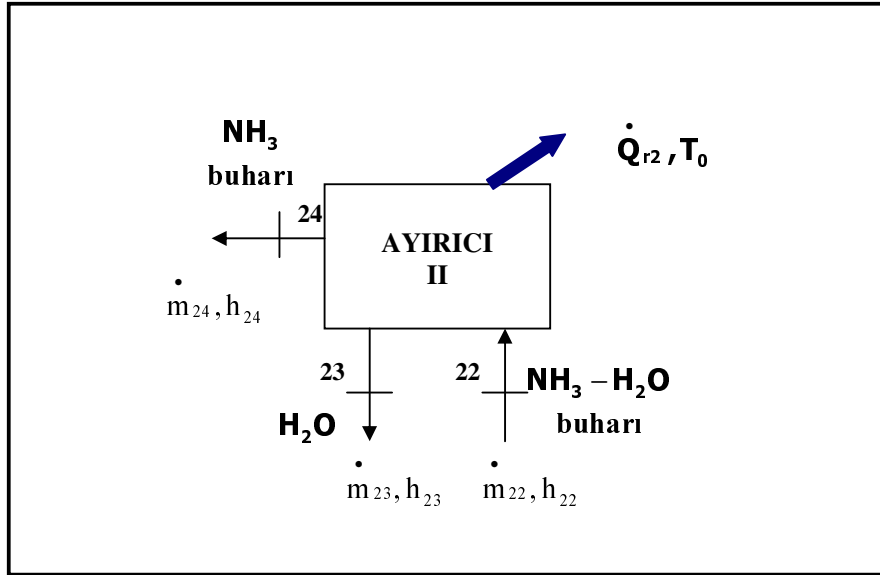
$$\phi_{20} = (460,25 - 178,56) - 298 * (1,505 - (-0,993)) = -450,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta\Phi_{V2} = \dot{m}_{21} \phi_{21} - \dot{m}_{20} \phi_{20} \quad (6.114)$$

$$\Delta\Phi_{V2} = 0,2021 * (-450,3) - (-450,3) = 0$$

II nolu ayırıcı:

Şekil 6.17' de II nolu ayırıcıya ait kütle giriş çıkış şeması görülmektedir.



Şekil 6.17 II nolu ayırıcı kütle giriş-çıkış şeması

➤ Kütle dengesi:

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} + \dot{m}_{24} \quad (6.115)$$

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{15}$$

$$\dot{m}_{22} x_{22} = \dot{m}_{23} x_{23} + \dot{m}_{24} x_{24}$$

➤ **Enerji dengesi:**

$$\dot{m}_{22} h_{22} = \dot{m}_{23} h_{23} + \dot{m}_{24} h_{24} + \dot{Q}_{r2} \quad (6.116)$$

$$\dot{Q}_{r2} = (0,057 * 2386,72) - (0,041 * 775,6) - (0,016 * 1391,66) = 82,38 \text{ kJ/s}$$

➤ **Entropi dengesi ve ekserji analizi**

$$\dot{S}_{r2} = \dot{m}_{23} s_{23} + \dot{m}_{24} s_{24} - \dot{m}_{22} s_{22} + \frac{\dot{Q}_{r2}}{T_0} \quad (6.117)$$

$$\dot{S}_{r2} = (0,041 * 2,035) + (0,016 * 4,414) - (0,057 * 6,047) + \frac{82,38}{298} = 0,096 \text{ kW/K}$$

$$\Delta\Phi_{r2} = \dot{m}_{23} \phi_{23} + \dot{m}_{24} \phi_{24} - \dot{m}_{22} \phi_{22} + \dot{Q}_{r2} \left(1 - \frac{T_0}{T_{r2}} \right) \quad (6.118)$$

$$\Delta\Phi_{r2} = (0,041 * -45,21) + (0,016 * -37,12) - (0,057 * 594,92) + 82,38 * \left(1 - \frac{298}{343} \right)$$

$$\Delta\Phi_{r2} = -78,65 \text{ kW}$$

Hesaplanan entropi değerlerini kullanarak çevrimin toplam entropi değerini hesaplayalım.

$$\dot{S}_{\text{toplamlam}} = \dot{S}_{a2} + \dot{S}_{p2} + \dot{S}_{\text{SHX2}} + \dot{S}_{g2} + \dot{S}_{r2} + \dot{S}_{r1} + \dot{S}_{\text{EVAP}} + \dot{S}_{\text{CEHX}} + \dot{S}_{\text{KOND}} + \dot{S}_{g1} + \dot{S}_{\text{SHX1}} + \dot{S}_{p1} + \dot{S}_{a1}$$

$$\dot{S}_{\text{toplamlam}} = 0,489569 \text{ kW/K}$$

Çizelge 6.2 İki kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemindeki elemanların ısı kapasiteleri, entropi değerleri ve ekserji kayıpları

ÜNİTE	\dot{Q} (kW)	\dot{S} (kW/K)	$\Delta\Phi$ (kW)
Absorber I	108,7	0,020815	-18,438
Pompa I	2	0,004	-0,8125
Shx I	198	0,009118	2,664891
Jeneratör I	22,7	0,271312	8,210186
Kondenser	104,5	0,029391	1,932201
Cehx	21,6	0,002615	0,766125
Evaporatör	100,7	0,047905	-2,54618
Ayırıcı I	16,9	0,008816	1,391594
Absorber II	22,7	0,007581	-63,3933
Pompa II	0,44	0,000873	-0,17725
Shx II	77,2	0,001218	0,714993
Jenaratör II	105,7	0,01491	-54,273
Ayırıcı II	82,4	0,100839	24,5064

İkinci kanun verimini hesaplayalım;

$$\varepsilon = \frac{\Delta\Phi_{EVAP}}{\Delta\Phi_{p1} + \Delta\Phi_{p2} + \Delta\Phi_{g1} + \Delta\Phi_{g2}}$$

$$\varepsilon = 0,080688$$

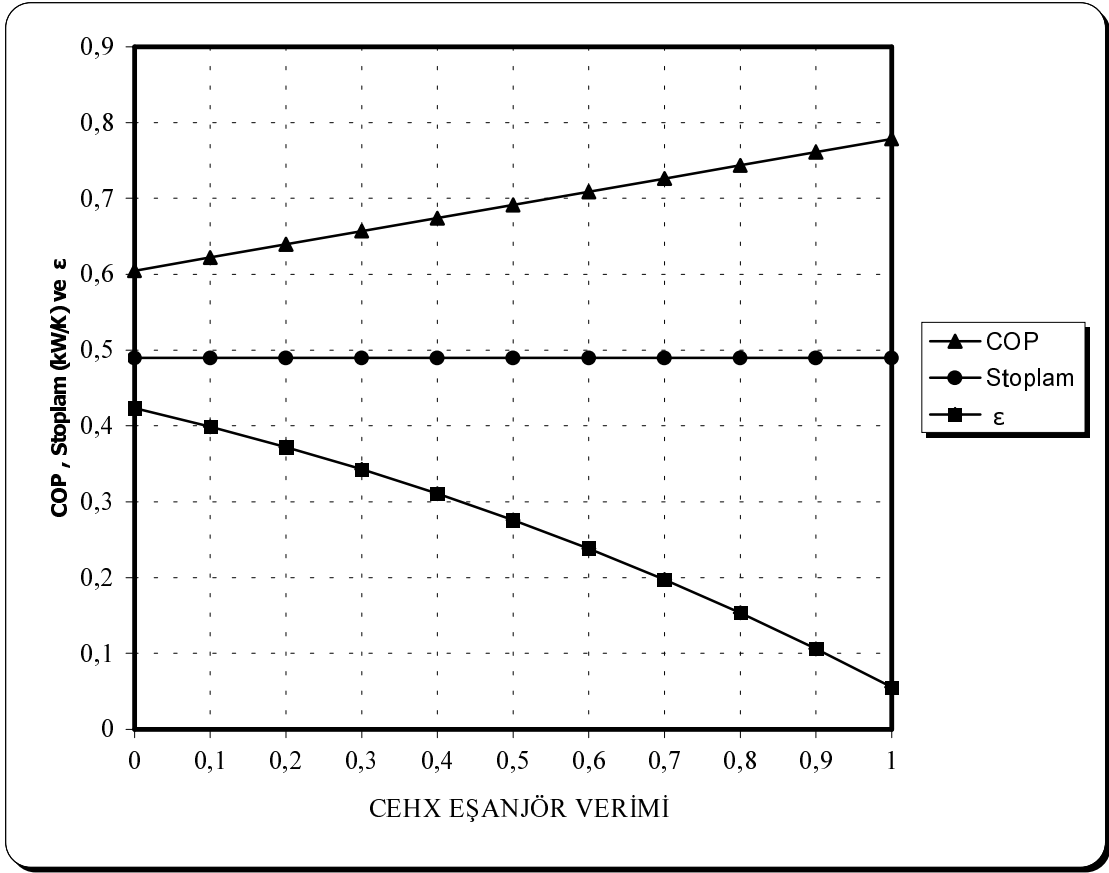
6.4 Çalışma Bulguları ve Değerlendirme

Bu çalışmadaki amaç düşük değerler içeren absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma etkinlik katsayı değerlerinin iyileştirilmesi ve sistemin ekserji analizinin yapılarak sistemin performans analizinin yapılmasıdır. Bu nedenle elde ettiğimiz sonuçlar ışığında sistem hakkındaki değerlendirmeleri, tablo ve grafikler yardımıyla gerçekleştireceğiz.

Şekil 6.1' de verilen amonyak – su akışkan çiftli iki kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiştir. Temel enerji ve kütle dengesi denklemleri bilgisayar ortamında bulunmuştur. Bu hesaplamalarda gerekli olan amonyak-su çözeltisine ait termodinamiksel değerler REFPROP isimli bir mühendislik programı kullanılarak bulunmuştur. Yapılan hesaplamalar ve elde edilen sonuçlar doğrultusunda, çözelti eşanjör verimi, kondenser eşanjör verimi, absorber sıcaklığı, kondenser sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığı baz alınarak sistemin soğutma etkinlik katsayısı (COP), toplam entropisi ve ikinci kanun verimindeki değişimler incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, görsel olarak grafiksel olarak analiz edilmiştir.

Şekil 6.18' de kondenser ısı değiştiricisi (CEHX) veriminin, sistemin soğutma etkinlik katsayısı (COP), sistemin toplam entropisi ve ikinci kanun verimi üzerindeki etkileri görsel olarak görülmektedir. Çizelge 6.3' de ise bu analiz sayısal olarak görülebilmektedir. Verimin değişimiyle COP ve ikinci kanun verimi değerlerinde bir değişim gerçekleşirken, toplam entropi değeri değişim göstermemektedir.

Bu gözlemin sebebi CEHX ısı değiştiricisi entropi değerinin ,sistemin toplam entropi değeri içerisindeki yüzdesinin (0,534%) kayda değmeyecek kadar küçük bir değer olmasıdır. Bu da toplam entropi değerinin sabit kalmasına neden olmaktadır. CEHX veriminin artışıyla COP artmakta, verimin azalmasıyla azalma eğilimine girmektedir. Isı değiştirici verimi COP ile doğru orantılıdır. COP değeri, çevrimdeki hangi eleman olursa olsun, çalışma şartlarında meydana getirilen değişmelere karşı çok hassastır. Aynı şekilde ikinci kanun verimi de CEHX verimi ile doğru orantılıdır. İkinci kanun verimi değerindeki azalış trendinin sebebi ise CEHX verimin arttıkça evaporatörde ekserji kaybı değerinin azalmasıdır. Bu nedenle ters yönlü bir hareketlenme söz konusudur.

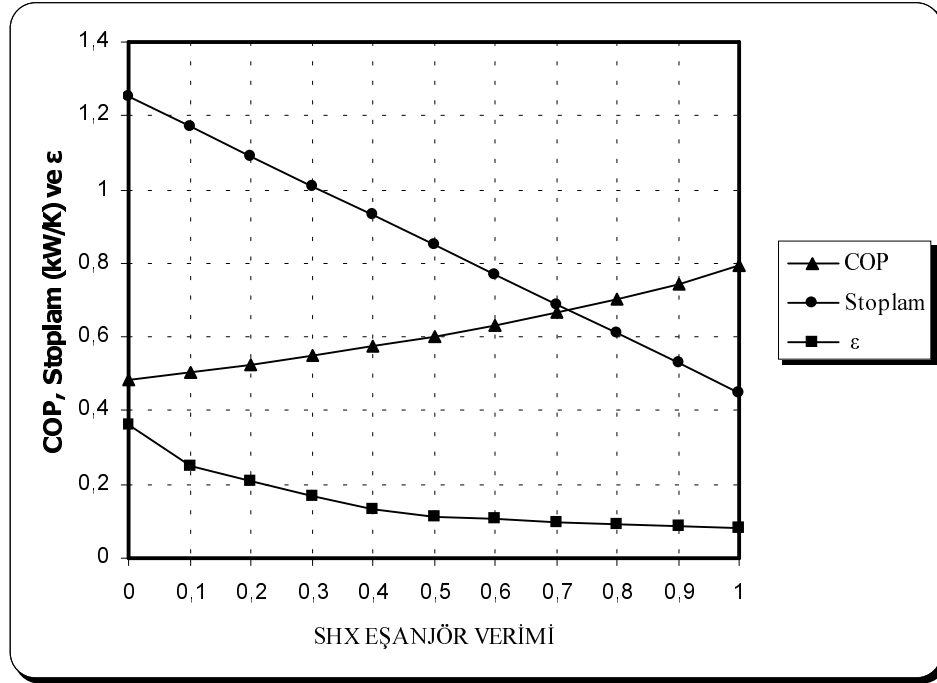


Şekil 6.18 CEHX ısı değiştirici veriminin COP , \dot{S}_{toplaml} ve ε üzerindeki etkisi

Çizelge 6.3 Cehx verimi değişimine bağlı COP , \dot{S}_{toplaml} ve ε değerleri

η	COP	\dot{S}_{toplaml} (kW/K)	ε (%)
0	0,604698	0,489569	0,423537
0,1	0,622071	0,489569	0,398944
0,2	0,639444	0,489569	0,371992
0,3	0,656817	0,489569	0,34256
0,4	0,67419	0,489569	0,310522
0,5	0,691563	0,489569	0,275742
0,6	0,708936	0,489569	0,238075
0,7	0,726309	0,489569	0,197365
0,8	0,743683	0,489569	0,153445
0,9	0,761056	0,489569	0,106134
1	0,778429	0,489569	0,055241

Şekil 6.19’ da çözelti ısı değiştirci (SHX) veriminin, sistemin soğutma etkinlik katsayısı (COP), ikinci kanun verimi (ϵ) ve sistemin toplam entropisi (\dot{S}_{toplam}) üzerindeki etkileri görsel olarak görölmektedir. Çizelge 6.4’ de ise bu analiz sayısal olarak görölebilmektedir.



Şekil 6.19 SHX ısı değiştirci veriminin COP , \dot{S}_{toplam} ve ϵ üzerindeki etkisi

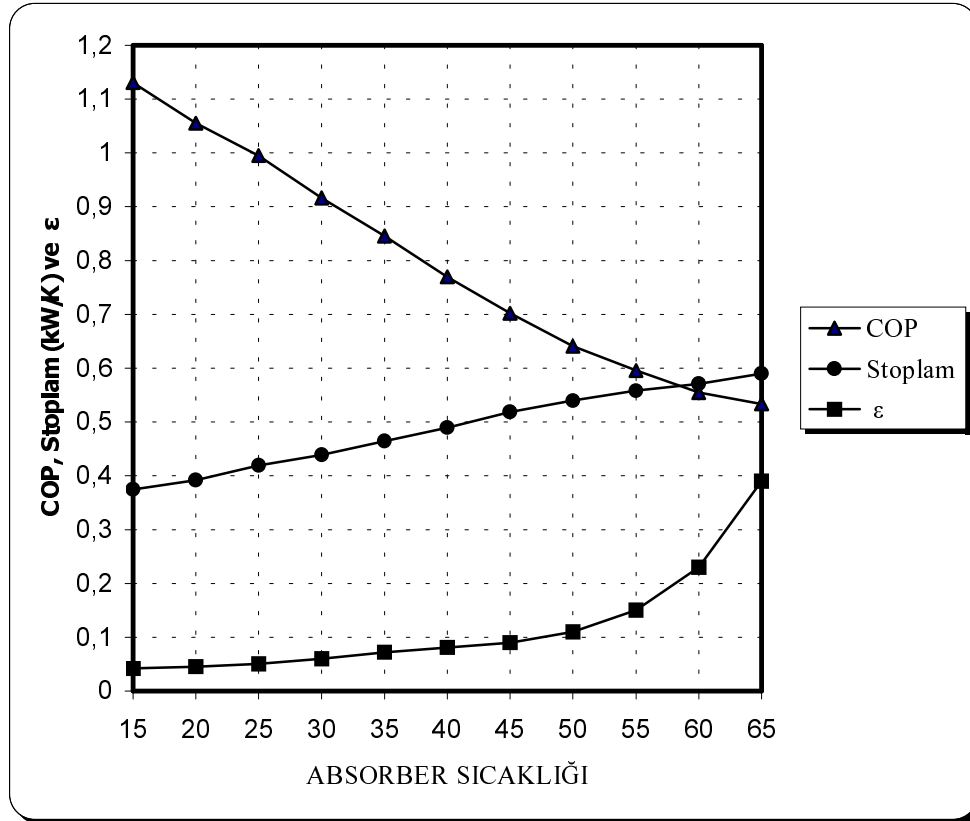
Çizelge 6.4 SHX verimi değişimine bağlı COP , \dot{S}_{toplam} ve ϵ değerleri

η	COP	\dot{S}_{toplam} (kW/K)	ϵ (%)
0	0,484771	1,2508	0,3613
0,1	0,504353	1,169955	0,2532
0,2	0,525584	1,089909	0,2131
0,3	0,54868	1,009864	0,1742
0,4	0,5739	0,929819	0,1309
0,5	0,60155	0,849773	0,1167
0,6	0,631999	0,769728	0,1052
0,7	0,665695	0,689682	0,0951
0,8	0,703186	0,609637	0,0903
0,9	0,745152	0,529592	0,0813
1	0,792446	0,449546	0,0791

Çözelti ısı değiştiricisi veriminin değişimiyle COP değerinde bir artış gözlemlenirken , ikinci kanun verimi ve toplam entropi değerlerinde bir azalış görölmektedir. Bu olayın açıklaması tam olarak yapılamamaktadır. Ama çok verimli yüksek COP değerli soğutma sistemlerinde entropi üretimi az gerçekteşmektedir. Yani COP değeri artıkça toplam entropi değeri düşüş göstermektedir.

İkinci kanun verimindeki azalışın nedeni ise jeneratör ekserji kaybı değerindeki verime bağlı olarak gerçekteşen artıştır. SHX ısı değiştirici çevrimdeki kritik elemanlardan biridir. Performansına bağlı kalaraktan COP ve toplam entropi değerlerini direkt ve etkili olarak değiştirebilmektedir.

şekil 6.20' de absorber sıcaklığındaki değişime bağlı olarak, sistemin soğutma etkinlik katsayısı (COP) , ikinci kanun verimi (ϵ) ve sistemin toplam entropi (\dot{S}_{toplam}) değerlerindeki değişimler görölmektedir. Çizelge 6.5'de yapılan grafiksel işlemin matematiksel açıklaması verilmektedir.

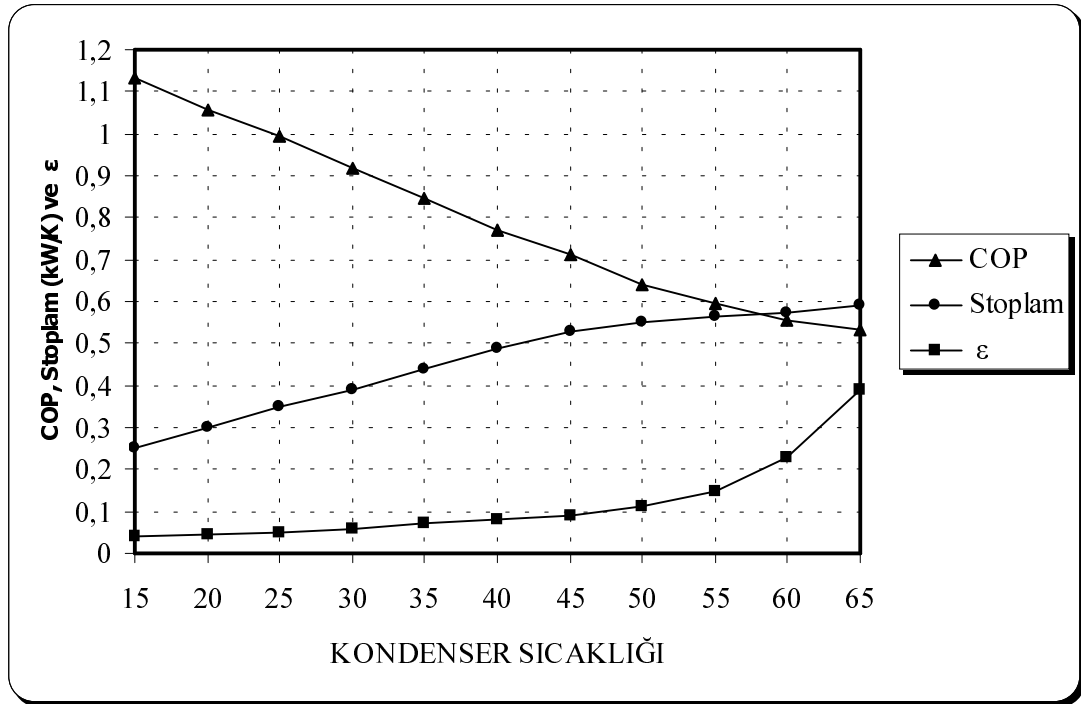


şekil 6.20 Absorber sıcaklığının COP , \dot{S}_{toplam} ve ϵ üzerindeki etkisi

Çizelge 6.5 Absorber sıcaklığı değişimine bağlı COP , \dot{S}_{toplam} ve ε değerleri

T (°C)	COP	\dot{S}_{toplam} (kW/K)	ε (%)
15	1,1306	0,374	0,042
20	1,0556	0,392	0,045
25	0,9954	0,419	0,051
30	0,9166	0,438	0,062
35	0,8456	0,464	0,072
40	0,7696	0,489	0,080
45	0,7021	0,518	0,093
50	0,6406	0,539	0,111
55	0,5956	0,558	0,152
60	0,5546	0,571	0,233
65	0,5336	0,589	0,391

Absorber sıcaklığının değişimiyle COP değeri ters orantılı bir şekilde azalma trendine girerken, ikinci kanun verimi ve toplam entropi değerlerinde doğru orantılı olarak bir artış gözlenmektedir.



Şekil 6.21 Kondenser sıcaklığının COP , \dot{S}_{toplam} ve ε üzerindeki etkisi

Şekil 6.21' de kondenser sıcaklığındaki değişime bağlı olarak, sistemin soğutma etkinlik katsayısı (COP) , ikinci kanun verimi (ϵ) ve sistemin toplam entropi (\dot{S}_{toplam}) değerlerindeki değişimler görülmektedir. Çizelge 6.6'de bu yapılan grafiksel işlemin matematiksel açıklaması verilmektedir.

Çizelge 6.6 Kondenser sıcaklığı değişimine bağlı COP , \dot{S}_{toplam} ve ϵ değerleri

T (°C)	COP	\dot{S}_{toplam} (kW/K)	ϵ (%)
15	1,1306	0,2571	0,042
20	1,0556	0,3150	0,045
25	0,9954	0,3512	0,051
30	0,9166	0,3921	0,062
35	0,8456	0,4434	0,072
40	0,7696	0,4895	0,080
45	0,7136	0,5312	0,093
50	0,6406	0,5523	0,111
55	0,5956	0,5646	0,152
60	0,5546	0,5714	0,233
65	0,5336	0,5898	0,391

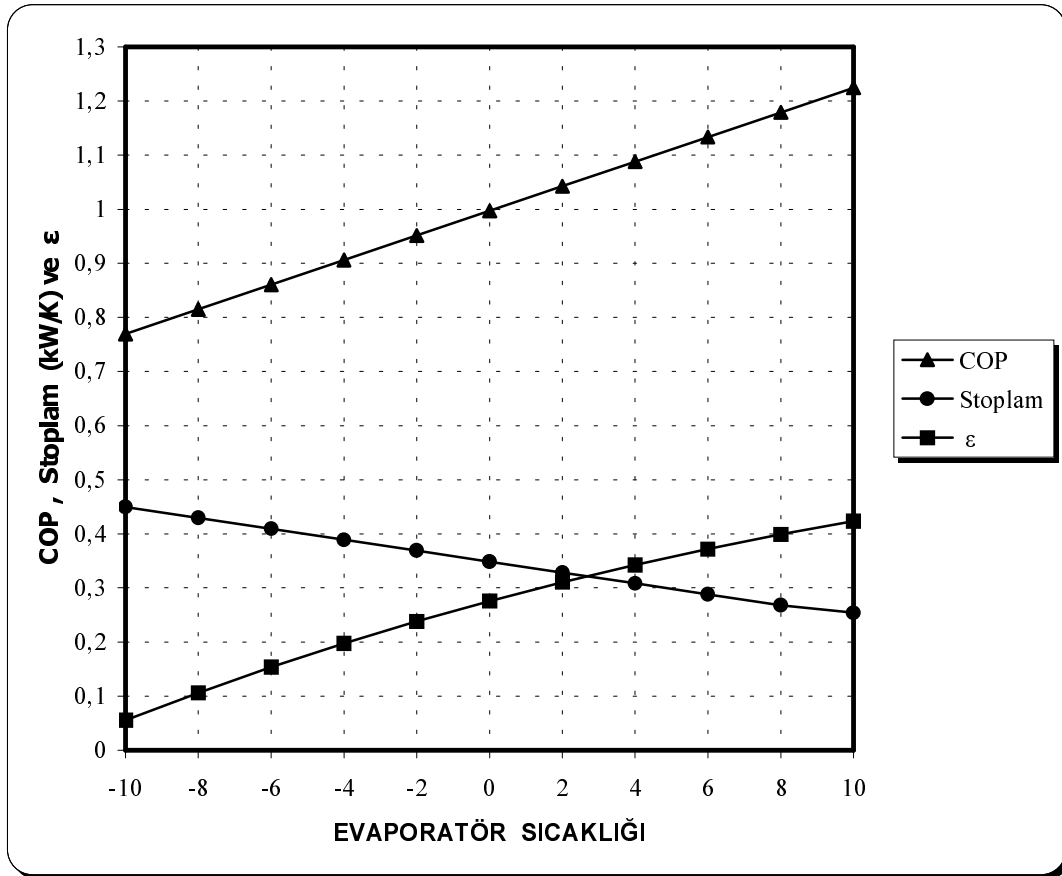
Absorberde olduğu gibi kondenser sıcaklığındaki yapılan değişimler sonucunda COP değeri azalma trendine girerken, ikinci kanun verimi ve toplam entropi değerlerinde bir artış gözlenmektedir.

Şekil 6.22' de evaporatör sıcaklığındaki değişime bağlı olarak, sistemin soğutma etkinlik katsayısı (COP) , ikinci kanun verimi (ϵ) ve sistemin toplam entropi (\dot{S}_{toplam}) değerlerindeki değişimler görülmektedir. Çizelge 6.7'de bu yapılan grafiksel işlemin matematiksel açıklaması verilmektedir.

Evaporatör sıcaklığındaki artış trendiyle COP değerinde artış göstermekte, sıcaklığın düşürülmesiyle COP değerinde de bir değer düşüşü gözlenmektedir. Sistemin toplam entropisinde sıcaklık artışıyla azalma trendine girmekte, sıcaklığın azaltılmasıyla artış eğilimi sergilemektedir. İkinci kanun verimi de sistemin COP değeriyle aynı karakteristik özelliği sergilemektedir.

Çizelge 6.7 Evaporatör sıcaklığı değişimine bağlı COP , \dot{S}_{toplam} ve ε değerleri

T (°C)	COP	\dot{S}_{toplam} (kW/K)	ε (%)
-10	0,7696	0,449546	0,055241
-8	0,81509	0,429381	0,106134
-6	0,86058	0,409215	0,153445
-4	0,90607	0,389049	0,197365
-2	0,95156	0,368884	0,238075
0	0,99705	0,348718	0,275742
2	1,04254	0,328552	0,310522
4	1,08803	0,308386	0,34256
6	1,13352	0,288221	0,371992
8	1,17901	0,268055	0,398944
10	1,2245	0,2543	0,423537



Şekil 6.21 Evaporatör sıcaklığının COP , \dot{S}_{toplam} ve ε üzerindeki etkisi

6. SONUÇLAR

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin performansı diğer soğutma sistemlerine göre düşüktür. Yapılan bu çalışmada bir amonyak-su akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma sisteminin hem ekserji analizinin gerçekleştirilmesi ve hemde COP değerinde nasıl bir iyileştirme yapılabileceğinin bulunması amaçlanmıştır. Bu arayış içerisinde iki kademededen oluşan bir absorbsiyon sistemi oluşturularak soğutma etkinlik katsayısında bir iyileştirme yapılarak daha etkin bir soğutma işlemi gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Tasarlanan sistemde basınç kaybı olmadığı varsayılmıştır.

Oluşturulan soğutma çevriminde her kademedede bir jeneratör, kısılma vanası ,absorber, çözeltili pompası ve bir ayırıcı bulunmaktadır. Birinci kademedeki jeneratör ikinci kademedeki absorberden atılan enerjiyle enerji ihtiyacını karşılayabileceği düşünülmüştür. 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 çalışma şartları altında hangi değerleri alabileceği gözlemlenmiştir. Bu gözlemlenmeyi yapabilmek için bilgisayar desteği alınmıştır. Termodinamiksel temel kütle ve enerji denklemleri bilgisayar ortamına geçirilerek istenilen değerler hesaplanmıştır. Sistemdeki amonyak-su çözeltilisine ait gerekli termodinamiksel değerlerin bulunabilmesi için Refprop mühendislik programından faydalanılmıştır.

Çevrim üzerinde yapılan analizlerde CEHX ısı değiştiricisi verimi, SHX ısı değiştiricisi verimi, absorber sıcaklığı, kondenser sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığı değişken değer olarak alınarak, sistemin soğutma etkinlik katsayısı, toplam entropisi ve ikinci kanun verimi değerlerindeki değişimler gözlemlenmiştir. Bu incelemelerde ilk olarak CEHX ısı değiştiricisi ele alınmıştır. %0 ile %100 verim değer aralığında yapılan incelemede verimin artışıyla COP değerinin arttığı, toplam entropi değerinin değişmediği ve ikinci kanun veriminin de azalış eğiliminde olduğu görülmüştür. Burada toplam entropide bir değişim gerçekleşmemesinin nedeni ısı değiştirici entropi değerinin toplam entropi değeri içerisinde çok küçük bir yüzde ihtiva etmesidir.

SHX ısı değiştiricisinde yapılan incelemede ise verimin artışıyla COP değerinin arttığı fakat sistemin toplam entropi değerinin bir düşüş sergilediği görülmüştür. Bunun nedeni tam olarak

belirlenememekle birlikte literatürlerde yüksek verimli COP değeri yüksek karmaşık sistemlerde sistemin toplam entropi değerinin düşük olması gerektiği vurgulanmaktadır. İkinci kanun verimi de yine azalış eğilimindedir.

Absorber ve kondenserde yapılan incelemelerde ise operasyon sıcaklıklarının artışıyla COP değeri azalış gösterirken, toplam entropi değeri ve ikinci kanun verimi artış eğilimi göstermektedir. Toplam entropideki artışın nedeni ise yüksek sıcaklıklarda sistemdeki entropi üretiminin daha fazla gerçekleşmesidir.

Son olarak da evaporatörde incelemede bulunulmuştur. Evaporasyon sıcaklığındaki artışla COP değeri ve ikinci kanun verimi artış eğilimi göstermiş, toplam entropi değeri ise azalış eğilimine girmiştir.

Bu analiz sonucunda simülasyonu yapılan bu sistemde, sistemin COP değeriyle, toplam entropi ve ikinci kanun verimi değerinin ters karakteristikte oldukları görülmüştür. Sistem performansının iyileştirilebilmesi ve tersinmezliklerin azaltılabilmesi için çevrim içerisindeki absorberden atılan atık enerjinin birinci kademedeki jeneratör tarafından kullanılabilceği düşünülmüştür. Böylece sistem içerisine dışarıdan minimum enerji girişi sağlanmış olmaktadır. Sistemdeki en büyük ekserji kaybı noktaları jeneratör ve absorberlerdir.

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 Handbooks, (1983), Equipment Volume , American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta

Ashrae Handbooks, (1981), Fundamentals Volume , American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta

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+LiNO₃ +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.

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., (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, (Çeviri: T., Derbentli), McGraw-Hill, Literatür, 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.

Ertaş, K. (2002), Soğutma Sistemlerinde Kullanılabilir Enerji (Ekserji) Analizi, YTÜ Yüksek Lisans Bitirme Tezi

Ezine, B. N., Barhoumi, K. , Mejbri, Kh., Chemkhi, S., Bellagi, A., (2004), " Solar Cooling With The Absorption Principle: First and Second Law Analysis of an Ammonia-water Double Generator Absorption Chiller", Desalination 168: 137 - 144

Horuz, İ., 1998), "A Comparation 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.

Gürsürer, M. S. (2005), Çevre Sıcaklığının LiBr +H₂O Akışkanlı Tek Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimine Etkisinin Ekserji Analizi Temelinde İncelenmesi",YTÜ Yüksek Lisans Bitirme Tezi

Izquierdo, M. ve Venegas, M. ve Garcia, N. ve Palacios, E. (2004), "Exergetic Analysis of a Double Stage Li-Br / H₂O 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), " H₂O - LiBr ve NH₃ - H₂O 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 – Referance Fluid Thermodynamic and Transport Properties-Database 23/Version 7, USA.

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"

Sahoo, P.K., Misra, R. D., Gupta, A., (2004), " Thermoeconomic Optimisation of an Aqua-ammonia Refrigeration System", International Journal Exergy 1: 82 - 93

Solum, C. ,(2005), Çift Etkili H₂O – LiBr Akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri, YTÜ Yüksek Lisans Bitirme Tezi

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.

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

Yalçın, H. ve Gürü, M., (2004), Mühendislik Termodinamiği, Palme Yayıncılık, Literatür, İstanbul.

BİLGİSAYAR PROGRAMI

- (1) REFPROP
- (2) MS OFFICE

İNTERNET KAYNAKLARI

- (1) www.elsevier.com
- (2) www.sciencedirect.com
- (3) www.fbe.yildiz.edu.tr
- (4) www.f-chart.com

ÖZGEÇMİŞ

- Doğum Tarihi : 15.11.1979
- Doğum Yeri : İstanbul
- Medeni Hali : Evli, 1 Çocuk Babası
- Lise : 1993 – 1997 İstanbul Ticaret Odası Anadolu Teknik Lisesi, Bilgisayar Bölümü
- Lisans : 1997 – 2001 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Müh. Bölümü
- Yüksek Lisans : 2002 - 2005 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı



Çalıştığı Kurum(lar)

- 2000 – 2003 Derya Makine Sanayi
- 2003 - Derya Makine Sanayi Tic.Ltd.Şti.