

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILABİLİR  
ENERJİ (EKSERJİ) ANALİZİ**

Mak. Müh. Kaan ERTAŞ

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Dürrüye BİLGE (YTÜ)

128625

Doç Dr Dürrüye Bilge

Prof Dr Hasan Heperkan

Doç Dr Uğur Kesgin

İSTANBUL, 2002

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	ii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	iv
ÖNSÖZ.....	v
ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	vii
1 GİRİŞ.....	1
2 SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN PERFORMANS DEĞERLENDİRME ARAÇLARI.....	4
2.1 Soğutma Etkinlik Katsayısı.....	4
2.2 Basınç-Entalpi Diyagramı.....	4
2.3 Sıcaklık-Entropi Diyagramı.....	5
3 TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ KANUNU.....	7
3.1 Kapalı Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi.....	7
3.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi.....	7
3.2.1 Süreklilik Denklemi (Kütlenin Korunumu Kanunu).....	7
3.2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Genel İfadesi.....	8
4 TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ KANUNU.....	9
4.1 Entropi.....	9
4.1.1 Mükemmel Gazların Entropi Değişimi.....	9
4.1.2 Mükemmel Gazların Tersinir Politropik Hal Değişimi.....	10
4.2 Entropi Üretimi	
4.2.1 Kapalı Sistemlerde Entropi Üretimi.....	11
4.2.2 Açık Sistemlerde Entropi Üretimi.....	12
4.3 Kullanılabilir Enerji.....	13
4.3.1 Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji (Kullanılabilirlik).....	13
4.3.2 Açık Sistemlerde Kullanılabilir Enerji (Kullanılabilirlik).....	15
4.3.3 Kullanılabilir Enerji Analizi.....	16
4.3.3.1 Kayıp Kullanılabilir Enerji (Tersinmezlik).....	16
4.3.3.2 Kullanılabilir Enerji Dengesi.....	17
4.3.3.2.1 Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji Dengesi.....	18
4.3.3.2.2 Açık Sistemlerde Kullanılabilir Enerji Dengesi.....	19
4.3.3.2 Kontrol Hacmi Sınırının Belirlenmesi.....	19
4.3.3.3 İkinci Kanun Verimi.....	20
5 SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	22

5.1	Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri.....	22
5.1.1	Tersinir Soğutma Çevrimi (Ters Carnot Çevrimi)....	22
5.1.2	İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi..	26
5.1.3	Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinde Aşırı Soğutma, Kızdırma ve Kademeli Sıkıştırma.....	29
5.1.3.1	Aşırı Soğutma.....	30
5.1.3.2	Buharlaştırıcıda Kızdırma..	30
5.1.3.3	Kademeli Sıkıştırma....	32
5.1.4	Gerçek Soğutma Çevrimi....	32
5.1.5	Çoklu Buharlaştırıcı Soğutma Çevrimi.....	36
5.1.6	İki Kademeli Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	38
5.2	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri.....	42
5.3	Hava veya Gaz Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri...	45
5.3.1	İdeal Gaz Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi (Ters Brayton Çevrimi).....	45
5.3.2	Gerçek Gaz Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi...	47
6	GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI BİR SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SAYISAL TERMODİNAMİK ANALİZİ.....	51
6.1	Buharlaştırıcıda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi.....	57
6.2	Yoğuşturucuda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi.....	60
6.3	Emiş Borusunda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi.....	61
6.4	Ara Soğutucuda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi.....	62
6.5	Emiş Borusunda Çevreden Olan Isı Kazancının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi:.....	64
6.6	Sıvı Borusunda Çevreden Olan Isı Kazancının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi.....	65
6.7	Kompresörlerin İzentropik Verimlerinin Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi..	67
7	SONUÇLAR..	69
	KAYNAKLAR..	71
	ÖZGEÇMİŞ .....	68

## SİMGE LİSTESİ

COP	Sogutma etkinlik katsayısı (birimsiz)
$c_p$	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg.K)
$c_v$	Sabit hacimde özgül ısı (kJ/kg.K)
E	Enerji (kJ)
e	Özgül enerji (kJ/kg)
G	Gibbs fonksiyonu (kJ)
g	Özgül gibbs fonksiyonu (kJ/kg)
g	Yerçekimi ivmesi (m/s <sup>2</sup> )
H	Entalpi (kJ)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
$h^0$	Metapli (kJ/kg)
K	Kullanılabilirlik (kJ)
k	Özgül kullanılabilirlik (kJ/kg)
$k_a$	Akış kullanılabilirliği (kJ/kg)
KE	Kinetik enerji (kJ)
$K_{ky}$	Kayıp kullanılabilir enerji (kJ)
$K_Q$	Isının kullanılabilirliği (kJ)
$K_w$	İşin kullanılabilirliği (kJ)
m	Kütle (kg)
$\dot{m}$	Kütle debisi (kg/s)
n	Politropik üs (birimsiz)
P	Basınç (kPa)
PE	Potansiyel enerji (kJ)
Q	Isı (kJ)
R	Gaz sabiti (kJ/kg.K)
S	Entropi (kJ/K)
s	Özgül entropi (kJ/kg.K)
$S_{\text{üret}}$	Entropi üretimi (kJ/K)
T	Sıcaklık (K)
t	Zaman (s)
U	İç enerji (kJ)
u	Özgül iç enerji (kJ/kg)
v	Özgül hacim (m <sup>3</sup> /kg)
V	Hacim (m <sup>3</sup> )
V	Hız (m/s)
W	İş (kJ)
Z	Yükseklik (m)

## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	HCFC-22 soğutucu akışkanın P-h diyagramı.....5
Şekil 2.2	Havanın T-s diyagramı.....6
Şekil.4.1	Kapalı sistem şematik şekli.....11
Şekil.4.2	Açık sistem şematik şekli.....12
Şekil.4.3	Birden fazla ısı kaynağı ile etkileşim halinde olan açık sistem.....16
Şekil.4.4	Kontrol hacmi sınırının etkisi.....19
Şekil.5.1	Ters Carnot çevrimi.....23
Şekil.5.2	İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....27
Şekil.5.3	Aşırı soğutmanın çevrime etkisi.....30
Şekil.5.4	Buharlaştırıcıda kızdırmanın çevrime etkisi.....31
Şekil.5.5	Kademeli sıkıştırmanın çevrime etkisi.....32
Şekil.5.6	Gerçek soğutma çevrimi şematik şekli.....34
Şekil.5.7	İki buharlaştırıcı soğutma çevrimi.....36
Şekil.5.8	İki kademeli sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....39
Şekil.5.9	Gerçek absorpsiyonlu soğutma çevrimi.....43
Şekil.5.10	İdeal gaz sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....45
Şekil.5.11	Gerçek gaz sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.....48
Şekil.6.1	İki kademe sıkıştırırmalı ara soğutmalı bir soğutma çevrimi.....51
Şekil.6.2	Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi olması durumunda buharlaştırıcı basınç kaybı ile sistemin performans değişimi.....58
Şekil.6.3	Buharlaştırıcıda sonsuz küçük sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda buharlaştırıcı basınç kaybı ile sistem performansı ilişkisi.....59
Şekil.6.4	Yoğuşturucudaki basınç düşüşünün performans üzerindeki etkisi .....60
Şekil.6.5	Emiş borusundaki ısı kaybının sistem performansı üzerindeki etkisi .....62
Şekil.6.6	Ara soğutucudaki basınç kaybının sistem performansına etkisi .....63
Şekil.6.7	Emiş borusundan olan ısı kaybının sistem performansına etkisi .....64
Şekil.6.8	Sıvı borusundan çevreye olan ısı kaybının sistem performansına etkisi .....66

## ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge.6.1	İncelenen soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri.....52
Çizelge.6.2	İncelenen sistemin hal değişimleri sırasındaki iş, ısı ve ekserji etkileşimi değerleri.....56
Çizelge.6.3	Buharlaştırıcıda sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda basınç kaybının sistem performansına etkisi.....57
Çizelge.6.4	Buharlaştırıcıda sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi.....57
Çizelge.6.5	Buharlaştırıcıda sonsuz küçük sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda basınç kaybının sistem performansına etkisi.....58
Çizelge.6.6	Buharlaştırıcıda sonsuz küçük sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi.....59
Çizelge.6.7	Yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansına etkisi.....60
Çizelge.6.8	Emiş Borusunda basınç kaybının sistem performansına etkisi.....61
Çizelge.6.9	Emiş Borusunda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi.....61
Çizelge.6.10	Ara soğutucuda basınç kaybının sistem performansına etkisi.....62
Çizelge.6.11	Emiş Borusunda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi.....63
Çizelge.6.12	Emiş borusunda ısı kazancının sistem performansına etkisi.....64
Çizelge.6.13	Emiş borusunda ısı kazancının sistem performansına oransal etkisi.....64
Çizelge.6.14	Sıvı borusundan ısı kaybının sistem performansına etkisi.....65
Çizelge.6.15	Sıvı borusundan ısı kaybının sistem performansına oransal etkisi.....65
Çizelge.6.16	Kompresörlerin izantropik verimlerdeki değişimin sistem performansına etkisi..... 67
Çizelge.6.17	Kompresörlerin izantropik verimlerdeki değişimin sistem performansına oransal etkisi.....67

## ÖNSÖZ

Modern dünyanın başlıca gereksinimi enerjidir. Ancak, üretimindeki zorluklar ve kaynakların sınırlı olması enerji fiyatlarını yükseltmekte ve bu da kaçınılmaz olarak enerjinin verimli kullanılması gerektiği gerçeğini açığa çıkarmaktadır.

Enerjinin bir çeşitten başka bir çeşide dönüştürülmesi için termodinamik sistemlerde de enerjinin verimli kullanılması gereklidir. Bunun için enerji verimli sistemlerin dizayn edilmesi ve üretilmesi gereklidir.

Enerji verimli termodinamik sistemlerin dizaynında kullanılan araçlardan biri kullanılabilir enerji (ekserji) analizi metodudur. Bu çalışmada bu metodun soğutma sistemlerinde nasıl uygulanabileceğinin açıklanması amaçlanmaktadır.

Bu çalışma sırasındaki desteği ve yönlendirmeleri ile yardımcı olan sayın hocam Doç. Dr. Dürrüye Bilge 'ye, yardımları için Yrd. Doç. Dr. Galip Temir 'e, Araş. Gör. Handan Çubuk 'a ve sabır ve destekleri için aynı evi paylaştığım arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.



## ÖZET

Termodinamik sistemlerin analizinde kullanılan yöntemler; enerji analizi (birinci kanun analizi) yöntemi, entropi analizi yöntemi ve kullanılabilir enerji (ekserji) analizi yöntemidir.

Bu çalışmanın amacı, kullanılabilir enerji kavramının ve kullanılabilir enerji analizi yönteminin öğrenilmesine yardımcı olmak ve genellikle güç çevrimlerinin performans değerlendirmelerinde uygulanan bir yöntem olan kullanılabilir enerji analizi yönteminin soğutma çevrimlerinin performans analizlerinde de oldukça etkili bir yöntem olduğunu göstermektir.

Verimi en yüksek soğutma çevrimi Ters Carnot çevrimidir. Ters Carnot çevriminin pratikte uygulanması çok zordur ve ekonomik değildir. Bu nedenle Ters Carnot çevrimi soğutma çevrimlerinin karşılaştırılmasında bir referans olarak kullanılır.

Bütün termodinamik çevrimlerde olduğu gibi soğutma çevrimlerinde de amaç verimi arttırmaktır. Soğutma çevrimlerinde, yoğunlaştırıcıda aşırı soğutma yapmak, buharlaştırıcıda akışkanı kızdırmak ve kademeli sıkıştırma yapmak verimi artırmanın yöntemlerinden bazılarıdır. Ancak verimi arttırmak için yapılan bu düzenlemelerden daha etkili sistemdeki tersinmezliklerin hesaplanıp bunların azaltılması için gerekli tedbirlerin alınmasıdır.

Bu çalışmada enerji analizi ve entropi analizi yöntemleri hakkında ayrıntıya inmeden temel bilgiler verilirken, kullanılabilir enerji analizi yöntemi ayrıntılı bir şekilde irdelenmiştir. Daha sonra buhar sıkıştırıcı, absorpsiyonlu ve hava genleşmeli soğutma çevrimlerinin teorik kullanılabilir enerji analizleri yapılmıştır.

Son bölümde ise tüm elemanlarında tersinmezlikler bulunan iki kademeli buhar sıkıştırıcı bir soğutma sisteminin kullanılabilir enerji analizi sayısal olarak yapılmış ve elemanlardaki tersinmezliklerin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Bu çalışmadan çıkarılan en önemli sonuç; kompresör girişi ile buharlaştırıcı çıkışı arasında bulunan emiş borusunda akış sürtünmesi ile oluşacak basınç düşüşü ve çevreden olan ısı kazancının sistem performansına etkisi çok büyük olmaktadır. Dolayısıyla soğutma sistemleri dizaynında emiş borusunda basınç kaybı ve ısı kazancını en aza indirecek tedbirlerin alınmasına özel bir önemin verilmesi gerekmektedir.

**Anahtar kelimeler:** Kullanılabilirlik, kullanılabilir enerji, ekserji, ikinci kanun verimi, soğutma

## ABSTRACT

Energy analysis method, entropy analysis method and availability analysis method are the tools that are used for thermodynamic system analysis.

The objective of this study is to explain the availability term, to give reference information on the availability analysis method and to show that the availability is not only used for power production systems but also used for refrigeration systems.

The most efficient refrigeration cycle is The Reverse Carnot Cycle. But, the application of the reverse Carnot cycle is very difficult and not economical. So, the reverse Carnot cycle is used as a criteria to compare refrigeration cycles with each others.

The main aim of refrigeration cycles, like all others, is to increase the cycle efficiency. In refrigeration cycles, subcooling in the condenser, superheating in the evaporator and multi-stage compression are some methods for increasing the cycle efficiency. 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, basic information on energy analysis and entropy analysis methods will be given. Furthermore, the availability analysis method will be explained in detail. Then, the theoretical availability analysis of vapour compression, absorption and air expansion refrigeration cycles will be done.

In the last chapter, the numerical availability analysis of an irreversible two stage vapour compression refrigeration system will be done and it will be examined how the irreversibility rate of the components of the system effects the system's performance.

The most important conclusion of this study, the pressure loss due to flow friction in the suction pipe which is between the evaporator and the compressor and the heat gain from the environment to the suction pipe effect the system performance negatively. Consequently, in the designing of refrigeration systems, the highest care should be taken on the suction pipe against pressure loss and heat gain.

**Keywords:** Availability, available energy, exergy, second law efficiency, refrigeration

## 1.GİRİŞ

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliği ile ilgilidir ve bir sistemde giren, üretilen, çıkan ve depo edilen enerji miktarlarının toplamının sıfır olduğunu ifade eder. Birinci kanun enerjinin niteliği ile ilgili herhangi bir değerlendirme yapmaz.

Termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin niteliği ile ilgilidir ve enerjinin niteliği ile ilgili değerlendirmeler yapılmasını mümkün kılan araçlar içerir. İkinci kanun, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüşümü sonucunda toplam miktarında değişiklik olmasa bile niteliğinde değişiklikler olacağını ifade eder. Örneğin ısının tamamının dönen mil işine dönüştürülmesinin mümkün olamayacağı, ısının bir kısmının dönen mil işine dönüşürken kalan kısmının daha düşük sıcaklıktaki bir ortama verilmesi gerektiği termodinamiğin ikinci kanununun bir sonucudur. Ayrıca; ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama, dışarıdan herhangi bir iş etkisi almadan transfer olmasının imkansız olduğu yine termodinamiğin ikinci kanununun bir sonucudur.

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısının işe dönüştürülmesi için kullanılacak çevrimler arasında dönüştürme verimi en yüksek olan çevrim Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi ısının yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama geçmesini sağlayarak iş üretir. Carnot çevrimi tersinir bir çevrimdir, dolayısıyla tersine çalışması da mümkündür. Carnot çevrimi tersine çalıştırılırsa, dışarıdan iş alarak ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama geçmesini sağlar. Tersine çalışan Carnot çevrimine “Ters Carnot Çevrimi” veya “İdeal Soğutma Çevrimi” adı verilir.

Carnot çevriminde olduğu gibi verimi en yüksek soğutma çevrimi Ters Carnot çevrimidir ve Ters Carnot çevriminin de pratikte uygulanması çok zordur ve ekonomik değildir. Bu nedenle Ters Carnot çevrimi soğutma çevrimlerinin karşılaştırılmasında bir referans olarak kullanılır.

Termodinamik sistemlerin analizinde sadece birinci kanun analizi ile elde edilecek sonuçların değerlendirilmesi bazı hatalara neden olabilir. Bu nedenle birinci kanun analizi ile birlikte ikinci kanun analizi yapılması daha doğru sonuçlar verecektir.

İkinci kanun analizi entropiye dayalı (entropi analizi) veya kullanılabilir enerjiye dayalı (kullanılabilir enerji analizi) olabilir. Entropi analizinde, entropi değişimi ve entropi üretiminin hesaplanması karmaşık işlemler gerektirebilir, ayrıca entropi enerjinin sadece niteliğini ve kalitesini ifade eder, miktarı hakkında bilgi içermez. Kullanılabilir enerji

analizinde ise kontrol hacmi sınırı uygun seçilirse işlemler çok basitleşebilir, ayrıca kullanılabilir enerji (exergy), enerjinin niteliği ile birlikte miktarını da belirtir.

Burada yapılan çalışma tamamen kullanılabilir enerji analizine dayandırılacak olup, bu çalışmanın kullanılabilir enerji analizinin soğutma sistemlerine uygulanması konusunda önemli bir örnek teşkil etmesi amaçlanmaktadır.

Kullanılabilir enerji analizi metodunun temelleri ondokuzuncu yüzyılın ikinci yarısından sonra atılmaya başlanmıştır. 1871 yılında, Maxwell ilk olarak “kullanılabilir enerji” terimini kullanmıştır. 1873 yılında Gibbs, “mümkün olan en fazla net iş (dönen mil işi)” adı altında kullanılabilir enerji için analitik bir hesap yöntemi vermiştir. 1875 yılında yine Maxwell kendisinin “Theory of Heat” adlı kitabının dördüncü baskısında “mümkün olan en yüksek brüt iş” ismi ile çok basit bir analiz yapmıştır. 1889 yılında Guoy ‘in akış olmayan sistemlerde kullanılabilirlikle ilgili çalışmaları yayımlanmıştır ancak, buradaki ifadeler Gibbs ‘in verdiği ifadelerden daha basitti. 1898 yılında Stodola, akış olmayan bir işlemde mümkün olan en fazla brüt iş ile ilgili bir ifade vermiştir. Stodola, bu çalışmasında kayıp brüt iş potansiyeli ile entropi arasında bir ilişki olduğunu göstermiştir.

Ondokuzuncu yüzyıldan beri kullanılabilir enerji analizi prensipleri konusunda bir çok insanın çalışmalar yapmış olmasına rağmen, kullanılabilir enerji kavramı mühendislik uygulamalarına 1920 ve 1930 ‘larda girmiştir. 1932 yılında J. Keenan, Gibbs ‘in vermiş olduğu sonuçları daha basit ve daha kullanışlı kavramlarla ifade etmiş ve mümkün olan en yüksek net iş (dönen mil işi) için “kullanılabilirlik” terimini kullanmıştır. 1956 yılında Rant, Bosnjakovic ‘in daha önce kullandığı “iş yeteneği” terimi yerine “exergy” teriminin kullanılmasını önermiştir.

Kullanılabilir enerji analizi metodunda, özellikle 1970 ‘lerdeki petrol krizinden sonra hızlı gelişmeler olmuştur. F. Bosnjakovic, J. Keenan, Z. Rant, J. Szargut ve R. Gaggioli kullanılabilir enerji analizi metodunun gelişmesinde önemli roller oynamışlardır.

Kullanılabilir enerji analizinin gelişmesinin özetleri 1980 ‘lerin son yıllarında Kotas (1985) ve Szargut (1988) tarafından ortaya konulmuştur. Geçen on yıl içerisinde ASME İleri Enerji Sistemleri Bölümü üyeleri gelişmelerde ön sıralarda olmuşlardır. Konuyla ilgili olarak anahtar niteliğindeki çalışmalar, 1990 ‘lı yıllarda Tsatsaronis ve Moran tarafından yapılmıştır. Moran, kullanılabilir enerji analizinin termodinamik sistem analizinde kullanılan temel ifadeleri belirlemiş, Tsatsaronis de kullanılabilir enerji analizi metoduna dayanan termoeconomik optimizasyon (exergoeconomic optimization) konularında çok önemli çalışmalar yapmıştır.

1992 yılında Boehm kullanılabilir enerji analizi yönteminin termodinamik sistem dizaynında uygulanabilirliğini göstermiştir. Kuremenos ve Tsatsaronis (1991) termal ve enerji sistemlerinin analizinde kullanılabilir enerji analizini kullanmışlardır., Stecco ve Moran (1992) kullanılabilir enerji analizi yöntemi ile Dünya enerji rezervlerinin gelecekteki durumlarını tesbit etmeye çalışmışlardır. Valero ve Tsatsaronis (1992) kullanılabilir enerji analizini kullanarak enerji sistemlerinde verimlilik ve maliyet optimizasyonu ve simülasyonu konularında bir çalışma yapmışlardır. 1994 yılında M. J. Moran ve E. Sciubba, ekserji analizinin temel prensiplerini açıklayarak, fiziksel ve kimyasal ekserji kavramlarını tanımlamış ve bunları formülize ederek güç sistemlerine nasıl uygulanabileceğini anlatmışlardır. Bunlardan başka; Aksel Öztürk (1998) Clasius eşitsizliği yerine entropiden bağımsız ısının ve işin kullanılabilirliğine dayanan yeni bir eşitsizlik tanımlamıştır. Öztürk bu yeni eşitsizliğe dayanarak entropi içermeyen bir kullanılabilir enerji dengesi ifadesi yaratmıştır.

Görüldüğü gibi kullanılabilir enerji kavramının çok eski bir tarihi olmasına rağmen, mühendislik uygulamalarında bugüne kadar çok kullanılmaması ilginçtir. Tarihsel süreç gösteriyor ki, kullanılabilir enerji analizi, enerjinin pahalı olduğu zamanlarda yapılmış, fakat ucuz ve bol olduğu zamanlarda yapılmamıştır.

## 2. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN PERFORMANS DEĞERLENDİRME ARAÇLARI

Isının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilip daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama transfer edilmesine soğutma denir. Bu işlem ile içinden ısı çekilen ortamın sıcaklığının çevresindeki ortam sıcaklığından daha düşük olması sağlanır.

Soğutma işlemini gerçekleştirmek için kullanılan cihaz ve ekipmanların oluşturduğu kombinasyonlara soğutma makinaları adı verilir. Soğutma makinaları termodinamik çevrimlere göre çalışırlar. Bu soğutma çevrimlerinin performans değerlendirmelerini yapabilmek için bazı araçlar geliştirilmiştir;

### 2.1 Soğutma Etkinlik Katsayısı

Soğutma makinalarının ve çevrimlerinin değerlendirilmesinde *etkinlik katsayısı (COP)* terimi kullanılır. Soğutma makinalarında etkinlik katsayısı, makinada tükettiğimiz işe karşılık ürettiğimiz soğutma etkisini gösteren bir orandır ve aşağıdaki şekilde formülize edilebilir.

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

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

Bir soğutma makinasının soğutulan ortamdan birim zamanda çektiği ısı miktarı, o makinanın soğutma kapasitesi olarak tarif edilir. Genellikle ton soğutma birimi ile ifade edilir. 1 ton soğutma; 0 °C sıcaklıktaki 1 ton suyu, 0 °C sıcaklıkta 1 ton buza dönüştürmek için 24 saatte çekilmesi gereken ısı miktarıdır. 1 ton soğutma, 12000 Btu/h 'e veya 3,517 kW 'a eşittir.

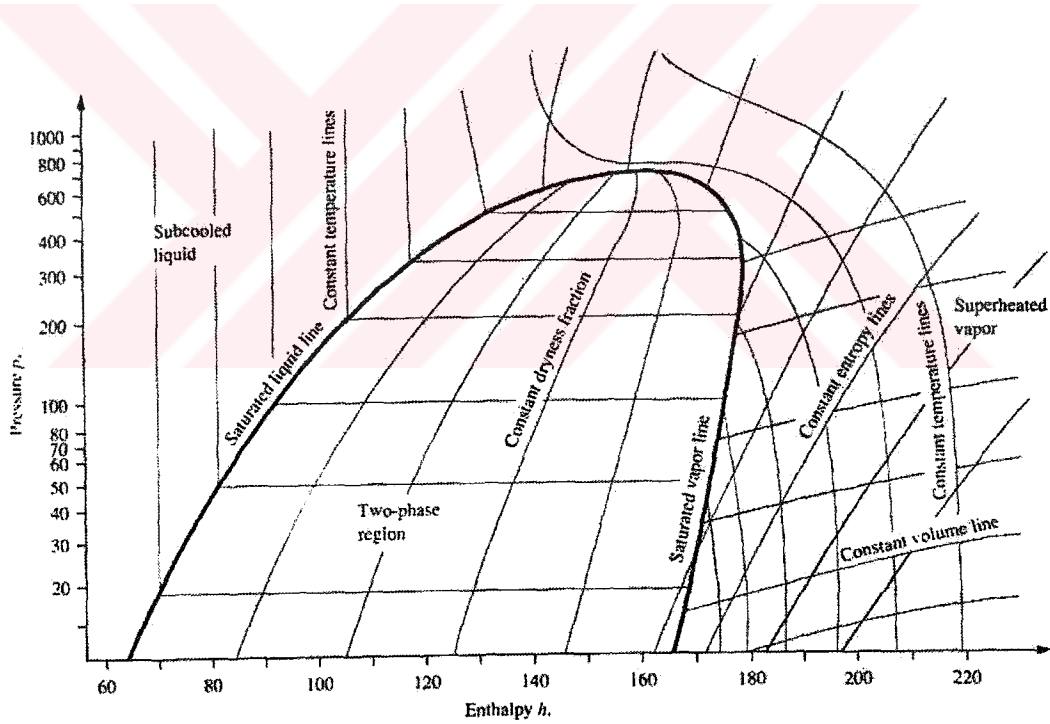
### 2.2 Basınç-Entalpi Diyagramı

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

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

Şekil.2.1 'de HCFC-22 soğutucu akışkanının p-h diyagramı görülmektedir. Bu diyagramda x-ekseninde entalpi, y-ekseninde de mutlak basınç değerleri bulunur. Diyagram logaritmik skalalıdır.

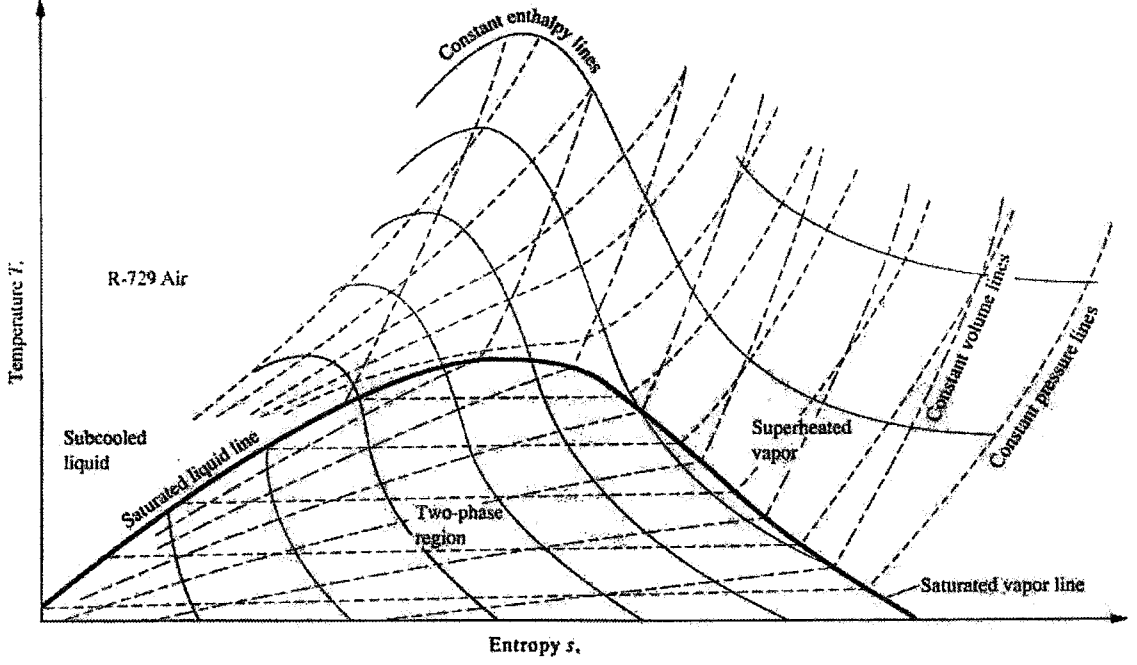
Şekil.2.1 'de görüldüğü gibi doymuş sıvı çizgisi, aşırı soğumuş sıvı bölgesi ile akışkanın hem sıvı hem de buhar fazının bir arada bulunduğu iki fazlı bölgeyi birbirinden ayırır. Doymuş buhar çizgisi ise iki fazlı bölge ile kızgın buhar bölgesini birbirinden ayırır. İki fazlı bölge içindeki sabit kuruluk kesri çizgileri de akışkanın sıvı-buhar karışımının oranını gösterir. Aşırı soğumuş bölgede sabit sıcaklık çizgileri neredeyse dikey doğrulardır. Bu doğrular yüksek basınçlarda doymuş sıvı çizgisine doğru kıvrılırlar. İki fazlı bölgede sabit sıcaklık çizgileri yatay doğrulardır. Bu çizgiler kızgın buhar bölgesinde keskin bir şekilde aşağı doğru kıvrılırlar. İki fazlı bölgede sabit basınç doğruları ile sabit sıcaklık doğruları birbiri ile çakıştığı için bu bölgede basınç ile sıcaklık birbiri ile bağlantılıdır. Bu bölgede belirli bir basınçtaki akışkanın basıncı, o akışkanın sıcaklığını belirler, bunun tam tersi de söylenebilir.



Şekil 2.1 HCFC-22 soğutucu akışkanının P-h diyagramı (Wang,1993)

### 2.3 Sıcaklık-Entropi Diyagramı

Sıcaklık – entropi diyagramı (T-s diyagramı), soğutma çevrimlerinde tersinmezliklerin analiz edilerek sistemin performansını arttırmak için optimum çalışma şartlarını belirlemek için kullanılır. Özellikle çevrimde soğutucu akışkan olarak hava kullanılması durumunda hesaplamalarda T-s diyagramının kullanılması daha pratiktir.



Şekil 2.2 Havanın T-s diyagramı (Wang, 1993)

Şekil.2.2'de havanın T-s diyagramı görülmektedir. Bu diyagramda x-ekseninde entropi, y-ekseninde de sıcaklık değerleri bulunur.

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

Yüksek Lisans Tezleri  
 Yayımlanmıştır  
 2021

### 3. TERMODİNAMIĞİN BİRİNCİ KANUNU

Termodinamiğin birinci kanunu bir sistemde enerjinin bir şekilden diğerine dönüşümü ile ilgilidir ve bu dönüşümler sonucunda sistemin toplam enerjisinin değişmeyeceğini ifade eder. Yani, birinci kanun enerjinin yok olamayacağını ve yoktan da var olamayacağını söyler. Termodinamik sistemlerin analizinde sistem sınırlarını belirlemek çok önemlidir, belirlenen sistem sınırına göre, sistem kapalı sistem veya açık sistem olarak incelenebilir. Sistem sınırlarını uygun şekilde belirlemek hesapları basitleştirebilir. Temel olarak, sistem sınırları içerisinden sistem içine veya dışına kütle transferi oluyorsa sistem, “açık sistem” olarak tanımlanır, olmuyorsa sistem “kapalı sistem” olarak tanımlanır.

#### 3.1 Kapalı Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi

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

Termodinamiğin birinci kanunu genel ifadesi;

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

1 denge halinden 2 denge haline geçen herhangi bir kapalı sistem için termodinamiğin birinci kanunu ifadesi;

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

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

şeklindedir.

#### 3.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi

##### 3.2.1 Süreklilik Denklemi (Kütlenin Korunumu Kanunu):

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

Yukarıdaki eşitliğin sol tarafı kontrol hacmi içindeki kütle transferini, sağ taraf ise kontrol hacmi içerisindeki kütle miktarı değişimini ifade eder. Sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemlerde kontrol hacmi içerisindeki kütle miktarı değişimi sıfırdır. Buna göre, sürekli-akışlı-sürekli-açık sistemler (SASA) için süreklilik kanunu;

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

şeklini alır.

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

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

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

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

şeklini alır.

## 4. TERMODİNAMIĞIN İKİNCİ KANUNU

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin bir formdan diğer bir forma dönüşümü ile ilgili iken, ikinci kanun bu dönüşümün ne oranda olabileceği ile ilgilidir. Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısıyı işe dönüştüren hiçbir güç makinasının verimi %100 olamaz, yani ısının tamamını işe çeviremez.

Benzer şekilde, “bir ortamı çevre sıcaklığının altına soğutabilmek için ikinci bir enerji kaynağına ihtiyaç vardır.” ve “Isı sıcaklığın düşük olduğu bir ortamdan yüksek olduğu ortama dışarıdan herhangi bir yardım almadan kendiliğinden geçemez.” İfadeleri de termodinamiğin ikinci kanununun sonuçlarıdır.

### 4.1 Entropi

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

Bütün tersinir hal değişimleri için entropinin genel ifadesi;

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

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

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

burada;

$dQ$  : elemental ısı geçişi

$T$  : sistemin mutlak sıcaklığı

$S_2 - S_1$  : Sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki entropi değişimi

#### 4.1.1 Mükemmel Gazların Entropi Değişimi:

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

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

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

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (4.5)$$

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

Mükemmel gazlarda ;  $pV = mRT$  ve politropik hal değişimlerinde;  $pV^n = \text{sabit}$

Böylece, mükemmel gazların entropi değişimi (Horsley, 1993);

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

olur.

(4.6) denklemini  $n \neq 1$  ve  $T_1 \neq T_2$  durumlarında kullanılabilir.

#### 4.2 Entropi Üretimi

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

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

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

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

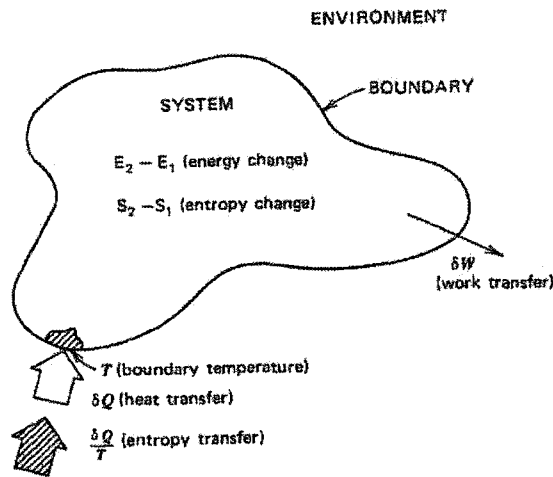
buradan;

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

Yukarıdaki ifadelerden aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir;

- Tersinir işlemlerde entropi üretimi sıfırdır.
- Tersinmez işlemlerde entropi üretimi sıfırdan büyüktür.
- Bir işlemde entropi üretimi ne kadar büyükse, işlemin tersinmezliği o kadar fazladır.
- Entropi üretimi hal değişimi sırasında izlenen yola bağlıdır ve termodinamik bir özellik değildir. Entropi değişimi ise yoldan bağımsızdır ve termodinamik bir özellik olup entropi üretimi ile karıştırılmamalıdır.
- Entropi üretimi sıfırdan küçük (negatif olamaz).
- Verimi en yüksek çevrimler tersinir hal değişimlerinden oluşan çevrimlerdir. Dolayısıyla, bir çevrimin verimini yükseltmek için çevrimdeki tersinmezliklerin azaltılması, yani entropi üretiminin minimize edilmesi gereklidir.
- 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



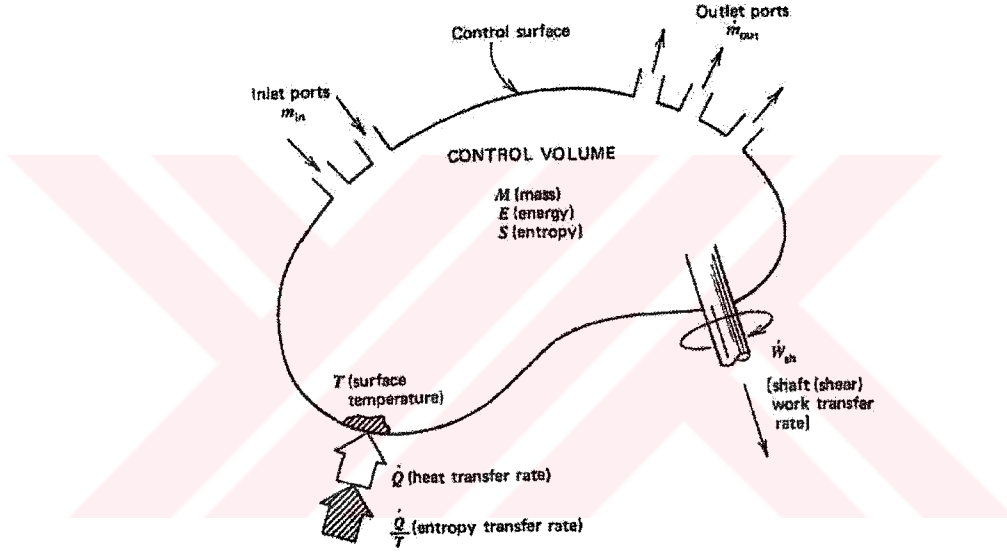
Şekil.4.1 Kapalı sistem şematik şekli (Bejan, 1996)

$$S_{\text{üret}} = (S_2 - S_1) - \int_1^2 \frac{dQ}{T} \geq 0 \quad (4.10)$$

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

Sistemin Entropi Üretimi = Sistemin Entropi Değişimi – Sistem sınırındaki entropi transferi şeklinde ifade edilebilir.

#### 4.2.2. Açık Sistemlerde Entropi Üretimi



Şekil.4.2 Açık sistem şematik şekli (Bejan, 1996)

$$\dot{S}_{\text{üret}} = \frac{\partial S}{\partial t} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} s - \sum_{\text{giren}} \dot{m} s \geq 0 \quad (4.11)$$

Açık sistemlerde entropi üretimi için genel tanım;

Sistemin	=	Sistemin	-	Sistem	+	Sistemden	-	Sisteme
Entropi		Entropi		sınırındaki		çıkan		Giren
Üretimi		Değişimi		entropi transferi		entropi		entropi

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

### 4.3 Kullanılabilir Enerji

Bir sistem, içinde bulunduğu çevre ile termodinamik dengede ise çevre ile sistem arasında herhangi bir ısı ve iş etkileşimi olamaz. Bu hale “ölü hal” adı verilir. Ölü haldeki sistem iş üretmez. Ölü haldeki özellikler 0 (sıfır) indisi ile gösterilir ( $T_0, P_0, S_0$  gibi).

Bütün işlemlerin tersinir olduğu ideal hal değişimleri ile elde edilen işe tersinir iş adı verilir. 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” bulunur.

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

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 eşit olur.

Kullanılabilir enerji, sistemin bulunduğu halin ölü hale göre sapmasını gösterir.

Kullanılabilir enerji, sistemler arasında transfer edilebilir ve içlerindeki tersinmezliklerde yok edilebilir.

#### 4.3.1 Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji (Kullanılabilirlik)

Sadece çevresi ile ısı alış-verişinde bulunan akışsız bir kapalı sistemde;

Termodinamiğin birinci kanunu;

$$\partial Q - \partial W = dE \quad (4.12)$$

tersinir işlemlerde

$$\partial Q = T \cdot dS \quad (4.13)$$

Buradan ;

$$T dS - \partial W = dE \quad (4.14)$$

Sistem sadece çevre ile ısı alış-verişinde bulunmakta olduğundan;

$$\partial W = T_0 dS - dE \quad (4.15)$$

Yukarıdaki ifadede verilen halden ölü hale geçişte sağlanacak maksimum tersinir işi bulmak için integral alınırsa, maksimum tersinir iş;

$$W_{tr,max} = (E - E_0) - T_0(S - S_0) \quad (4.16)$$

olarak bulunur.

Sistemin çevreye karşı yaptığı iş;

$$W_{\text{çev}} = \int p dV = p_0 \int_V^{V_0} dV = p_0(V_0 - V) \quad (4.17)$$

Çevreye karşı yapılan iş, maksimum tersinir işten çıkarılırsa, akışsız kapalı sistemlerde kullanılabilirlik;

$$K = \underbrace{(E - E_0) - T_0(S - S_0)}_{W_{tr,max}} - \underbrace{p_0(V_0 - V)}_{W_{\text{çev}}} \quad (4.18)$$

şeklinde bulunur.

Özgül kütle için kullanılabilirlik;

$$k = (e - e_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v_0 - v) \quad (4.19)$$

olur. Burada  $e = u + V^2/2 + gz$  'dir. Böylece (4.19) denklemi şu şekli alır;

$$k = (u - u_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v_0 - v) + V^2/2 + gz \quad (4.20)$$

Kullanılabilirlik, kapalı sistemler için termodinamik bir özelliktir.

Sadece çevre ile ısı alış-verişinde bulunan bir kapalı sistemde iki hal arasındaki kullanılabilir enerji değişimi ise aşağıdaki ifadeden bulunur;

$$K_2 - K_1 = (E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) - p_0(V_1 - V_2) \quad (4.21)$$

#### 4.3.2. Açık Sistemlerde Kullanılabilir Enerji (Kullanılabilirlik)

Akışsız durumda maddenin kullanılabilirliği;  $k$

$$k = (e - u_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v_0 - v) \quad (4.22)$$

Akış halindeki maddenin özgül kullanılabilirliği;  $k_a$

$$k_a = k + (pv - p_0v) \quad (4.23)$$

$$k_a = (e - u_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v_0 - v) + (pv - p_0v) \quad (4.24)$$

$$k_a = \left(u + \frac{V^2}{2} + gz - u_0\right) - T_0(s - s_0) + (pv - p_0v_0) \quad (3.25)$$

$h = u + pv$  ve  $h_0 = u_0 + p_0v_0$  denklemleri (4.25) 'de yerine konulursa;

$$k_a = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.26)$$

Ölü halde Gibbs fonksiyonu:

$$g_0 = u_0 + P_0v_0 - T_0s_0 \quad (4.27)$$

böylece;

$$k_a = h - T_0s - g_0 + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.28)$$

olur.

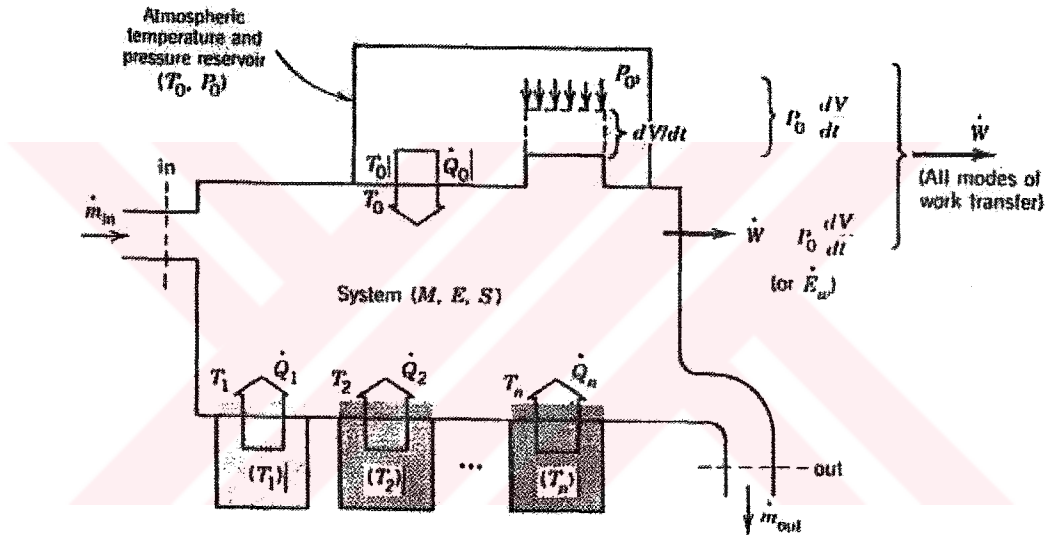
Açık sistemlerde iki hal arasındaki kullanılabilir enerji değişimi ifadesi;

$$k_{a1} - k_{a2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (4.29)$$

### 4.3.3 Kullanılabilir Enerji Analizi

#### 4.3.3.1 Kayıp Kullanılabilir Enerji (Tersinmezlik)

Kullanılabilir enerji kaybı konusunda her sisteme uygun genel bir ifade bulmak ve değerlendirme yapabilmek için Şekil.4.3 'de şematik olarak gösterilen termodinamik sistem incelenecektir.



Şekil.4.3 Birden fazla ısı kaynağı ile etkileşim halinde olan açık sistem (Bejan, 1997)

Sistemin atmosfer ile birlikte çok sayıda ısı kaynağı ile etkileşimde olduğunu kabul edelim;

Sisteme birinci ve ikinci kanunu uygularsak;

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_{\text{giren}} \dot{m}h^0 - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}h^0 \quad (4.30)$$

$$\dot{S}_{\text{üret}} = \frac{dS}{dT} - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{\text{giren}} \dot{m}s - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}s \geq 0 \quad (4.31)$$

Burada  $h^0$  metalpi sembolüdür ve  $h^0 = h + V^2/2 + gz$  dir.

Yukarıdaki denklemlerde atmosfer ile olan ısı etkileşimini sembolize eden  $Q_0$  'ı yok etmek için (4.31) denklemini  $T_0$  ile çarpıp (4.30) denklemini ile toplanırsa;

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(E - T_0s) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_{\text{giren}} \dot{m}(h^0 - T_0s) - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}(h^0 - T_0s) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (4.32)$$

Yukarıdaki ifadede tersinir durumda entropi üretimi ( $\dot{S}_{\text{üret}}$ ) sıfır olur. Dolayısıyla tersinir iş ifadesi aşağıdaki şekilde olur;

$$\dot{W}_{\text{tr}} = -\frac{d}{dt}(E - T_0s) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_{\text{giren}} \dot{m}(h^0 - T_0s) - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}(h^0 - T_0s) \quad (4.33)$$

Böylece;

$$\dot{W} = \dot{W}_{\text{tr}} - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (4.34)$$

$$\dot{W}_{\text{tr}} - \dot{W} = T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \geq 0 \quad (4.35)$$

Bu ifadeden çıkan sonuç; tersinmezlik dolayısıyla sistemde bir miktar kullanılabilir enerji yok olur ve bu miktar sistemdeki entropi üretimi ile orantılıdır. Yani entropi üretimi -dolayısıyla kullanılabilir enerji kaybı- sistemdeki tersinmezliğin ölçüsüdür. Bu çalışmanın tümünde sistemde tersinmezlik dolayısıyla yok olan kullanılabilir enerji; “kayıp kullanılabilir enerji” (destroyed exergy) olarak isimlendirilecek ve “ $K_{ky}$ ” simgesi ile gösterilecektir. Kullanılabilir enerji kaybı;

$$\dot{K}_{ky} = T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \geq 0 \quad (4.36)$$

Bu ifade Guoy-Stodola teoremi olarak anılır. Kullanılabilir enerji kaybı asla negatif olamaz, tersinir işlemlerde sıfırdır. Ayrıca, kullanılabilir enerji kaybı izlenen yola, (sistem dizaynına) bağlıdır ve sistemin bir termodinamik özelliği değildir. Dolayısıyla kullanılabilir enerji kaybı aynı sistemin farklı dizaynlarının karşılaştırılmasında kullanılabilir.

### 4.3.3.2. Kullanılabilir Enerji Dengesi

Denklem (4.21) 'nın diferansiyel hali;

$$dK = dE - T_0 dS + p_0 dV \quad (4.37)$$

Bu denklem (4.32) 'de yerine konursa;

$$\dot{W} = -\frac{d}{dt}(K - p_0 V) + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i + \sum_{\text{giren}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (4.38)$$

Tüm termodinamik sistemler için geçerli olabilecek genel bir kullanılabilir enerji dengesi denklemi elde edilir;

$$\frac{dK}{dt} = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt}\right) + \sum_{\text{giren}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}(h^0 - T_0 s) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (4.39)$$

bu denklem aşağıdaki şekilde gösterilebilir;

$$\underbrace{\frac{dK}{dt}}_{\text{kullanılabilir enerji değişimi}} = \underbrace{\dot{K}_Q}_{\text{ısı'nın kullanılabilirliği}} - \underbrace{\dot{K}_W}_{\text{işin kullanılabilirliği}} + \underbrace{\sum_{\text{giren}} \dot{m} k_a - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} k_a}_{\text{akışın kullanılabilirliği}} - \underbrace{\dot{K}_{\text{kayıp}}}_{\text{kayıp kullanılabilir enerji}} \quad (4.40)$$

#### 4.3.3.2.1. Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji Dengesi

Kapalı sistemlerde akış olmadığından denklem (4.40) 'daki akışın kullanılabilirliğini ifade eden terimler sıfır olur, böylece kapalı sistemler için kullanılabilir enerji denklemi;

$$\frac{dK}{dt} = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt}\right) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (4.41)$$

olarak bulunur.

1 halinden 2 haline geçen kapalı bir sistemde kullanılabilir enerji değişimini bulmak için yukarıdaki denklemin integrali alınırsa;

$$K_2 - K_1 = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - \left(\dot{W} - p_0 (V_2 - V_1)\right) - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (4.42)$$

olur.

#### 4.3.3.2 Açık Sistemlerde Kullanılabilir Enerji Dengesi

Açık sistemlerde kullanılabilir enerji dengesi denklemi, denklem (4.43) 'dir.

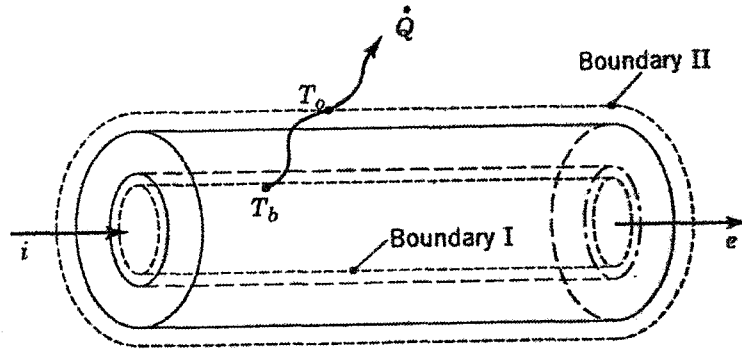
$$\frac{dK}{dt} = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt}\right) + \sum_{\text{giren}} \dot{m} k_a - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} k_a - T_0 \dot{S}_{\text{üret}} \quad (4.43)$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde ise  $\frac{dK}{dt} = \frac{dV}{dt} = 0$  'dır. Bu durumda kullanılabilir enerji dengesi;

$$0 = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) Q_i - \dot{W} + \sum_{\text{giren}} \dot{m} k_a - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} k_a - \dot{K}_{\text{ky}} \quad (4.44)$$

#### 4.3.3.2 Kontrol Hacmi Sınırının Belirlenmesi

Termodinamik sistem analizlerinde kontrol hacmi sınırının belirlenmesi çok önemlidir. Kullanılabilir enerji analizinde kontrol hacmi sınırının uygun şekilde belirleyerek işlemlerin basitleştirilmesi mümkündür. Bunun analiz üzerindeki etkisini daha net açıklayabilmek için Şekil.4.4 'deki sistemi inceleyelim;



Şekil.4.4 Kontrol hacmi sınırının etkisi (Moran vd, 1996)

Şekil.4.4 'de boru içinden geçen akışkandan çevreye ısı kaybı olmakta ve ayrıca akış sürtünmesi nedeniyle sistemde kullanılabilir enerji kaybı olmaktadır. I işaretli sınır ile belirlenen kontrol hacmi ele alındığında; kullanılabilir enerji dengesi (SASA);

$$(K_{ky})_I = K_Q - K_W + K_{ag} - K_{aç} \quad (4.45)$$

$$K_Q = - \int_g^{\varphi} \left( 1 - \frac{T_0}{T_b} \right) q' dL \quad (4.46)$$

$$K_W = 0$$

$$(K_{ky})_I = - \int_g^{\varphi} \left( 1 - \frac{T_0}{T_b} \right) q' dL + K_{ag} - K_{aç} \quad (4.47)$$

Burada  $q'$  borunun birim uzunluğundan kaybolan ısı miktarıdır,  $T_b$  ise kontrol hacmi sınırındaki sıcaklıktır. Böylece I işaretli kontrol hacmindeki kullanılabilir enerji kaybını bulmak için  $q'$  ve  $T_b$  'nin bilinmesi gereklidir. Bu ifadedeki  $(K_{ky})_I$  sadece akış sürtünmesi dolayısıyla yok olan kullanılabilir enerjiyi gösterir.

II işaretli sınır ile belirlenen kontrol hacmi ele alındığında ise; kullanılabilir enerji dengesi (SASA);

$$(K_{ky})_{II} = K_Q - K_W + K_{ag} - K_{aç} \quad (4.48)$$

Kontrol hacmi sınırındaki sıcaklık çevre sıcaklığı  $T_0$  ' a eşittir. Bu nedenle  $K_Q=0$  olur. İş etkileşimi de olmadığından  $K_W=0$  'dır.

Böylece kayıp kullanılabilir enerji;

$$(K_{ky})_{II} = K_{ag} - K_{aç} \quad (4.49)$$

olur. Görüldüğü gibi bu ifade de ki kayıp kullanılabilir enerjinin hesaplanması daha kolay olmaktadır. Bu ifadedeki  $(K_{ky})_{II}$  , akış sürtünmesi dolayısıyla yok olan kullanılabilir enerji ile ısı transferi dolayısıyla sistem sınırından kaçan kullanılabilir enerjinin toplamıdır. Böylece; I ve II kontrol hacimlerdeki kullanılabilir enerji kayıpları arasında aşağıdaki şekilde bir ilişki olduğu görülür:

$$(K_{ky})_{II} = (K_{ky})_I + \int_g^{\varphi} \left( 1 - \frac{T_0}{T_b} \right) q' dL \quad (4.50)$$

#### 4.3.3.3 İkinci Kanun Verimi

Termodinamik sistemlerin veya işlemlerin birinci kanuna göre verimliliklerini hesaplamak her zaman doğru sonuçlar vermeyebilir. Daha gerçekçi sonuçlara ulaşabilmek için ikinci kanun verimi (exergetic efficiency, second law efficiency) kullanılır. İkinci kanun verimi genel ifadesi;

$$\varepsilon = \frac{\text{amaçlanan kullanılabilir enerji}}{\text{harcanan kullanılabilir enerji}} \quad (4.51)$$



## 5. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Soğutma makinaları için genel olarak üç termodinamik çevrim vardır:

1. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi
2. Absorbsiyonlu soğutma çevrimi
3. Hava veya gaz sıkıştırımlı soğutma çevrimi

### 5.1 Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemleri

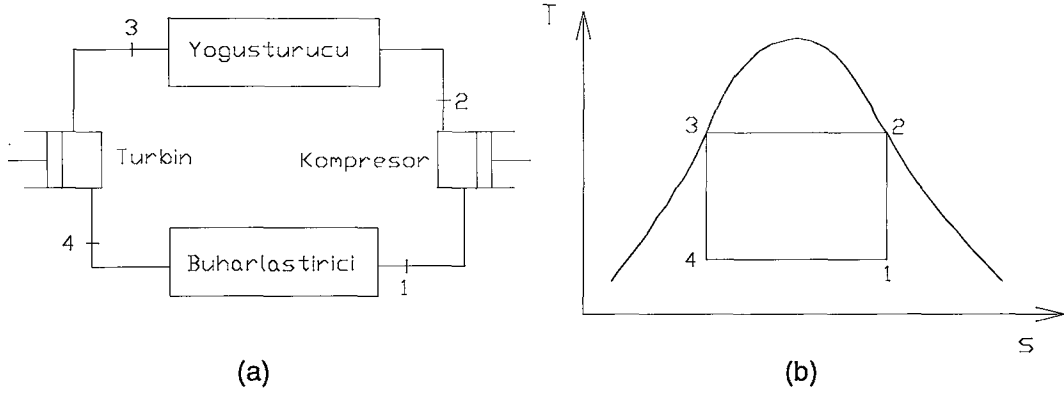
Bu tip sistemlerde buhar fazındaki soğutucu akışkan önce yüksek basınçlara sıkıştırılarak sıcaklığı yükseltilir, yüksek sıcaklıktaki akışkanın ısınısını çevreye vererek sıvı fazına geçmesi sağlanır. Sıvılaştıran akışkan sabit entalpide genleştirilerek sıcaklığı ve basıncı düşürülür. Düşük sıcaklıktaki ıslak buhar fazındaki bu akışkan soğutulmak istenen ortama gönderilir. Burada akışkanın sıcaklığı ortamın sıcaklığından daha düşük olduğundan ortamdan akışkana ısı geçişi olur ve ortamda bir soğutma etkisi yaratılır.

#### 5.1.1 Tersinir Soğutma Çevrimi (Ters Carnot Çevrimi)

Bilindiği gibi, aynı ısı kaynakları arasında çalışan güç çevrimleri arasında ısı verimi en yüksek olan güç çevrimi Carnot güç çevrimidir. Carnot güç çevriminde iki tersinir izotermal, iki de izantropik haldeğişimi vardır ve çevrim içten ve dıştan tersinirdir. Carnot güç çevrimi tümten tersinir bir çevrim olduğundan Carnot çevrimindeki hal değişimleri ters yönde de gerçekleşebilir. Yüksek sıcaklıktaki bir ısı kaynağından ısı alarak düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağına ısı vermek suretiyle iş üreten Carnot güç çevrimi tersine çalıştırıldığında, dışarıdan iş almak suretiyle düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı alarak yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ısı vermiş olur. Böylece, düşük sıcaklıklı ortamda bir soğuma, yüksek sıcaklıklı ortamda ise ısınma etkisi yaratılmış olur. Bu nedenle “Ters Carnot Çevrimi” ‘ne “Carnot Soğutma Çevrimi” veya “Carnot Isı Pompası” da denilebilir.

Aynı ısı kaynakları arasında çalışan soğutma çevrimleri arasında soğutma etkinlik katsayısı en yüksek (en etkin) çevrim Ters Carnot Çevrimidir. En etkin soğutma çevrimi olmasına rağmen, Ters Carnot çevriminin pratikte uygulanmasında bazı zorluklar vardır. Bu nedenle, Ters Carnot Çevrimi tüm gerçek ve ideal soğutma çevrimlerinin karşılaştırılmasında bir kriter olarak kullanılır.

Şekil.5.1a 'de Ters Carnot çevriminin şematik diyagramı, Şekil.5.1b'de de Ters Carnot çevriminin T-s diyagramı görülmektedir.



Şekil.5.1 Ters Carnot çevrimi

Burada;

4-1: Buharlastırıcıda akışkana sabit sıcaklıkta ısı girişi

1-2: Kompresörde izantropik sıkıştırma

2-3: Yoğurturucuda akışkandan çevreye sabit sıcaklıkta ısı çıkışı

3-4: Türbinde izantropik genişleme.

olmak üzere Ters Carnot çevrimi dört tersinir hal değişimi içerir.

Ters Carnot Çevriminin Performans Analizi:

Birinci Kanun:

Şekil.5.1 'e göre çevrimin bütünü için birinci kanun (kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse);

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

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

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

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

1-2 ve 3-4 işlemleri izantropik olduğundan;  $s_1=s_2$  ve  $s_3=s_4$  olur. Böylece yukarıdaki denklem;

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

şeklinde yazılabilir.

Ters Carnot çevriminin soğutma etkinlik katsayısı;

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

Soğutma etkinlik katsayısı entalpiler cinsinden hesaplanmak istenirse;

Kompresörde birinci kanun (sürekli akışlı sürekli açık sistem):

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

Yoğuşturucuda birinci kanun (sürekli akışlı sürekli açık sistem);

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

Türbinde birinci kanun (sürekli akışlı sürekli açık sistem);

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

Buharlaştırıcıda birinci kanun (sürekli akışlı sürekli açık sistem);

$$q_1 = h_1 - h_4$$

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

Kullanılabilir enerji analizi;

Kompresörde kayıp kullanılabilir enerji (sürekli akışlı sürekli açık sistem, ısı etkileşimi yok;  $K_Q=0$ , tersinir işlem):

$$k_{ky} = (k_{a1} - k_{a2}) + w_{12} = (h_1 - T_0 s_1) - (h_2 - T_0 s_2) + (h_2 - h_1) = 0$$

$$w_{12} = k_{a2} - k_{a1}$$

Yoğuşturucuda kayıp kullanılabilir enerji (sürekli akışlı sürekli açık sistem, iş etkileşimi yok;  
 $K_w=0$ , tersinir işlem);

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

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

Türbinde kayıp kullanılabilir enerji (sürekli akışlı sürekli açık sistem, ısı etkileşimi yok;  
 $K_Q=0$ , tersinir işlem);

$$k_{kayıp} = (k_{a3} - k_{a4}) - w_{34} = (h_3 - T_0 s_3) - (h_4 - T_0 s_4) - (h_3 - h_4) = 0$$

$$w_{34} = k_{a3} - k_{a4}$$

Buharlaştırıcıda kayıp kullanılabilir enerji (sürekli akışlı sürekli açık sistem, iş etkileşimi yok;  
 $K_w=0$ , tersinir işlem);

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

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

Carnot soğutma çevriminin ikinci kanun verimi;

Sistemin bütünü için kullanılabilir enerji dengesi;

$$k_Q - k_W = 0$$

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

$$k_w = w_{34} - w_{12} = (k_{a3} - k_{a4}) - (k_{a2} - k_{a1})$$

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

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

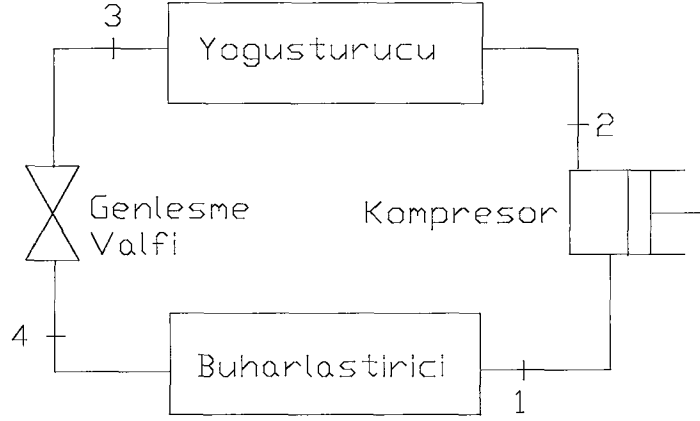
veya

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

### 5.1.2 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Ters Carnot çevrimi iki fazlı bölgede çalıştığı için çevrimi oluşturan dört tersinir hal değişimlerinden ikisi, yani, buharlaştırıcı ve yoğuşturuculardaki sabit sıcaklıkta ısı geçişi (Şekil.5.2 'de 4-1, 2-3 hal değişimleri) pratikte gerçekleştirilebilir. Ancak, bu durumda diğer iki hal değişiminin (Şekil.5.2 'de 1-2, 3-4 hal değişimleri) gerçekleştirilmesinde zorluklar oluşur. Nitekim, sıvı-buhar karışımının kompresörde sıkıştırılması veya türbinde genişletilmesi makinalarda erozyon problemleri yaratacağından pratikte uygulanması mümkün değildir.

Kompresöre girecek akışkanın önce doymuş buhar fazına dönüştürülmesi ve çevrimde türbin yerine bir kısılma vanasının kullanılması ile bahsedilen bu problemler önlenmiş olur. Bu durumda oluşan çevrim "İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi" adını alır. Bu çevrimde buhar fazındaki soğutucu akışkan sıkıştırılarak daha yüksek basınçlara çıkarıldığı için ve tüm hal değişimleri ideal olduğu için çevrime İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi adı verilmiştir. Şekil.5.2 'de ideal buhar sıkıştırılmalı çevrimin şematik gösterimi ile T-s ve P-h diyagramları görülmektedir.



Şekil.5.2 İdeal Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Burada;

1-2: Kompresörde izantropik sıkıştırma

2-3: Yoğusturucudan çevreye sabit basınçta ısı çıkışı

3-4: Kısılma (genişleme ve basınç düşüşü)

4-1: Buharlastırıcıya sabit basınçta ısı girişi.

olmak üzere ideal buhar sıkıştırımlı çevrim dört hal değişimi içerir. Şekil.5.2 'de, kompresöre 1 noktasında doymuş buhar olarak giren soğutucu akışkan sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artırılır ve 2 noktasında yüksek basınçlı kızgın buhar olarak kompresörden çıkar ve yoğusturucuya girer. Akışkan, yoğusturucuda sabit basınçta çevreye ısı vererek soğur ve 3 noktasında doymuş sıvı olarak yoğusturucudan çıkarak genişleme vanasına girer. Burada genişleyerek basıncı ve dolayısıyla sıcaklığı düşen akışkan 4 noktasında ıslak buhar olarak genişleme vanasından çıkarak yoğusturucuya girer. Yoğusturucuda sabit basınçta çevreden ısı alarak 1 noktasında doymuş buhar olarak yoğusturucudan çıkar ve kompresöre girer. Böylece çevrim tamamlanmış ve buharlastırıcıda bir soğutma etkisi yaratılmış olur.

İdeal Buhar Sıkıştırımlı Çevrimin Performans Analizi:

Birinci Kanun:

Şekil.5.2 'e göre çevrimin bütünü için birinci kanun (kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilirse);

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

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

Kompresörde birinci kanun (sürekli akışlı sürekli açık sistem):

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

Yoğuşturucuda birinci kanun (sürekli akışlı sürekli açık sistem);

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

Genleşme valfinden birinci kanun (sürekli akışlı sürekli açık sistem,  $q=0$ ,  $w=0$ );

$$h_3 = h_4$$

Buharlaştırıcıda birinci kanun (sürekli akışlı sürekli açık sistem);

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

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

Kullanılabilir enerji analizi;

Kompresörde kayıp kullanılabilir enerji (sürekli akışlı sürekli açık sistem, ısı etkileşimi yok;  $K_Q=0$ , tersinir işlem):

$$k_{ky} = (k_{a1} - k_{a2}) + w_{12} = (h_1 - T_0 s_1) - (h_2 - T_0 s_2) + (h_2 - h_1) = 0$$

$$w_{12} = k_{a2} - k_{a1}$$

Yoğuşturucuda kayıp kullanılabilir enerji (sürekli akışlı sürekli açık sistem, iş etkileşimi yok;  $K_W=0$ , tersinir işlem);

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

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

Genleşme valfinde kayıp kullanılabilir enerji (sürekli akışlı sürekli açık sistem, ısı etkileşimi yok;  $K_Q=0$ , tersinmez işlem);

$$k_{ky} = (k_{a3} - k_{a4}) = (h_3 - T_0 s_3) - (h_4 - T_0 s_4) = T_0 (s_4 - s_3)$$

Buharlaştırıcıda kayıp kullanılabilir enerji (sürekli akışlı sürekli açık sistem, iş etkileşimi yok;  $K_w=0$ , tersinir işlem);

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

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

İdeal soğutma çevriminin ikinci kanun verimi;

Sistemin bütünü için kullanılabilir enerji dengesi;

$$k_Q - k_W = k_{ky}$$

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

$$k_W = -w_{12} = k_{a1} - k_{a2}$$

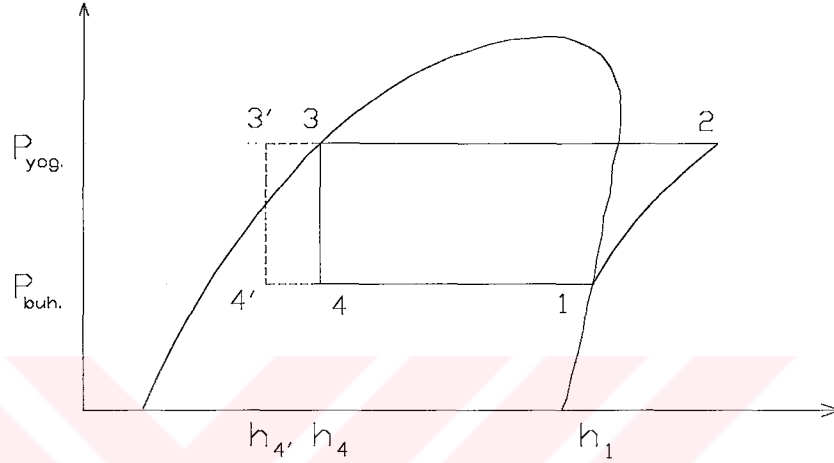
$$w_{12} = \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) q_{23} - \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q_{41} + k_{ky}$$

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

### 5.1.3 Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimlerinde Aşırı Soğutma, Kızdırma ve Kademeli Sıkıştırma

### 5.1.3.1 Aşırı Soğutma

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin pratikteki uygulamalarında, soğutucu akışkan yoğuşturucuda doyma sıcaklığının birkaç derece altına soğutulur. Bu işleme aşırı soğutma adı verilir. Bu işlem sonucunda yoğuşturucudan çıkan akışkan doymuş sıvı değil sıkıştırılmış sıvı halinde olur. Aşırı soğutma miktarı genellikle akışkanın ısısını verdiği ortamın sıcaklığına bağlıdır.



Şekil.5.3 Aşırı soğutmanın çevrime etkisi

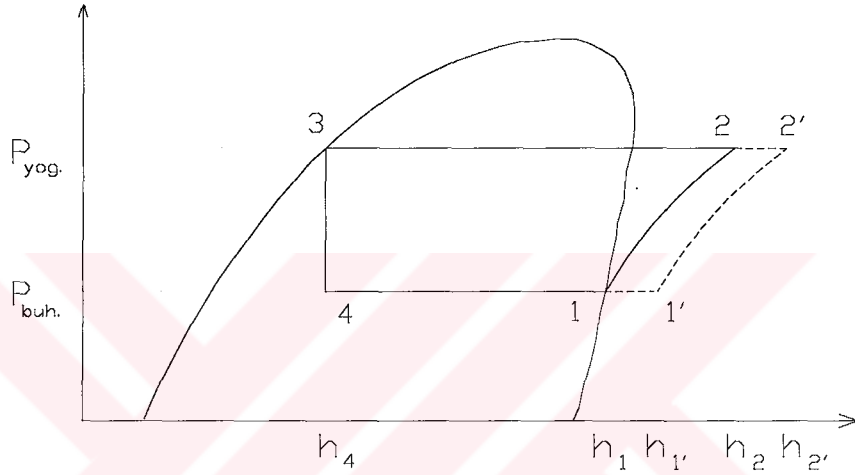
Şekil.5.3 'de aşırı soğutmanın çevrim üzerindeki etkisi p-h diyagramı üzerinde incelenmiştir. Şekil.5.3 'de görüldüğü gibi soğutucu akışkan yoğuşturucuda 3 noktası yerine 3' noktasına soğutulmaktadır. Yoğuşturucudan 3' noktasında çıkan akışkan genişleme valfinden 4' noktasına genişletilir. Böylece akışkan buharlaştırıcıya 4 noktası yerine 4' noktasında girerek  $\Delta h = h_4 - h_{4'}$  kadar fazladan soğutma etkisi yaratmış olur. Bu işlem kompresör işini değiştirmeyeceğinden çevrimin soğutma etkinlik katsayısı artar.

$$(\text{COP})_{II} = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_4 + \Delta h}{h_2 - h_1} = (\text{COP})_I + \frac{\Delta h}{h_2 - h_1}$$

Yukarıdaki ifadede görüldüğü gibi aşırı soğutma yapılması durumundaki soğutma etkinlik katsayısı  $(\text{COP})_{II}$ , aşırı soğutma yapılmaması durumundaki soğutma etkinlik katsayısından;  $(\text{COP})_I$ , daha büyük olmaktadır.

### 5.1.3.2 Buharlaştırıcıda Kızdırma

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin pratikteki uygulamalarında, aşırı soğutmanın yanısıra, buharlaştırıcıda kızdırma işlemi de yapılır. Bu işlem soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan doyma sıcaklığının birkaç derece daha üstünde çıkmasını sağlamak ile gerçekleştirilir. Böylece akışkan buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar yerine kızgın buhar halinde çıkar. Akışkanın buharlaştırıcıda kızdırılmasının asıl amacı kompresöre giren akışkanın tamamen buhar fazında olmasını garantiye alarak kompresörün hasar görmesini engellemektir. Akışkanın buharlaştırıcı çıkışında kızgın buhar olabilmesi için soğutulan ortamdaki daha fazla ısı çekmesi gerekeceğinden çevrimin soğutma etkisi artar.



Şekil.5.4 Buharlaştırıcıda kızdırmanın çevrime etkisi

Şekil.5.4 'de buharlaştırıcıda kızdırmanın çevrim üzerindeki etkisi p-h diyagramı üzerinde incelenmiştir. Kızdırma işlemi sonucu akışkan buharlaştırıcıdan 1 noktası yerine 1' noktasında çıkmaktadır. Bunun sonucu olarak da kompresöre giren akışkanın sıcaklığı yükselmekte dolayısıyla kompresörden çıkan akışkanın sıcaklığı da yükselmektedir. Ancak basınç farkı değişmediği için izantropik hal değişiminde kompresör işi yaklaşık sabit kalmaktadır ve soğutma etkisi  $\Delta h = h_{1'} - h_1$  kadar artmaktadır.

$$h_2 - h_1 \cong h_{2'} - h_{1'}$$

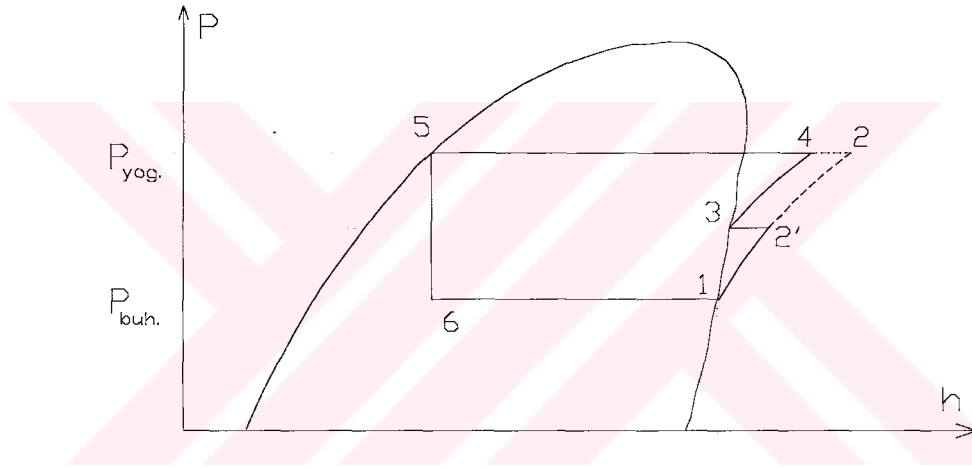
$$(\text{COP})_{\text{II}} = \frac{h_{1'} - h_4}{h_{2'} - h_{1'}} = \frac{\Delta h + h_1 - h_4}{h_{2'} - h_{1'}} = (\text{COP})_I + \frac{\Delta h}{h_{2'} - h_{1'}}$$

Yukarıdaki ifadede görüldüğü gibi buharlaştırıcıda kızdırma yapılması durumundaki soğutma etkinlik katsayısı  $;(COP)_{\text{II}}$ , kızdırma yapılmaması durumundaki soğutma etkinlik katsayısından;  $(COP)_I$ , daha büyük olmaktadır.

### 5.1.3.3 Kademeli Sıkıştırma

Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları belirli olan bir soğutma sisteminde, yoğuşma ve buharlaşma basınçları arasındaki farkın çok büyük olması durumunda kullanılacak kompresörün sıkıştırma oranı yüksek olmalıdır. Sıkıştırma oranı yüksek olan kompresörlerin verimi küçüktür ve kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığı çok yüksek olur.

Bu tip sistemlerde sıkıştırma oranı yüksek olan tek kompresör kullanılması yerine, sıkıştırma oranları küçük iki veya üç kompresör kullanılabilir. Böylece akışkan buharlaşma basıncından yoğuşma basıncına kademeli olarak sıkıştırılabilir. Sonuncu türbinden çıkıp yoğuşturucuya giren akışkanın sıcaklığının düşük olması için kompresörler arasında ara soğutma yapılmalıdır.



Şekil.5.5 Kademeli sıkıştırmanın çevrime etkisi

Şekil.5.5 'de iki kademeli sıkıştırma işlemi p-h diyagramında gösterilmiştir. Buradaki soğutma çevriminde 1 ve 2 noktaları arasında sıkıştırma yapan tek kompresör yerine 1-2' ve 3-4 noktaları arasında sıkıştırma yapan iki adet kompresör kullanılarak iki kademeli sıkıştırma yapılmaktadır. Böylece yoğuşturucuya giren akışkanın sıcaklığının 2 noktası yerine 4 noktasındaki değerde olması sağlanır.

### 5.1.4 Gerçek Soğutma Çevrimi

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimindeki tersinir hal değişimlerini gerçek sistemlerde sağlamak mümkün değildir. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi tersinmez hal değişimleri içerir. Çevrimdeki tersinmezliğin nedenleri akış sürtünmesi ve elemanlar çevreyle sonlu sıcaklık farkında yaptığı ısı alış-verişidir.

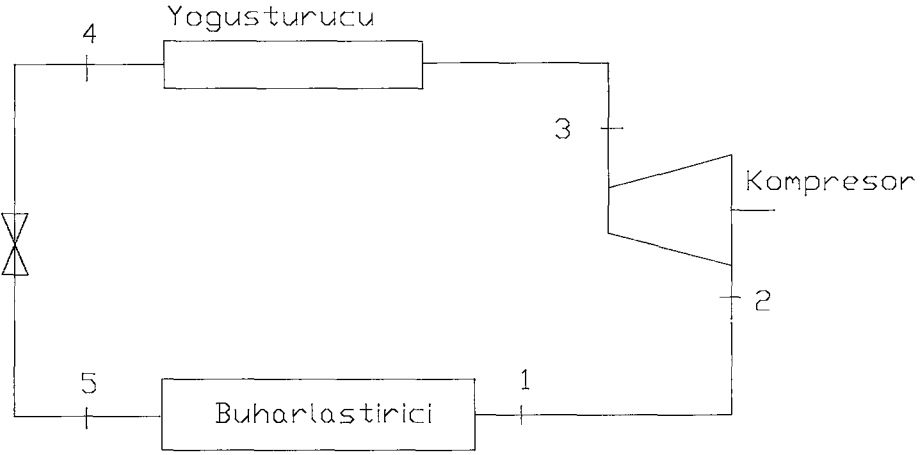
İdeal çevrimde buharlaştırıcıdan çıkıp kompresöre giren akışkan doymuş buhar halindedir. Ancak akışkanın halini bu şekilde hassas olarak kontrol etmek imkansızdır. Bu nedenle gerçek çevrimde türbin girişinde soğutucu akışkanın kızgın buhar halinde olması sağlanır. Böylece türbine giren akışkanın tamamen buhar halinde olması garantiye alınmış olunur.

Kızgın buhar buharlaştırıcıdan kompresöre geçerken sürtünme dolayısıyla basıncı düşer ve çevreden akışkana geçen ısı akışkanın entropisini artırır.

İdeal çevrimde kompresördeki sıkıştırma işlemi izantropiktir, fakat gerçek çevrimde akış sürtünmesi ve ısı geçişi olduğundan işlem izantropik değildir. Akışkan kompresörün içinde ısınırsa entropisi artar, soğursa entropisi azalır. Dolayısıyla, sıkıştırma işlemi sırasında akışkanın soğutulması entropiyi azaltacağından kompresör işini de azaltır.

İdeal çevrimde, yoğuşturucudan çıkan akışkan kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise sıkıştırılmış sıvı halindedir. Böylece kısılma vanasına giren sıvının entalpisi daha düşük olacağından kısılma sonrası ortamdan daha fazla ısı çekilebilir. Ayrıca, yoğuşturucu ile kısılma vanası arasında sürtünme nedeniyle akışkanda basınç düşümü olur.

Kompresör ile yoğuşturucu ve yoğuşturucu ile kısılma vanası arasındaki borularda (sıcak taraf) oluşan ısı kaybı ve sürtünme, yoğuşturucuda oluşan ısı kaybı ve sürtünmeye dahil edilebilir, dolayısıyla çevrim performansı incelenirken sıcak taraftaki borular buradaki hesaplamalara katılmayacaktır. Ancak kısılma vanası ile buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki borularda (soğuk taraf) çevreden gelen ısı kazancı çevrim performansını olumsuz etkiler. Bu nedenle soğuk taraftaki boruların çevreye karşı çok iyi yalıtılmaları gereklidir. Kısılma vanası buharlaştırıcı girişine yerleştirildiğinde aralarındaki borudaki ısı kazancı ve sürtünme kaybı ihmal edilebilecek kadar az olur. Dolayısıyla çevrimin performans analizinde dikkate alınması gereken boru kesimi buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki boru kesimidir.



Şekil.5.6 Gerçek soğutma çevrimi şematik şekli

Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Çevrimin Performans Analizi:

Birinci kanun:

1-2 noktaları arasındaki boru (sürekli akışlı sürekli açık sistem):

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

Kompresör (SASA):

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

Yoğusturucu (SASA, iş etkileşimi yok);

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

Kısılma vanası (SASA,  $q=0$ ,  $w=0$ );

$$h_4 = h_5$$

Buharlaştırıcıda (SASA,  $w=0$ );

$$q_{51} = h_1 - h_5$$

Soğutma etkinlik katsayısı;

$$\text{COP} = \frac{q_{51}}{w_{23}} = \frac{h_1 - h_5}{h_3 - h_2 + q_{23}}$$

Kullanılabilir enerji analizi;

1-2 noktaları arasındaki boru (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $k_Q=0$ , iş etkileşimi yok;  $k_W=0$ );

$$k_{ky} = k_{a1} - k_{a2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)$$

Kompresörde kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $k_Q=0$ );

$$k_{ky} = w_{23} + (k_{a2} - k_{a3}) = (h_3 - h_2 + q_{23}) + (h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)$$

Yoğuşturucuda kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte, iş etkileşimi yok;  $k_Q=0$ ,  $k_W=0$ );

$$k_{ky} = k_{a3} - k_{a4} = (h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)$$

Kısılma vanasında kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı ve iş etkileşimi yok;  $k_Q=0$ ,  $k_W=0$ );

$$k_{ky} = (k_{a4} - k_{a5}) = (h_4 - h_5) - T_0(s_4 - s_5) = -T_0(s_4 - s_5)$$

Buharlaştırıcıda kayıp kullanılabilir enerji (SASA, iş etkileşimi yok;  $k_W=0$ );

$$k_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{51}}\right) q_{51} + k_{a5} - k_{a1} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{51}}\right) q_{51} + (h_5 - h_1) - T_0(s_5 - s_1)$$

Gerçek soğutma çevriminin ikinci kanun verimi;

Sistemin bütünü için kullanılabilir enerji dengesi;

$$k_Q - k_W = k_{ky}$$

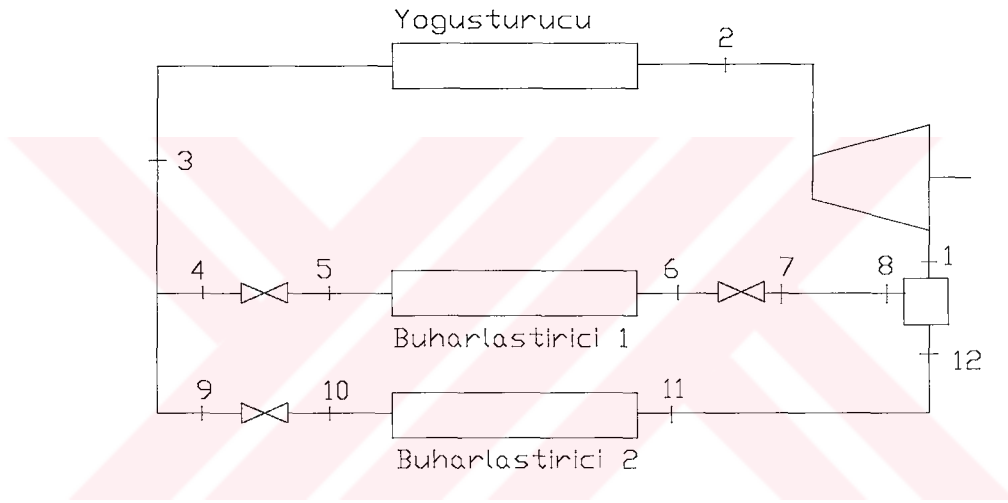
$$k_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_{12}}\right) q_{12} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{34}}\right) q_{34} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{51}}\right) q_{51} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{23}}\right) q_{23}$$

$$k_w = -w_{23}$$

$$w_{23} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_{12}}\right)q_{12} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{34}}\right)q_{34} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{51}}\right)q_{51} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{23}}\right)q_{23} + k_{ky}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{51}}\right)q_{51}}{w_{23}} = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{51}}\right)q_{51}}{h_3 - h_2 + q_{23}}$$

### 5.1.5 Çoklu Buharlaştırıcılı Soğutma Çevrimi



Şekil.5.7 İki buharlaştırıcılı soğutma çevrimi

Şekil.5.7 'de şematik şekli verilen Çoklu Buharlaştırıcılı Soğutma Çevrimin Performans Analizi:

Birinci Kanun:

1-2 arası (Kompresör, SASA,);

$$W_{12} = m(h_2 - h_1) + Q_{12}$$

2-3 arası (Yoğusturucu, SASA, iş etkileşimi yok);

$$Q_{23} = m(h_2 - h_3)$$

4-5 arası (Kısılma valfi, SASA, iş ve ısı etkileşimi yok);

$$h_4 = h_5$$

5-6 arası (Buharlaştırıcı1, SASA, iş etkileşimi yok);

$$Q_{56} = (m - y)(h_6 - h_5)$$

Burada;

y: 9-12 noktalarından geçen kütle debisidir

6-7 arası (Kısılma valfi, SASA, iş ve ısı etkileşimi yok);

$$h_6 = h_7$$

7-8 arası (boru kesimi, SASA, iş etkileşimi yok);

$$Q_{78} = (m - y)(h_8 - h_7)$$

9-10 arası (Kısılma valfi, SASA, iş ve ısı etkileşimi yok);

$$h_9 = h_{10}$$

10-11 arası (Buharlaştırıcı2, SASA, iş etkileşimi yok);

$$Q_{10,11} = y(h_{11} - h_{10})$$

11-12 arası (Boru kesimi, SASA, iş etkileşimi yok);

$$Q_{11,12} = y(h_{12} - h_{11})$$

Karışım odası (SASA, W=0):

$$Q_{KO} = mh_1 - (m - y)h_8 - yh_{12}$$

Kullanılabilir Enerji Analizi:

1-2 arası (Kompresör, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ):

$$K_{ky} = W_{12} + K_{a1} - K_{a2} = W_{12} + m(h_1 - h_2) - mT_0(s_1 - s_2)$$

2-3 arası (Yoğuşturucu, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte, iş etkileşimi yok

$K_Q=K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a2} - K_{a3} = m(h_2 - h_3) - mT_0(s_2 - s_3)$$

4-5 arası (Kısılma valfi, ısı ve iş etkileşimi yok;  $K_Q=K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a4} - K_{a5} = (m - y)(h_4 - h_5) - (m - y)T_0(s_4 - s_5) = -(m - y)T_0(s_4 - s_5)$$

5-6 arası (Buharlaştırıcı1, iş etkileşimi yok  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{56}}\right) Q_{56} + K_{a5} - K_{a6} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{56}}\right) Q_{56} + (m-y)(h_5 - h_6) - (m-y)T_0(s_5 - s_6)$$

6-7 arası (Kısılma valfi, ısı ve iş etkileşimi yok;  $K_Q=K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a6} - K_{a7} = (m-y)(h_6 - h_7) - (m-y)T_0(s_6 - s_7) = -(m-y)T_0(s_6 - s_7)$$

7-8 arası (Boru kesimi, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte, iş etkileşimi yok  $K_Q=K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a7} - K_{a8} = (m-y)(h_7 - h_8) - (m-y)T_0(s_7 - s_8)$$

9-10 arası (Kısılma valfi, ısı ve iş etkileşimi yok;  $K_Q=K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a9} - K_{a10} = y(h_9 - h_{10}) - yT_0(s_9 - s_{10}) = -yT_0(s_9 - s_{10})$$

10-11 arası (Buharlaştırıcı2, iş etkileşimi yok  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{10,11}}\right) Q_{10,11} + K_{a10} - K_{a11} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{10,11}}\right) Q_{10,11} + y(h_{10} - h_{11}) - yT_0(s_{10} - s_{11})$$

11-12 arası (Boru kesimi, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte, iş etkileşimi yok  $K_Q=K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a11} - K_{a12} = y(h_{11} - h_{12}) - yT_0(s_{11} - s_{12})$$

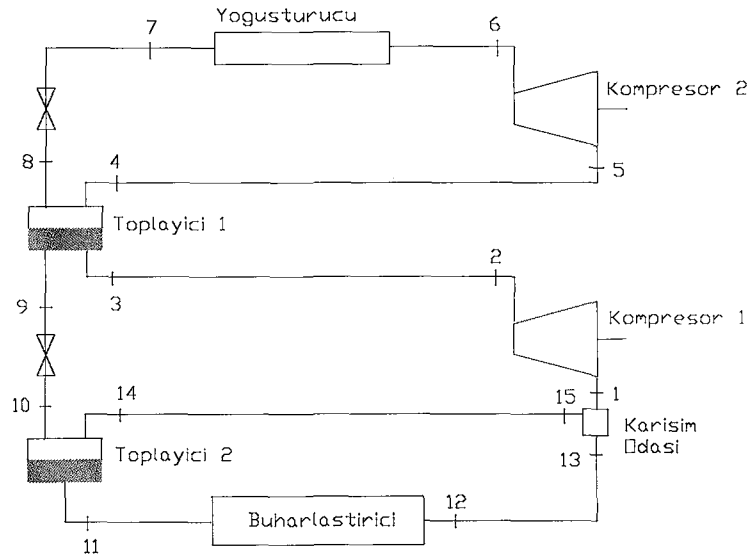
Karışım Odası (SASA,  $K_Q=K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a1} - K_{a8} - K_{a12} = m(h_1 - T_0s_1 - g_0) - (m-y)(h_8 - T_0s_8 - g_0) - y(h_{12} - T_0s_{12} - g_0)$$

İkinci kanun verimi:

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{56}}\right) Q_{56} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{10,11}}\right) Q_{10,11}}{W_{12}}$$

### 5.1.6 İki Kademeli Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi



Şekil.5.8 İki kademeli sıkıştırılmalı soğutma çevrimi

Şekil.5.8 'de şematik şekli verilen Çoklu Buharlastırıcılı Soğutma Çevrimin Performans Analizi:

Birinci Kanun:

1-2 arası (Kompresör1, SASA):

$$W_{12} = m(h_2 - h_1) + Q_{12}$$

2-3 arası (Boru kesimi, SASA, W=0):

$$Q_{23} = m(h_3 - h_2)$$

4-5 arası (Boru kesimi, SASA, W=0):

$$Q_{45} = m(h_5 - h_4)$$

5-6 arası (Kompresör2, SASA):

$$W_{56} = m(h_6 - h_5) + Q_{56}$$

6-7 arası (Yoğusturucu, SASA, W=0):

$$Q_{67} = m(h_5 - h_7)$$

7-8 arası (Kısılma valfi1, SASA, Q=W=0):

$$h_7 = h_8$$

Toplayıcı1 (SASA, W=0):

$$Q_{T1} = m(h_8 + h_4 - h_3 - h_8)$$

9-10 arası (Kısılma valfi2, SASA, Q=W=0):

$$h_9 = h_{10}$$

Toplayıcı2 (SASA, W=0):

$$Q_{T2} = (m - y)h_{14} + yh_{11} - mh_{10}$$

Burada;

y: 9-12 noktalarından geçen kütle debisidir.

11-12 arası (Buharlaştırıcı, SASA, W=0):

$$Q_{11,12} = y(h_{12} - h_{11})$$

12-13 arası (Boru kesimi, SASA, W=0):

$$Q_{12,13} = y(h_{13} - h_{12})$$

14-15 arası (Boru kesimi, SASA, W=0):

$$Q_{14,15} = (m - y)(h_{15} - h_{14})$$

Karışım odası (SASA, W=0):

$$Q_{KO} = mh_1 - (m - y)h_{15} - yh_{13}$$

Kullanılabilir Enerji Analizi:

1-2 arası (Kompresör1, SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ):

$$K_{ky} = W_{12} + K_{a1} - K_{a2} = W_{12} + m(h_1 - h_2) - mT_0(s_1 - s_2)$$

2-3 arası (Boru kesimi, SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a2} - K_{a3} = m(h_2 - h_3) - mT_0(s_2 - s_3)$$

4-5 arası (Boru kesimi, SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a4} - K_{a5} = m(h_4 - h_5) - mT_0(s_4 - s_5)$$

5-6 arası (Kompresör2, SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ):

$$K_{ky} = W_{56} + K_{a5} - K_{a6} = W_{56} + m(h_5 - h_6) - mT_0(s_5 - s_6)$$

6-7 arası (Yoğuşturucu, SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a6} - K_{a7} = m(h_6 - h_7) - mT_0(s_6 - s_7)$$

7-8 arası (Kısılma valfi1, SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a7} - K_{a8} = m(h_7 - h_8) - mT_0(s_7 - s_8)$$

Toplayıcı1 (SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a3} + K_{a8} - K_{a4} - K_{a9} = m(h_3 - h_4) - mT_0(s_3 - s_4) + m(h_8 - h_9) - mT_0(s_8 - s_9)$$

9-10 arası (Kısılma valfi2, SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a9} - K_{a10} = m(h_9 - h_{10}) - mT_0(s_9 - s_{10})$$

Toplayıcı2 (SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a10} - K_{a14} - K_{a11} = m(h_{10} - T_0 s_{10} - g_0) - (m - y)(h_{14} - T_0 s_{14} - g_0) - y(h_{11} - T_0 s_{11} - g_0)$$

11-12 arası (Boru kesimi, SASA,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) Q_{buh} + K_{a12} - K_{a13} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) Q_{buh} + y(h_{12} - h_{13}) - yT_0(s_{12} - s_{13})$$

12-13 arası (Boru kesimi, SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a12} - K_{a13} = y(h_{12} - h_{13}) - yT_0(s_{12} - s_{13})$$

14-15 arası (Boru kesimi, SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a14} - K_{a15} = (m - y)(h_{14} - h_{15}) - (m - y)T_0(s_{14} - s_{15})$$

Karışım odası (SASA, Isı geçişi  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a13} + K_{a15} - K_{a1} = (m - y)(h_{15} - T_0s_{15} - g_0) + y(h_{13} - T_0s_{13} - g_0) - m(h_1 - T_0 - g_0)$$

İkinci Kanun verimi:

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right)Q_{buh}}{W_{12} + W_{56}}$$

## 5.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kızgın buharın kompresörde sıkıştırılması işleminde önemli miktarda iş harcanır. Buhar sıkıştırımlı sistemlerdeki kompresörün yerine sıvı pompası kullanılabilirse harcanacak iş miktarı daha az olur. Bu, soğutucu akışkanın sıvı içerisinde çözmek ile sağlanabilir. En yaygın kullanılan sistemler; soğutucu akışkanın amonyak olduğu amonyak-su sistemi, soğutucu akışkanın su olduğu su-lityum bromid ve su-lityum klorid sistemleridir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutulan ortamdan ısı çekerek ısınan soğutucu akışkan, bir absorbent sıvı tarafından absorbe edilir. Oluşan çözelti bir pompa vasıtasıyla yüksek basınçlara çıkarılır. Daha sonra bu çözelti bir ısı kaynağıyla ısıtılarak yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkanın tekrar serbest kalması sağlanır. Yüksek sıcaklıktaki bu soğutucu akışkanın ısınıp çevreye vererek soğuması sağlanır. Soğuyan akışkan soğutma etkisini yaratmak için tekrar soğutulan ortama gönderilir.



$$h_{12} = h_{13}$$

Buharlaştırıcı (SASA,  $W=0$ ):

$$Q_{\text{buh}} = m_A (h_1 - h_{13})$$

Kullanılabilir Enerji Analizi:

1-2 arası (SASA,  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{\text{ky}} = m_A (k_{a1} - k_{a2}) = m_A (h_1 - h_2) - m_A T_0 (s_1 - s_2)$$

Absorbsiyon sistemi (SASA,  $K_Q=0$ ):

$$K_{\text{ky}} = W_{\text{pompa}} + K_{a2} + K_{a14} + K_{a16} - K_{a11} - K_{a15} - K_{a17}$$

Yoğuşturucu (SASA,  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{\text{ky}} = K_{a11} - K_{a12} = m_A (h_{11} - h_{12}) - m_A T_0 (s_{11} - s_{12})$$

Kısılma vanası (SASA,  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{\text{ky}} = K_{a12} - K_{a13} = m_A (h_{12} - h_{13}) - m_A T_0 (s_{12} - s_{13})$$

Buharlaştırıcı (SASA,  $K_W=0$ ):

$$K_{\text{ky}} = K_Q + K_{a13} - K_{a1} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{buh}}}\right) Q_{\text{buh}} + m_A (h_{13} - h_1) - m_A (s_{13} - s_1)$$

Absorbsiyonlu soğutma çevriminin ikinci kanun verimi:

Sistemin bütünü için kullanılabilir enerji dengesi;

$$K_Q - K_W + K_{a14} + K_{a16} - K_{a15} - K_{a17} = K_{\text{ky}}$$

$$K_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_{1,2}}\right) Q_{12} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{AS}}\right) Q_{AS} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{yog}}\right) Q_{yog} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{buh}}}\right) Q_{\text{buh}}$$

$$K_w = -W_{\text{pompa}}$$

$$W_{\text{pompa}} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_{1,2}}\right)Q_{12} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{AS}}\right)Q_{AS} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{yog}}\right)Q_{yog} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right)Q_{buh} + K_{ky}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right)Q_{buh}}{W_{\text{pompa}} + K_{a14} + K_{a16} - K_{a15} - K_{a17}}$$

### 5.3 Hava veya Gaz Sıkıştırma Soğutma Sistemleri

Bu tip sistemlerde hava veya başka bir gaz akışkan yüksek sıcaklık ve basınca sıkıştırılır. Daha sonra, sıkıştırılan akışkan soğutulur ve genişletilir. Genişletilen akışkanın sıcaklığı düşer, böylece bir soğutma etkisi yaratılmış olur. Çevrim boyunca akışkan gaz fazındadır. Bu tip sistemler çok düşük sıcaklıklara inilerek gazların sıvılaştırılmasında ve uçak kabinlerinin soğutulmasında kullanılır. İdeal gaz sıkıştırma soğutma çevrimleri ters Brayton çevrimine göre çalışır.

#### 5.3.1 İdeal Gaz Sıkıştırma Soğutma Çevrimi (Ters Brayton Çevrimi)

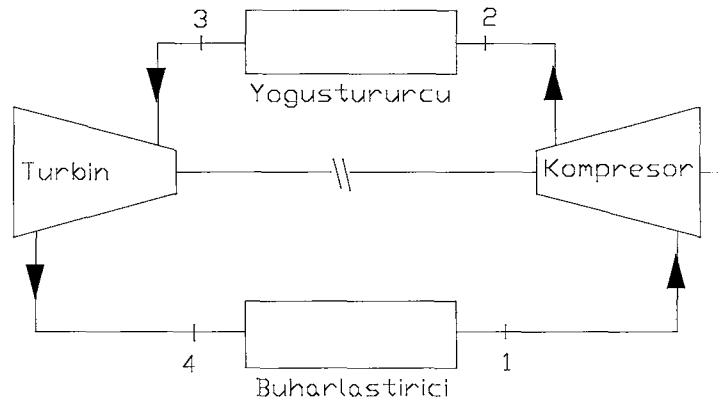
Şematik şekli Şekil.5.10 'da görülen Ters Brayton çevriminde;

1-2: Kompresörde izantropik sıkıştırma,

2-3: Yoğusturucudan sabit basınçta çevreye ısı geçişi

3-4: Türbinde izantropik genişleme

4-1: Buharlaştırıcıya sabit basınçta çevreden ısı geçişi



## Şekil.5.10 İdeal gaz sıkıştırmalı soğutma çevrimi

İdeal gaz sıkıştırmalı soğutma çevriminin performans değerlendirmesi:

Birinci Kanun:

Kompresör (SASA,  $Q=0$ ):

$$W_{\text{komp}} = m(h_2 - h_1) = mc_p(T_2 - T_1)$$

Yoğuşturucu (SASA,  $W=0$ ):

$$Q_{\text{yog}} = m(h_2 - h_3) = mc_p(T_2 - T_3)$$

Türbin (SASA,  $Q=0$ ):

$$W_{\text{türb}} = m(h_3 - h_4) = mc_p(T_3 - T_4)$$

Buharlaştırıcı (SASA,  $W=0$ ):

$$Q_{\text{buh}} = m(h_1 - h_4) = mc_p(T_1 - T_4)$$

Kullanılabilir enerji analizi:

Kompresör (SASA, izantropik,  $K_{ky}=0$ ,  $K_Q=0$ ):

$$K_{ky} = K_w + K_{a1} - K_{a2} = W_{\text{pompa}} + m(h_1 - h_2) = 0$$

Yoğuşturucu (SASA, tersinir,  $K_w=0$ ):

$$K_{ky} = K_Q + K_{a2} - K_{a3} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{yog}}}\right) Q_{\text{yog}} + m(h_2 - h_3) - mT_0(s_2 - s_3) = 0$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{yog}}}\right) Q_{\text{yog}} = m(h_2 - h_3) - mT_0(s_2 - s_3)$$

Türbin (SASA, izantropik,  $K_Q=0$ ):

$$K_{ky} = -K_w + K_{a3} - K_{a4} = -W_{\text{türb}} + m(h_3 - h_4) = 0$$

Buharlaştırıcı (SASA, tersinir,  $K_w=0$ ):

$$K_{ky} = K_Q + K_{a4} - K_{a1} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) Q_{buh} + m(h_4 - h_1) - mT_0(s_4 - s_1) = 0$$

$$-\left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) Q_{buh} = m(h_4 - h_1) - mT_0(s_4 - s_1)$$

Gerçek gaz sıkıştırımlı soğutma çevriminin ikinci kanun verimi:

Sistemin bütünü için kullanılabilir enerji dengesi;

$$K_Q - K_w = K_{ky}$$

$$K_Q = -\left(1 - \frac{T_0}{T_{yog}}\right) Q_{yog} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) Q_{buh}$$

$$K_w = -W_{komp} + W_{türb}$$

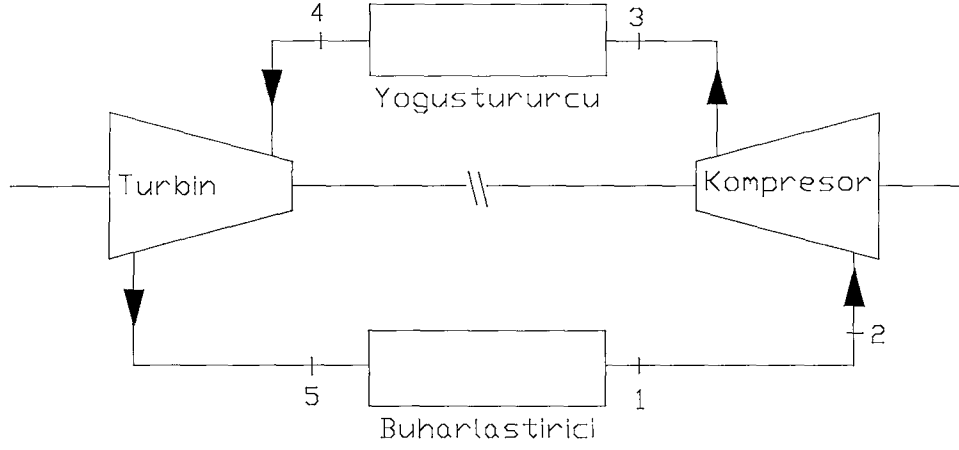
$$W_{komp} - W_{türb} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yog}}\right) Q_{yog} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) Q_{buh} + K_{ky}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) Q_{buh}}{W_{komp} - W_{türb}} = \frac{mT_0(s_4 - s_1) - m(h_4 - h_1)}{W_{komp} - W_{türb}}$$

### 5.3.2 Gerçek Gaz Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

Gerçek soğutma çevrimlerinde tüm işlemler ve hal değişimleri tersinmezdir, akışkanın geçtiği borularda sürtünme ve çevreyle ısı transferi vardır. Kompresör ile yoğuşurucu ve yoğuşurucu ile kısılma vanası arasındaki borularda (sıcak taraf) oluşan ısı kaybı ve sürtünme, yoğuşurucuda oluşan ısı kaybı ve sürtünmeye dahil edilebilir, dolayısıyla çevrim performansı incelenirken sıcak taraftaki borular buradaki hesaplamalara katılmayacaktır. Ancak kısılma vanası ile buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki borularda (soğuk taraf) çevreden gelen ısı kazancı çevrim performansını olumsuz etkiler. Bu nedenle soğuk taraftaki boruların çevreye karşı çok iyi yalıtılmaları gereklidir. Kısılma vanası buharlaştırıcı girişine

yerleştirildiğinde aralarındaki borudaki ısı kazancı ve sürtünme kaybı ihmal edilebilecek kadar az olur. Dolayısıyla çevrimin performans analizinde özellikle dikkate alınması gereken boru kesimi buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki boru kesimidir.



Şekil.5.11 Gerçek gaz sıkıştırımlı soğutma çevrimi

Gerçek gaz sıkıştırımlı soğutma çevriminin performans değerlendirmesi:

Birinci Kanun:

1-2 arası boru kesimi (SASA,  $W=0$ ):

$$Q_{12} = m(h_2 - h_1) = mc_p(T_2 - T_1)$$

Kompresör (SASA,  $Q=0$ ):

$$-Q_{23} + W_{\text{komp}} = m(h_3 - h_2) = mc_p(T_3 - T_2)$$

Yoğusturucu (SASA,  $W=0$ ):

$$Q_{\text{yog}} = m(h_3 - h_4) = mc_p(T_3 - T_4)$$

Türbin (SASA,  $Q=0$ ):

$$-Q_{45} - W_{\text{turb}} = m(h_4 - h_5) = mc_p(T_4 - T_5)$$

Buharlastırıcı (SASA,  $W=0$ ):

$$Q_{\text{buh}} = m(h_1 - h_5) = mc_p(T_1 - T_5)$$

Kullanılabilir enerji analizi:

1-2 arası boru kesimi (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a1} - K_{a2} = m(h_1 - h_2) - mT_0(s_1 - s_2)$$

Kompresör (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ):

$$K_{ky} = K_W + K_{a2} - K_{a3} = W_{\text{pompa}} + m(h_2 - h_3)$$

Yoğuşturucu (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_{a3} - K_{a4} = m(h_3 - h_4) - mT_0(s_3 - s_4)$$

Türbin (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $K_Q=0$ ,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = -K_W + K_{a4} - K_{a5} = -W_{\text{türb}} + m(h_4 - h_5)$$

Buharlaştırıcı (SASA,  $K_W=0$ ):

$$K_{ky} = K_Q + K_{a5} - K_{a1} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{buh}}}\right) Q_{\text{buh}} + m(h_5 - h_1) - mT_0(s_5 - s_1)$$

Gerçek gaz sıkıştırılmalı soğutma çevriminin ikinci kanun verimi:

Sistemin bütünü için kullanılabilir enerji dengesi;

$$K_Q - K_W = K_{ky}$$

$$K_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_{12}}\right) Q_{12} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{23}}\right) Q_{23} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{yog}}\right) Q_{yog} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{45}}\right) Q_{45} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{buh}}}\right) Q_{\text{buh}}$$

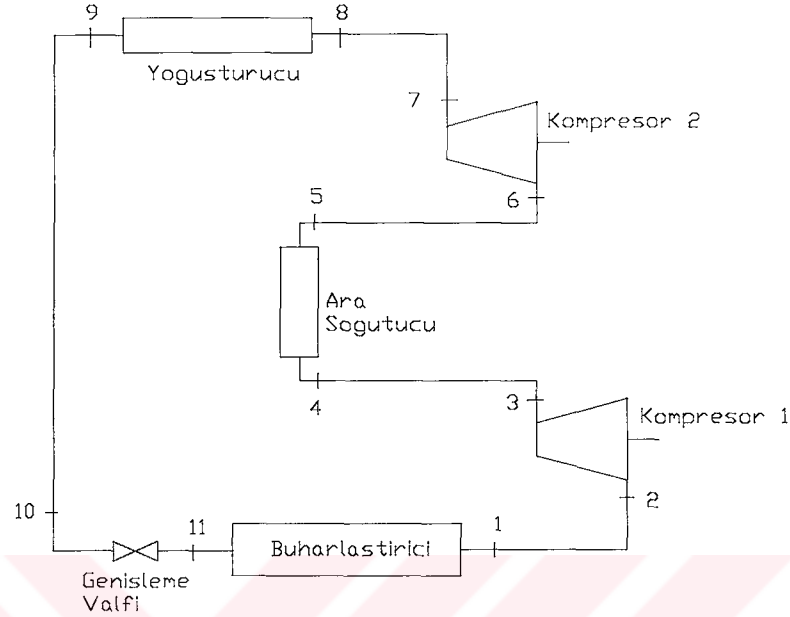
$$K_W = -W_{\text{komp}} + W_{\text{türb}}$$

$$W_{\text{komp}} - W_{\text{türb}} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_{12}}\right)Q_{12} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{23}}\right)Q_{23} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{yog}}}\right)Q_{\text{yog}} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{45}}\right)Q_{45} - \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{buh}}}\right)Q_{\text{buh}} + K_{\text{ky}}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{buh}}}\right)Q_{\text{buh}}}{W_{\text{komp}} - W_{\text{türb}}} = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{buh}}}\right)mc_p(T_1 - T_5)}{W_{\text{komp}} - W_{\text{türb}}}$$



## 6. GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI BİR SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN SAYISAL TERMODİNAMİK ANALİZİ



Şekil.6.1 İki kademe sıkıştırımlı ara soğutmalı bir soğutma çevrimi

Şekil.6.1 'de şematik çevrimi görülen soğutma makinasının kapasitesi 500000 kcal/h 'dir. Sistemde kullanılan amonyak,  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  buharlaşma sıcaklığı ile  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  yoğuşma sıcaklığı arasında çalışmaktadır. Soğutma makinası  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  sıcaklıktaki soğuk odadan aldığı ısıyı  $33\text{ }^{\circ}\text{C}$  deki çevre havasına vermektedir. Sistemde buharlaşma ve yoğuşma basınçları arasındaki basınç farkı yüksek olduğundan sıkıştırma işlemi iki kademe yapılmaktadır. Sıkıştırma kademeleri arasında ara soğutma da yapılmaktadır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan amonyaktır.

Bu verilere göre sistemin termodinamik analizinin yapılabilmesi için belirli noktalardaki entalpi ve entropi değerlerinin bilinmesi gereklidir. Bu değerlerin hesaplanabilmesi için sistemin dizaynında bazı kabuller yapılmalı ve referans noktaları seçilmelidir.

Kabuller:

- Sistemin tümünde sürtünme dolayısıyla basınç kaybı vardır.
- Dizayn değeri olarak her bir boru kademesi sürtünme nedeniyle 10 kPa basınç kaybı yaratacak uzunluktadır. Ayrıca her bir boru kademesinde 2 kJ/kg ısı kaybı/kazancı vardır.

- Dizayn değeri olarak buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda sürtünme nedeniyle 20 kPa basınç kaybı vardır.
- Sistemin tümünde kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Her iki kompresörün izantropik verimleri %80 'dir.
- Soğutucu akışkan yoğuşturucuda aşırı soğutulmakta, buharlaştırıcıda ise kızdırılmaktadır.
- Genişleme valfinde akışkanın entalpisi değişmemekte.
- Çevre sıcaklığı: 33 °C, basıncı 1 bar 'dır.

Referans noktaları

1. Genişleme valfine giren soğutucu akışkan 1515,3 kPa, 36 °C 'de sıkıştırılmış sıvı,
2. Buharlaştırıcıya giren akışkan 190,19 kPa, -20 °C 'de ıslak buhar,
3. 2. Kompresörden çıkan akışkan 1555,3 kPa 'da kızgın buhar.
4. Ara soğutucudan çıkan akışkan 513.8 kPa ve 36 °C 'de kızgın buhardır.

1. referans noktasından başlanarak, basınç kayıpları ve ısı kazanç/kayıpları dikkate alınarak tüm noktaların sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri bulunur. Bu değerler bulunduktan sonra sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılabilir. Çizelge.6.1 'de bu makinanın yukarıdaki kabullere göre hesaplanan dizayn değerleri verilmiştir.

Çizelge.6.1 İncelenen soğutma sisteminin belirli noktalarının termodinamik değerleri

Noktalar	10	11	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Sıcaklık (C)	36	-20	-18,5	-18,2	83,1	82,1	36	34,9	142,5	141,6	36,4
Basınç (kPa)	1515,3	190,11	170,11	160,11	543,8	533,8	513,8	503,8	1555,3	1545,3	1525,3
Entalpi (kJ/kg)	371	371	1443,7	1445,7	1658,2	1656,2	1547,3	1545,3	1774,6	1772,6	373
Entropi (kJ/kg.K)	1,582	1,69	5,98	6,016	6,139	6,142	5,831	5,834	5,947	5,945	1,588

Birinci kanun analizi:

Şekil.6.1 'e göre;

1-2 noktaları arasındaki boru (SASA, iş etkileşimi yok):

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

Kompresör1 (SASA, Adyabatik):

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

3-4 arası boru kesimi (SASA, W=0):

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

Ara Yoğuşturucu (SASA, W=0);

$$q_{45} = h_4 - h_5$$

5-6 arası boru kesimi (SASA, W=0):

$$q_{56} = h_5 - h_6$$

Kompresör2 (SASA, Adyabatik):

$$w_{67} = h_7 - h_6$$

7-8 arası boru kesimi (SASA, W=0):

$$q_{78} = h_7 - h_8$$

Yoğuşturucu (SASA, W=0);

$$q_{89} = h_8 - h_9$$

9-10 arası boru kesimi (SASA, W=0):

$$q_{9,10} = h_9 - h_{10}$$

Kısılma vanası (SASA, q=0, w=0);

$$h_{10} = h_{11}$$

Buharlaştırıcıda (SASA, w=0);

$$q_{buh} = h_1 - h_{11}$$

Soğutma etkinlik katsayısı;

$$\text{COP} = \frac{q_{\text{buh}}}{w_{23} + w_{67}} = \frac{h_1 - h_{11}}{h_3 - h_2 + h_7 - h_6}$$

Kullanılabilir enerji analizi:

1-2 noktaları arasındaki boru (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $k_Q=0$ , iş etkileşimi yok;  $k_w=0$ );

$$k_{\text{ky}} = k_{a1} - k_{a2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)$$

Kompresör1 'de kayıp kullanılabilir enerji (SASA,  $k_Q=0$ ):

$$k_{\text{ky}} = w_{23} + (k_{a2} - k_{a3}) = (h_3 - h_2) + (h_2 - h_3) - T_0(s_1 - s_2)$$

3-4 arası boru kesiminde kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $k_Q=0$ , iş etkileşimi yok;  $k_w=0$ ):

$$k_{\text{ky}} = k_{a3} - k_{a4} = (h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)$$

Ara Yoğuşturucuda kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $k_Q=0$ , iş etkileşimi yok;  $k_w=0$ );

$$k_{\text{ky}} = k_{a4} - k_{a5} = (h_4 - h_5) - T_0(s_4 - s_5)$$

5-6 arası boru kesiminde kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $k_Q=0$ , iş etkileşimi yok;  $k_w=0$ ):

$$k_{\text{ky}} = k_{a5} - k_{a6} = (h_5 - h_6) - T_0(s_5 - s_6)$$

Kompresör2 'de kayıp kullanılabilir enerji (SASA,  $k_Q=0$ ):

$$k_{\text{ky}} = w_{67} + (k_{a6} - k_{a7}) = (h_6 - h_7) + (h_6 - h_7) - T_0(s_6 - s_7)$$

7-8 arası boru kesiminde kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $k_Q=0$ , iş etkileşimi yok;  $k_w=0$ ):

$$k_{ky} = k_{a7} - k_{a8} = (h_7 - h_8) - T_0(s_7 - s_8)$$

Yoğuşturucuda kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $k_Q=0$ , iş etkileşimi yok;  $k_W=0$ );

$$k_{ky} = k_{a8} - k_{a9} = (h_8 - h_9) - T_0(s_8 - s_9)$$

9-10 arası boru kesiminde kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı kaybı  $T_0$  sıcaklığında gerçekleşmekte;  $k_Q=0$ , iş etkileşimi yok;  $k_W=0$ ):

$$k_{ky} = k_{a9} - k_{a10} = (h_9 - h_{10}) - T_0(s_9 - s_{10})$$

Kısılma vanasında kayıp kullanılabilir enerji (SASA, ısı ve iş etkileşimi yok;  $k_Q=0$ );

$$k_{ky} = (k_{a10} - k_{a11}) = (h_{10} - h_{11}) - T_0(s_{10} - s_{11}) = -T_0(s_{10} - s_{11})$$

Buharlaştırıcıda kayıp kullanılabilir enerji (SASA, iş etkileşimi yok;  $k_W=0$ );

$$k_{ky} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) q_{buh} + k_{a11} - k_{a1} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) q_{buh} + (h_{11} - h_1) - T_0(s_{11} - s_1)$$

İki Kademe Sıkıştırılmalı Gerçek soğutma çevriminin ikinci kanun verimi;

Sistemin bütünü için kullanılabilir enerji dengesi;

$$k_Q - k_W = k_{ky}$$

$$\varepsilon = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) q_{buh}}{w_{23} + w_{67}} = \frac{-\left(1 - \frac{T_0}{T_{buh}}\right) q_{buh}}{h_3 - h_2 + h_7 - h_6}$$

Yukarıda açıklanan hesap kuralları ve kabuller çerçevesinde sistemin termodinamik analizi yapılırsa aşağıdaki Çizelgede verilen sonuçlar elde edilir;

Çizelge.6.2 İncelenen sistemin hal değişimleri sırasındaki iş, ısı ve ekserji etkileşimi değerleri

	Isı kaybı/kazancı (kW)	İş (kW)	Ekserji kaybı (kW)
1-2	1,08	0	4,89
2-3	0	115,17	20,41
3-4	1,08	0	1,58
4-5	59,02	0	7,41
5-6	1,08	0	1,58
6-7	0	124,25	18,75
7-8	1,08	0	0,75
8-9	758,55	0	35,58
9-10	1,08	0	0,09
10-11	0	0	17,92
11-1	581,4	0	22,35

Çizelge.6.2 incelendiğinde kullanılabilir enerji kaybının (ekserji kaybı) en büyük olduğu elemanın yoğunlaştırıcı olduğu görülür. Fakat yoğunlaştırıcıdaki bu kaybın büyüklüğünün nedeni sadece sürtünme değildir, bu miktarın önemli bir kısmı yoğunlaştırıcıdan çevreye verilen ısı ile birlikte transfer olan kullanılabilir enerjidir. Kullanılabilir enerji kaybının en yüksek olduğu diğer elemanlar kompresörlerdir. Kompresörlerin izantropik verimi 0.8 olarak seçilmiştir. Bu değer yükseldikçe kompresörlerdeki kullanılabilir enerji kaybı azalacak ve sistemin verimi yükselecektir, değerler küçülmesi durumunda da tersi gerçekleşecektir. Kompresörlerin izantropik verimleri, kompresörlerin dizaynına, üretimi sırasında gösterilen hassasiyete, kullanılan teknolojiye bağlıdır. Dolayısıyla kompresör dizaynı ve üretimi sırasında izantropik verimin yükseltilmesi için çaba gösterilmelidir.

Yüksek oranlarda kullanılabilir enerji kaybına neden olan başka eleman ise kısılma valfidir. Kısılma valfindeki kayıp tamamen basınç düşümünden kaynaklanmakta olup elemanın dizaynına bağlı olduğu söylenemez. Kısılma işleminin sabit entalpide olması için dışarıyla ısı alış-verişi engellenmelidir, bu nedenle kısılma valfinin çok iyi bir şekilde yalıtılması gereklidir. Bunların yanı sıra buharlaştırıcı ve ara soğutucuda da önemli miktarlarda kullanılabilir enerji kaybı olmaktadır. Bu elemanlar kompresörlerden hemen önce yer aldıkları için basınç kaybı değerleri özellikle küçük olmalıdır.

Bağlantı boruları arasında en kritik boru ise 1. kompresörden önceki emiş borusudur. Çizelge.6.2 'de de görülebileceği gibi bu borudaki kullanılabilir enerji kaybı diğer tüm borulardaki kullanılabilir enerji kaybı toplamından daha büyüktür. Bu nedenle soğutma sistemi tasarımında emiş borusuna özellikle önem verilmeli ve basınç kaybının ve çevreden ısı kazancının en az olmasını sağlayacak tedbirler alınmalıdır.

Dizaynı ve termodinamik analizi yapılan bu soğutma makinasını oluşturan bazı elemanlarında sürtünme nedeniyle oluşacak basınç kaybının ve çevre ile olan ısı alış-verişinin sistem performansını nasıl etkileyeceği aşağıdaki çizelgelerde sayısal olarak görülmektedir.

### 6.1 Buharlaştırıcıda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi

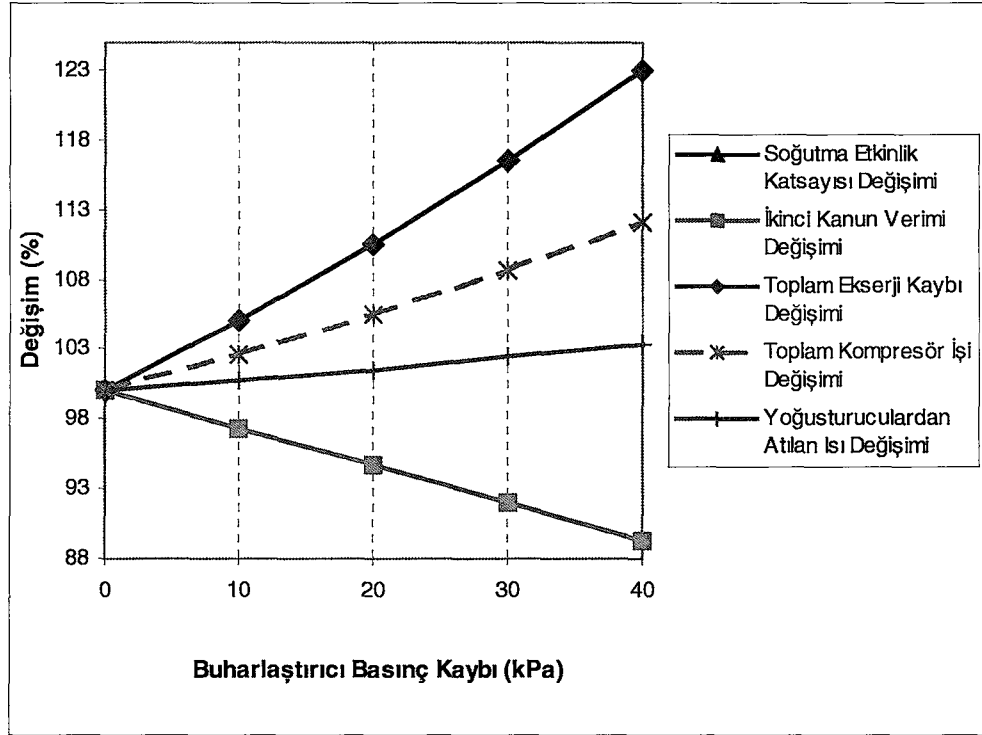
Çizelge.6.3 Buharlaştırıcıda sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda basınç kaybının sistem performansına etkisi

Buharlaştırıcı Basınç Kaybı (kPa)	Soğutma Etkenlik Katsayısı	İkinci Kanun verimi	Toplam Ekserji Kaybı (kW)	Toplam Kompresör İşi (kW)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı (kW)
0	2,5617	0,4763	118,8566	226,9612	805,1092
10	2,4947	0,4639	124,9540	233,0586	811,2067
20	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
30	2,3582	0,4385	138,4362	246,5408	824,6888
40	2,2866	0,4252	146,1597	254,2643	832,4123

Çizelge.6.4 Buharlaştırıcıda sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi

Buharlaştırıcı Basınç Kaybı (kPa)	Soğutma Etkenlik Katsayısı Değişimi (%)	İkinci Kanun Verimi Değişimi (%)	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi (%)	Toplam Kompresör İşi Değişimi (%)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı Değişimi (%)
0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
10	97,38	97,39	105,13	102,69	100,76
20	94,79	94,80	110,49	105,49	101,55
30	92,06	92,06	116,47	108,63	102,43
40	89,26	89,26	122,97	112,03	103,39

Buharlaştırıcı  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  'deki soğuk odadan ısı çekmektedir. Bu durumda; Çizelge.6.3 ve Çizelge.6.4. 'de görüldüğü gibi, soğutma makinasının buharlaştırıcısında sürtünme dolayısıyla oluşan basınç kaybı arttıkça, sistemin soğutma etkenlik katsayısı ve ikinci kanun verimleri eşit oranlarda düşer. Ayrıca buharlaştırıcıdaki tersinmezlik artışı sistemin toplam kullanılabilir enerji kaybını arttırırken, toplam kompresör işini ve yoğuşturuculardan atılan ısı miktarlarını arttırır. Buharlaştırıcıda sürtünme nedeniyle oluşan kullanılabilir enerji kaybının yanısıra, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi nedeniyle oluşan fazladan bir kullanılabilir enerji kaybı olmaktadır.



Şekil.6.2 Sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi olması durumunda buharlaştırıcı basınç kaybı ile sistem in performans değişimi

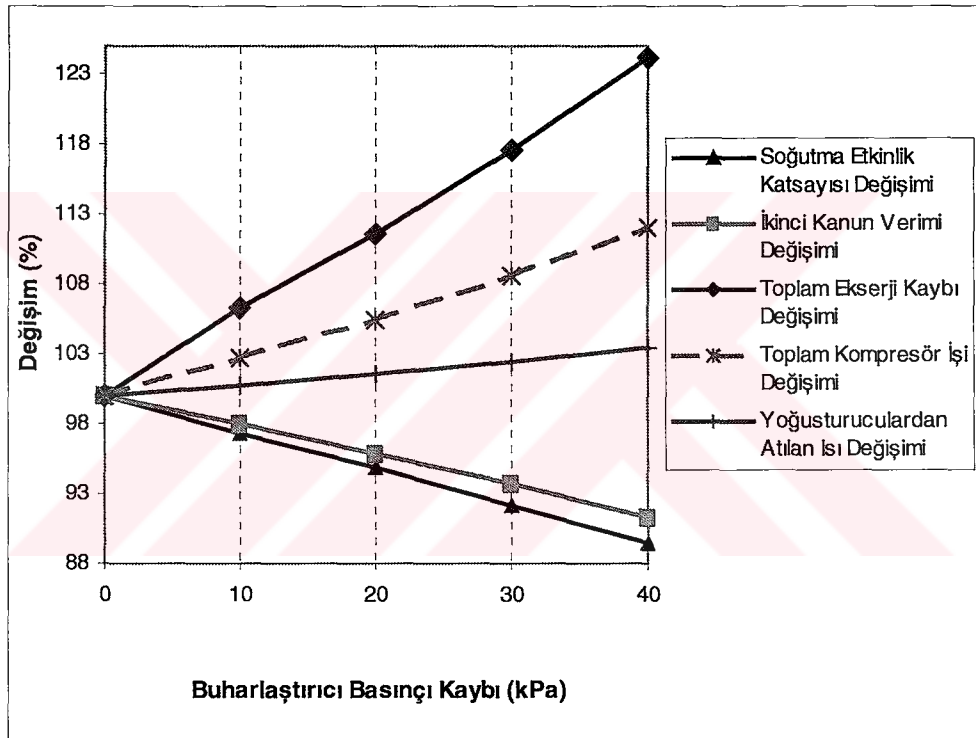
Şayet, buharlaştırıcıdaki ısı geçişi sonsuz küçük sıcaklık farkında olsaydı, yani soğuk odanın sıcaklığı buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkanın sıcaklığına eşit olsaydı, o zaman buharlaştırıcıda sadece sürtünmeden kaynaklanan kullanılabilir enerji kaybı olacaktır. Dolayısıyla sistemin toplam kullanılabilir enerji kaybı daha az olacaktır. Böyle bir durumda Çizelge.6.3, Çizelge.6.4 ve Şekil.6.2 yerine Çizelge.6.5, Çizelge.6.6 ve Şekil.6.3 geçerli olur.

Çizelge.6.5 Buharlaştırıcıda sonsuz küçük sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda basınç kaybının sistem performansına etkisi

Buharlaştırıcı Basınç Kaybı (kPa)	Soğutma Etkinlik Katsayısı	İkinci Kanun verimi	Toplam Ekserji Kaybı (kW)	Toplam Kompresör İş (kW)	Yoğusturuculardan Atılan Isı Toplamı (kW)
0	2,56	0,53	107,32	226,96	805,11
10	2,49	0,51	114,10	233,06	811,21
20	2,43	0,50	119,78	239,43	817,58
30	2,36	0,49	126,20	246,54	824,69
40	2,29	0,48	133,23	254,26	832,41

Çizelge.6.6 Buharlaştırıcıda sonsuz küçük sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi

Buharlaştırıcı Basınç Kaybı (kPa)	Soğutma Etkenlik Katsayısı Değişimi (%)	İkinci Kanun Verimi Değişimi (%)	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi (%)	Toplam Kompresör İşi Değişimi (%)	Yoğusturuculardan Atılan Isı Toplamı Değişimi (%)
0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
10	97,38	96,82	106,32	102,69	100,76
20	94,79	94,79	111,62	105,49	101,55
30	92,06	92,58	117,60	108,63	102,43
40	89,26	90,29	124,15	112,03	103,39



Şekil.6.3 Buharlaştırıcıda sonsuz küçük sıcaklık farkında ısı geçişi durumunda buharlaştırıcı basınç kaybı ile sistem performansı ilişkisi

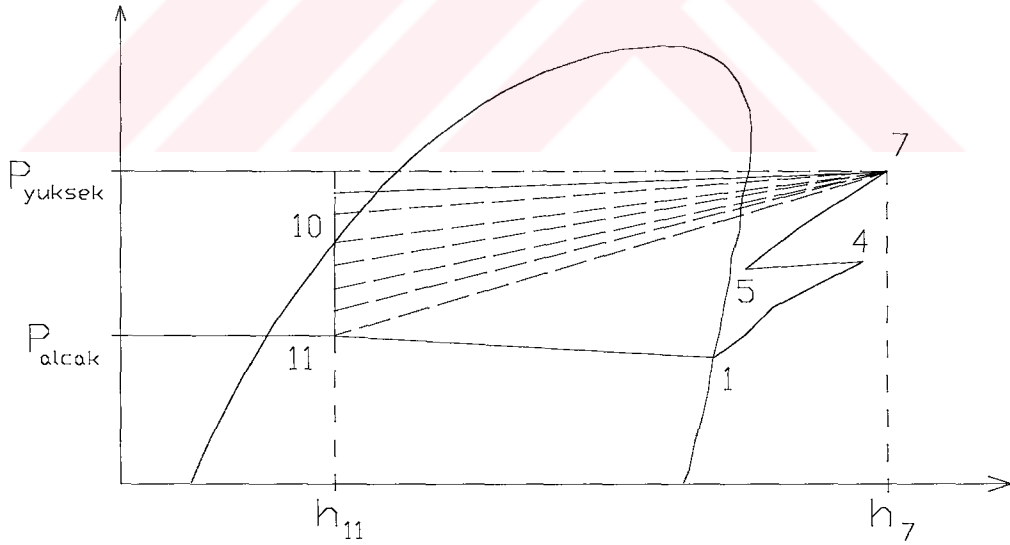
Şekil.6.3 'deki grafikte ikinci kanun verimindeki azalma oranının soğutma etkinlik katsayısındaki azalma oranından daha düşük olmasının nedeni şudur: sistemin soğutma kapasitesinin sabit tutulması durumunda (500000 kcal/h), buharlaştırıcıdaki basınç kaybı arttıkça, buharlaştırıcıdan çıkan kızgın buharın sıcaklığı düşecektir. Bu da buharlaştırıcının ortalama sıcaklığını düşürecek ve sonsuz küçük sıcaklık farkında soğuk odaya verilen kullanılabilir enerji oranını arttıracaktır. Bu durumda ikinci kanun verimindeki azalma soğutma etkinlik katsayısındaki azalma gibi şiddetli olmayacaktır.

## 6.2 Yoğuşturucuda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi

Çizelge.6.7 Yoğuşturucuda basınç kaybının sistem performansına etkisi

Yoğuşturucu Basınç Kaybı (kPa)	Soğutma Etkenlik Katsayısı	İkinci Kanun verimi	Toplam Ekserji Kaybı (kW)	Toplam Kompresör İşi (kW)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı (kW)
0	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
10	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
20	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
30	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
40	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751

Çizelge.6.7 'de ise 2. yoğuşturucuda sürtünme nedeniyle oluşan basınç düşüşünün sistem performansını etkilemediği görülmektedir. Hatta sistemin toplam kullanılabilir enerjisi bile sabit kalmaktadır. Ama aslında, basınç düşüşü nedeniyle yoğuşturucudaki kullanılabilir enerji kaybı artmakta, buna karşılık genişleme valfine giren ve çıkan akışkanın basınçları arasındaki fark azalacağından genişleme valfindeki kullanılabilir enerji kaybı azalmaktadır. Çizelge.6.7 'de de görüldüğü gibi kayıp kullanılabilir enerji miktarındaki bu artış ve azalma birbirine eşit olup, birbirini dengelemektedir.



Şekil.6.4 Yoğuşturucudaki basınç düşüşünün performans üzerindeki etkisi

Yoğuşturucudaki basınç düşüşünün sistem performansını etkileyebilmesi için genişleme valfi girişindeki (Şekil.6.1 ve Şekil.6.4 'de 10 noktası) akışkanın entalpisini değiştirmesi gerekir. Ancak Şekil.6.4 'den de görüleceği gibi, yoğuşturucuya giren akışkanın entalpisi ve yoğuşturucudan atılan ısı miktarı sabit olduğu sürece yoğuşturucu çıkışındaki entalpi de sabittir. Böylece 10 noktasındaki entalpiyi değiştirebilecek tek bölümün yoğuşturucu ile

genleşme valfi arasındaki sıvı borusu olduğu görülür. Bu boru dışarıdan ısı alırsa 10 noktasındaki entalpi artar dolayısıyla sistemin performansı azalır, dışarıya ısı verirse 10 noktasındaki entalpi azalır dolayısıyla sistemin performansı artar. Eğer bu borunun çevreyle ısı alış-verişi önlenirse, 10 noktasındaki akışkan entalpisi basınç düşüşünden etkilenmeyecektir. Buradan şu sonuç çıkarılabilir; kompresör çıkışı ile genleşme valfi arasındaki net ısı alış-verişi miktarı basınç kaybından etkilenmeyecek biçimde sabit tutulabilirse, bu bölümdeki basınç kaybının sistem performansı üzerinde herhangi bir etkisi olmaz. (Şekil.6.4 'de 7 ile 10 noktaları arası). Hatta teorik olarak kompresör ile yoğuşturucu ve yoğuşturucu ile genleşme valfi arasındaki borularda ısı alış verişi tamamen engellenebilirse yeterli uzunlukta boru kullanarak basıncı, genleşme valfi olmadan buharlaşma basıncına düşürmek mümkün olabilir. (Şekil.6.4 'de 7-11 teorik hal değişimi doğrusu).

### 6.3 Emiş Borusunda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi

Çizelge.6.8 Emiş Borusunda basınç kaybının sistem performansına etkisi

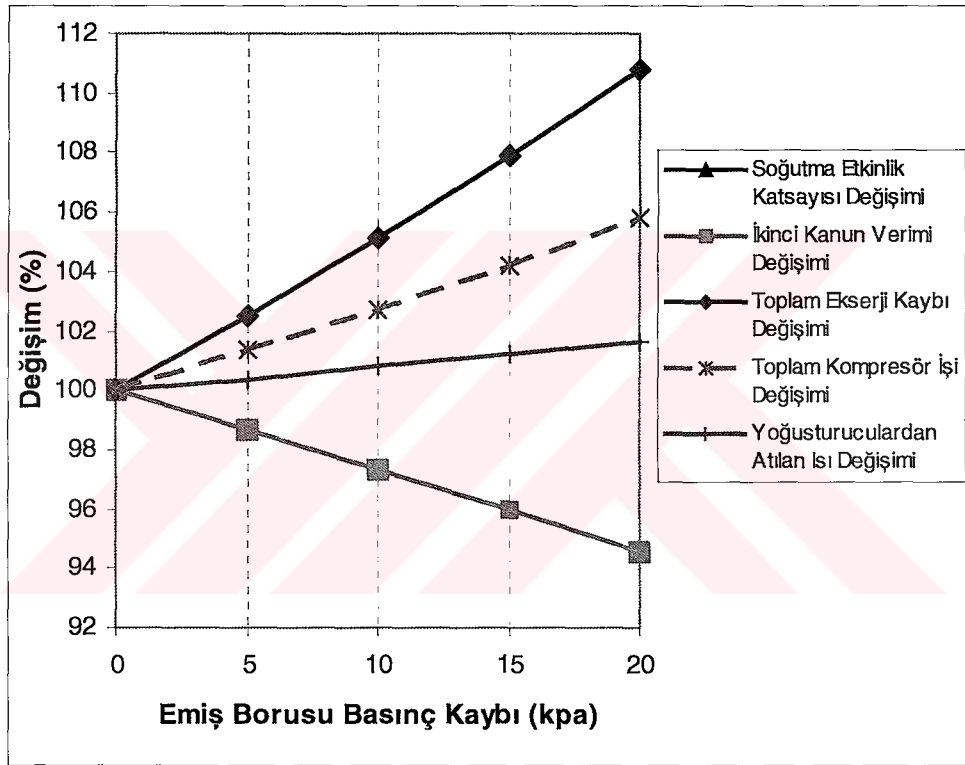
Emiş Borusu Basınç Kaybı (kPa)	Soğutma Etkenlik Katsayısı	İkinci Kanun verimi	Toplam Ekserji Kaybı (kW)	Toplam Kompresör İşi (kW)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı (kW)
0	2,4947	0,4639	124,9540	233,0586	811,2067
5	2,4617	0,4577	128,0705	236,1751	814,3231
10	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
15	2,3938	0,4451	134,7777	242,8823	821,0303
20	2,3582	0,4385	138,4362	246,5408	824,6888

Çizelge.6.9 Emiş Borusunda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi

Emiş Borusu Basınç Kaybı (kPa)	Soğutma Etkenlik Katsayısı Değişimi (%)	İkinci Kanun Verimi Değişimi (%)	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi (%)	Toplam Kompresör İşi Değişimi (%)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı Değişimi (%)
0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
5	98,68	98,68	102,49	101,34	100,38
10	97,34	97,34	105,10	102,73	100,79
15	95,95	95,96	107,86	104,22	101,21
20	94,53	94,53	110,79	105,78	101,66

Çizelge.6.8 ve Çizelge.6.9' a göre; buharlaştırıcıda olduğu gibi emiş borusundaki basınç kaybı da sistemin verimini olumsuz etkilemektedir. Emiş borusu çok iyi yalıtılmış ve

çevresiyle olan ısı alış-verişi tamamen engellenmiş olsa bile bu borudaki basınç kaybı, kompresöre giren akışkanın basıncını düşüreceğinden dolayı kompresör işini artırır. Bu da soğutma makinasının soğutma etkinlik katsayısını ve ikinci kanun verimini azaltacağından dolayı performansını olumsuz yönde etkiler. Şekil.6.5 'de emiş borusundaki basınç kaybının sistem performansı üzerindeki etkisi grafiksel olarak gösterilmiştir. Emiş borusundaki (ve buharlaştırıcıdaki) basınç düşümünün mümkün olduğunca az olmasını sağlamak için buharlaştırıcı ve emiş borusu seçimleri dikkatli yapılmalıdır. Emiş borusu üzerinde mümkün olduğunca az sayıda vana, fittings ve armatür bulundurulmalıdır ve boru uzunluğu minimum tutulmalıdır.



Şekil.6.5 Emiş borusundaki ısı kaybının sistem performansı üzerindeki etkisi

#### 6.4 Ara Soğutucuda Sürtünme Nedeniyle Basınç Kaybının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi

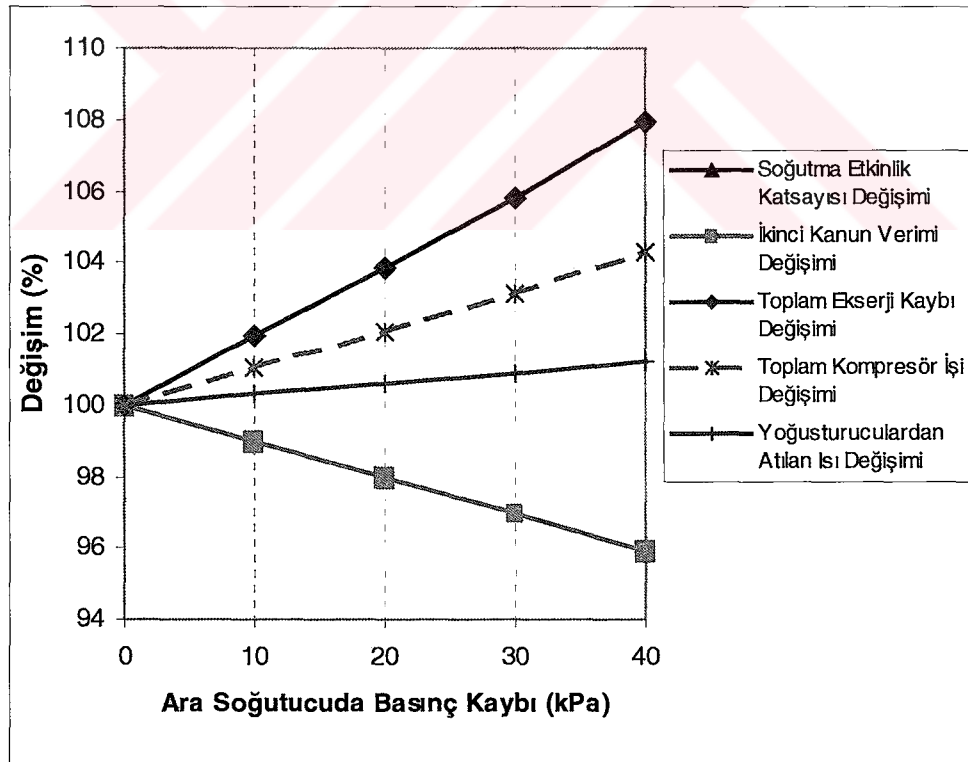
Çizelge.6.10 Ara soğutucuda basınç kaybının sistem performansına etkisi

Ara Soğutucu Basınç Kaybı (kPa)	Soğutma Etkinlik Katsayısı	İkinci Kanun verimi	Toplam Ekserji Kaybı (kW)	Toplam Kompresör İşi (kW)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı (kW)
0	2,4788	0,4609	126,4445	234,5491	812,6971
10	2,4533	0,4562	128,8835	236,9881	815,1361
20	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
30	2,4038	0,4470	133,7615	241,8661	820,0141
40	2,3772	0,4420	136,4715	244,5761	822,7241

Çizelge.6.11 Emiş Borusunda basınç kaybının sistem performansına oransal etkisi

Ara Soğutucu Basınç Kaybı (kPa)	Soğutma Etkenlik Katsayısı Değişimi (%)	İkinci Kanun Verimi Değişimi (%)	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi (%)	Toplam Kompresör İş Değişimi (%)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı Değişimi (%)
0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
10	98,97	98,97	101,93	101,04	100,30
20	97,96	97,96	103,86	102,08	100,60
30	96,97	96,98	105,79	103,12	100,90
40	95,90	95,90	107,93	104,27	101,23

Ara soğutucu, 2 numaralı kompresörden önce yer aldığı için bu elemandaki basınç kaybı 2. kompresöre giren akışkanın basıncını düşüreceği için, akışkanı yoğuşma basıncına çıkarabilmek için 2. kompresöre verilen iş miktarını artırır. Bu da sistemin soğutma etkenlik katsayısını ve ikinci kanun verimini azaltır (Çizelge.6.10 ve Çizelge.6.11). Şekil.6.6 'de ara soğutucudaki basınç kaybının sistem performansı üzerindeki etkisi grafiksel olarak gösterilmiştir.



Şekil.6.6 Ara soğutucudaki basınç kaybının sistem performansına etkisi

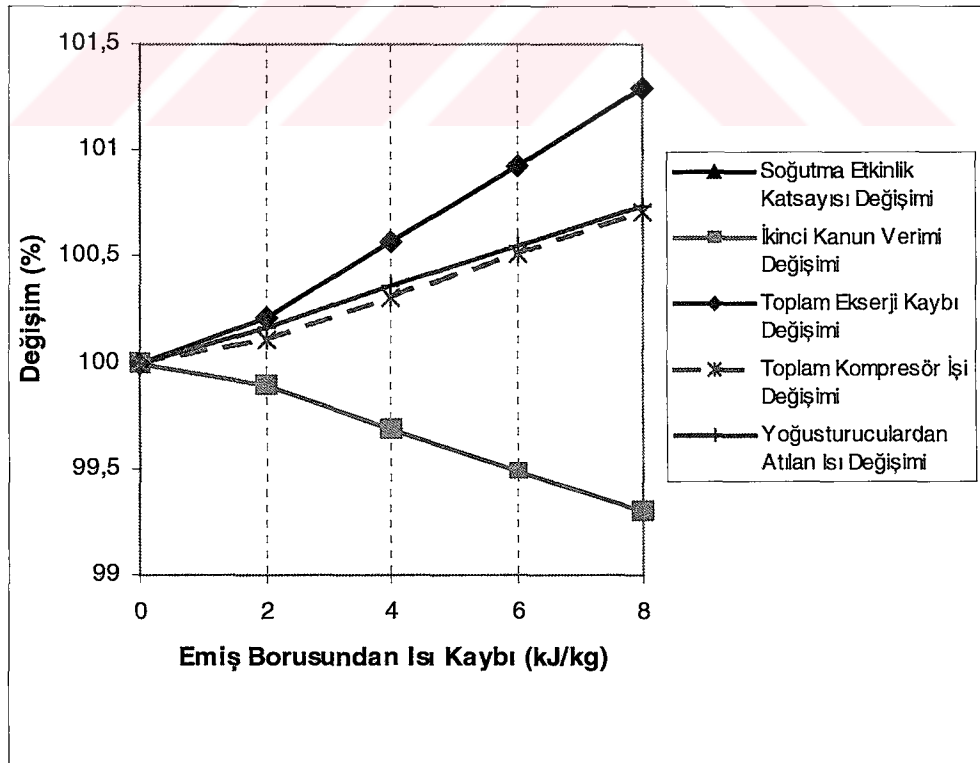
## 6.5 Emiş Borusunda evreden Olan Isı Kazancının Sistem Performansı zerindeki Etkisi:

Çizelge.6.12 Emiş borusunda ısı kazancının sistem performansına etkisi

Emiş Borusu Isı Kazancı (kJ/kg)	Soğutma Etkenlik Katsayısı	İkinci Kanun verimi	Toplam Ekserji Kaybı (kW)	Toplam Kompresör İşi (kW)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı (kW)
0	2,4310	0,4520	131,0515	239,1561	816,2201
2	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
4	2,4235	0,4506	131,7968	239,9013	819,1334
6	2,4187	0,4497	132,2710	240,3756	820,6916
8	2,4140	0,4488	132,7453	240,8498	822,2498

Çizelge.6.13 Emiş borusunda ısı kazancının sistem performansına oransal etkisi

Emiş Borusu Isı Kazancı (kJ/kg)	Soğutma Etkenlik Katsayısı Değışimi (%)	İkinci Kanun Verimi Değışimi (%)	Toplam Ekserji Kaybı Değışimi (%)	Toplam Kompresör İşi Değışimi (%)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı Değışimi (%)
0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
2	99,89	99,89	100,21	100,11	100,17
4	99,69	99,69	100,57	100,31	100,36
6	99,49	99,50	100,93	100,51	100,55
8	99,30	99,30	101,29	100,71	100,74



Şekil.6.7 Emiş borusundan olan ısı kaybının sistem performansına etkisi

Emiş borusunda çevreden olan ısı kazancı 1 numaralı kompresöre giren akışkanın entalpisini ve entropisini artırır. Bu da kompresör işini ve kompresörden çıkan akışkanın entalpisini artırır. Kompresörden çıkan akışkanın entalpisi artmış olduğundan, 2. kompresöre giren akışkanın şartlarını sabit tutmak için ara soğutucudan daha fazla ısı atılır. Böylece sistemin kompresör işi ve kullanılabilir enerji kaybı artar, dolayısıyla soğutma etkinlik katsayısı ve ikinci kanun verimi azalır. (Çizelge.6.12 ve Çizelge.6.13). Şekil.6.7 'de emiş borusundan çevreye olan ısı kaybının sistem performansı üzerindeki etkisi grafiksel olarak gösterilmiştir.

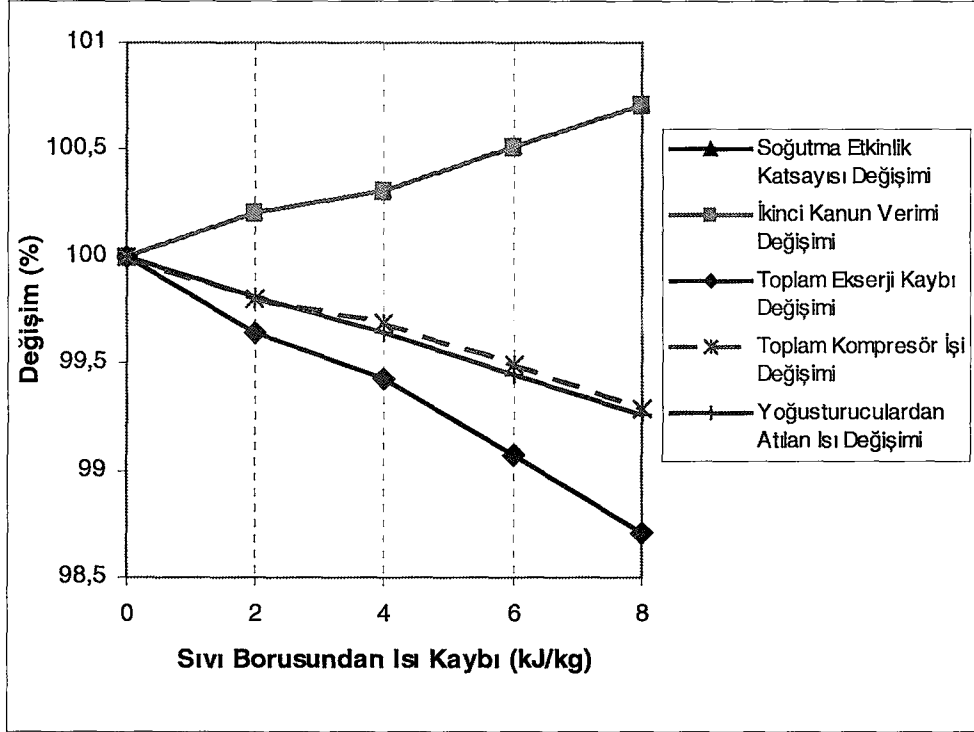
### 6.6 Sıvı Borusundan Çevreye Olan Isı Kaybının Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi:

Çizelge.6.14 Sıvı borusundan ısı kaybının sistem performansına etkisi

Sıvı Borusu Isı Kaybı (kJ/kg)	Soğutma Etkinlik Katsayısı	İkinci Kanun verimi	Toplam Ekserji Kaybı (kW)	Toplam Kompresör İşİ (kW)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı (kW)
0	2,4235	0,4506	131,7970	239,9016	819,1336
2	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
4	2,4310	0,4520	131,0517	239,1563	816,2203
6	2,4359	0,4529	130,5775	238,6821	814,6621
8	2,4407	0,4538	130,1032	238,2078	813,1038

Çizelge.6.15 Sıvı borusundan ısı kaybının sistem performansına oransal etkisi

Sıvı Borusu Isı Kaybı (kJ/kg)	Soğutma Etkinlik Katsayısı Değişimi (%)	İkinci Kanun Verimi Değişimi (%)	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi (%)	Toplam Kompresör İşİ Değişimi (%)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı Değişimi (%)
0	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
2	100,20	100,20	99,64	99,80	99,81
4	100,31	100,32	99,43	99,69	99,64
6	100,51	100,52	99,07	99,49	99,45
8	100,71	100,72	98,71	99,29	99,26



Şekil.6.8 Sıvı borusundan çevreye olan ısı kaybının sistem performansına etkisi

Burada incelenen sistem dizaynında, sıvı borusunda akan akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığından daha yüksek olduğu için sıvı borusundan çevreye ısı kaybı olabilir. Sıvı borusundan olan ısı kaybı kısılma valfine giren akışkanın entalpisini düşürür. Kısılma vanasında sabit entalpide kısılma gerçekleştiğinden kısılma valfinden çıkan ıslak buharın buhar/sıvı oranı ve entropisi düşük olacaktır. Bu da kompresör işini azaltacak ve sistemin verimini arttıracaktır. Çizelge.6.14 ve Çizelge.6.15 'de görüldüğü gibi sıvı borusundan çevreye olan ısı kaybı arttıkça sistemin performansı artacaktır. Çizelge.6.15 'de ikinci kanun veriminin artış oranının soğutma etkinlik katsayısının artış oranından daha yüksek olmasının nedeni şudur: sistemin soğutma kapasitesinin sabit tutulması durumunda (500000 kcal/h), sıvı borusundan çevreye atılan ısı arttıkça buharlaştırıcıdan çıkan kızgın buharın sıcaklığı düşecektir. Bu da buharlaştırıcının ortalama sıcaklığını düşürecek ve soğuk odaya verilen kullanılabilir enerji oranını arttıracaktır. Bu nedenle ikinci kanun verimindeki artış soğutma etkinlik katsayısındaki artıştan daha yüksek oranda olmaktadır. (Çizelge.6.14 ve Çizelge.6.15). Şekil.6.8 'de sıvı borusundan çevreye olan ısı kaybının sistem performansı üzerindeki etkisi grafiksel olarak gösterilmiştir.

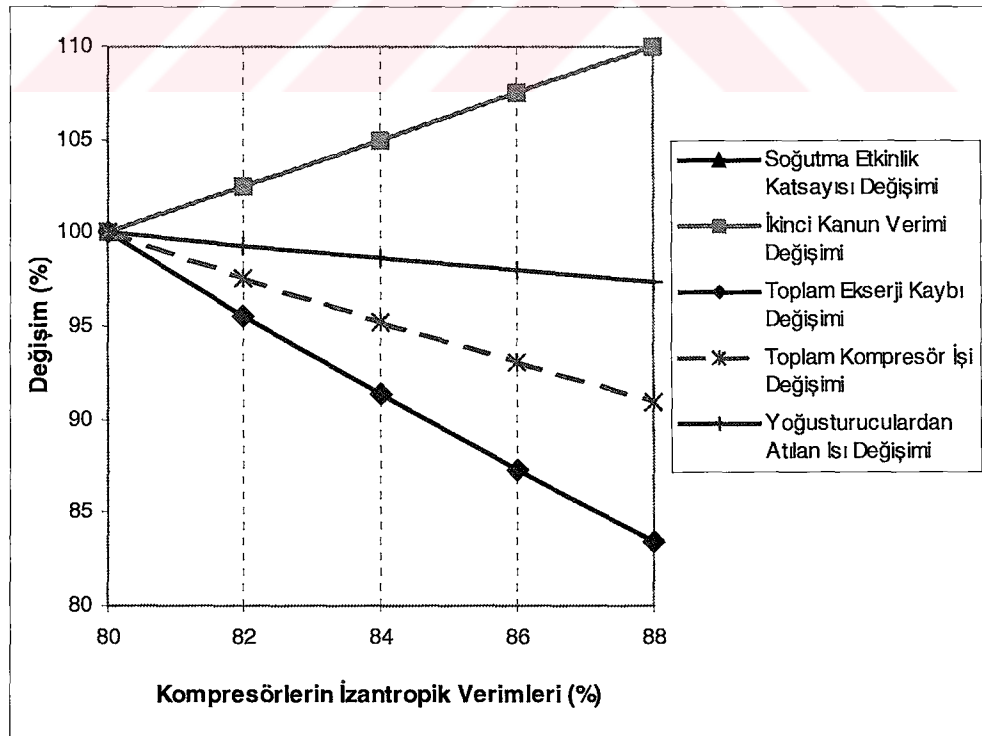
### 6.7 Kompresörlerin İzantropik Verimlerinin Sistem Performansı Üzerindeki Etkisi:

Çizelge.6.16 Kompresörlerin izantropik verimlerdeki değişimin sistem performansına etkisi

Kompresörlerin İzantropik Verimleri	Soğutma Etkenlik Katsayısı	İkinci Kanun Verimi	Toplam Ekserji Kaybı (kW)	Toplam Kompresör İşİ (kW)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Toplamı (kW)
80	2,4283	0,4515	131,3225	239,4271	817,5751
82	2,4890	0,4628	125,4828	233,5874	811,7354
84	2,5497	0,4741	119,9212	228,0258	806,1738
86	2,6104	0,4854	114,6183	222,7229	800,8709
88	2,6711	0,4967	109,5564	217,6610	795,8090

Çizelge.6.17 Kompresörlerin izantropik verimlerdeki değişimin sistem performansına oransal etkisi

Kompresörlerin İzantropik Verimleri	Soğutma Etkenlik Katsayısı Değişimi (%)	İkinci Kanun Verimi Değişimi (%)	Toplam Ekserji Kaybı Değişimi (%)	Toplam Kompresör İşİ Değişimi (%)	Yoğuşturuculardan Atılan Isı Değişimi (%)
80	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
82	102,50	102,50	95,55	97,56	99,29
84	105,00	105,00	91,32	95,24	98,61
86	107,50	107,50	87,28	93,02	97,96
88	110,00	110,00	83,43	90,91	97,34



Şekil.6.8 Kompresörlerin izantropik verimlerinin sistem performansına oransal etkisi

Bu çalışmada incelenen soğutma sistemi iki kademeli sıkıştırmalı olup sistemde iki adet kompresör bulunmaktadır. Her iki kompresörün izantropik verimleri dizayn değeri olarak %80 seçilmiştir. Ancak, Çizelge.6.2 'de görüldüğü gibi sistemde en büyük tersinmezlik kaynaklarından biri de kompresörlerdir. Kompresörlerdeki tersinmezliği yani ekserji kaybını azaltmak için yapılması gereken işlem kompresörlerin izantropik verimlerinin artırılmasıdır. Kompresörlerin izantropik verimlerinin sistem performansını ne ölçüde etkileyebileceği Çizelge.6.16 ve Çizelge.6.17 ile Şekil.6.8 'de gösterilmiştir. Bu çizelge ve tablolarda da görüldüğü üzere kompresörlerin izantropik verimleri %80 'den %88 'e çıkarıldığında, kompresörlerin toplam işi Yaklaşık %9 azalmakta ve sistemin soğutma etkinlik katsayısı %10 artmaktadır. Dolayısıyla kompresörlerin izantropik verimlerini arttırmak için yapılacak her türlü işlem sistem performansında bir iyileşme sağlayacaktır. Kompresörlerin izantropik verimleri, kompresörlerin dizaynına, üretimi sırasında gösterilen hassasiyete, kullanılan teknolojiye bağlıdır. Dolayısıyla kompresör dizaynı ve üretimi sırasında izantropik verimin yükseltilmesi için özel çaba gösterilmelidir.

## 7. SONUÇLAR

Yapılan bu çalışmada iki kademeli buhar sıkıştırımlı gerçek bir soğutma sistemindeki tersinmezliklerin sistem performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan amonyaktır.

Sistemdeki tersinmezliklerin kaynağı akış sürtünmesi ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçiştir. Sistemde soğutucu akışkanın dolaştığı borularda, yoğuşturucuda ve buharlaştırıcıda sürtünme nedeniyle basınç düşüşü vardır. Ayrıca yoğuşturucuda ve buharlaştırıcıda sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi vardır.

Bu çalışmanın en önemli sonucu; sistemde yüksek basınç kompresörü ile genişleme valfi arasındaki elemanlarda akış sürtünmesi dolayısıyla oluşacak basınç kaybı sistem performansını etkilememektr, ancak, sistemin alçak basınç tarafındaki (genişleme valfi ile alçak basınç kompresörü arası) elemanlarda akış sürtünmesi nedeniyle oluşacak basınç kaybı ise sistem performansını olumsuz etkilemektedir. Dolayısıyla sistemin alçak basınç tarafında sürtünme nedeniyle oluşabilecek basınç kayıplarını azaltmak için buharlaştırıcı dizaynına, boru çapı ve malzemesi seçimine ve boru hattında kullanılacak armatürlerin sayısına özen gösterilmelidir.

İncelenen sistemde, buharlaştırıcıdaki basınç kaybı, kompresörlerin izantropik verimlerindeki azalma, ve emiş borusundaki basınç kaybı ve ısı kazancının sistem performansını önemli ölçüde azalttığı görülmektedir. Buharlaştırıcıdaki basınç kaybı sıfırdan 20 kPa 'a çıktığında sistemin soğutma etkinlik katsayısı yaklaşık %5,5 oranında azalmakta, kompresörlerin tüketeceği toplam iş miktarı ise yaklaşık %5,5 oranında artmaktadır. Aynı şekilde, emiş borusundaki basınç kaybı sıfırdan 20 kPa 'a çıktığında sistemin soğutma etkinlik katsayısı yaklaşık %5,5 oranında azalmakta, kompresörlerin tüketeceği toplam iş miktarı ise yaklaşık %5,5 oranında artmaktadır. Bu nedenle, özellikle buharlaştırıcı ve emiş borusunda basınç kaybını azaltacak düzenlemeler yapılmalı ve malzeme seçimine dikkat edilmelidir.

Kompresörlerin izantropik verimlerinde bir artış yaratıldığında ise sistemin performansı iyileşmektedir. Kompresörlerin izantropik verimleri %80 'den %88 'e yükseltildiğinde, sistemin soğutma etkinlik katsayısı yaklaşık %10 oranında artmakta, kompresörlerin tüketeceği toplam iş miktarı ise yaklaşık %9 oranında azaltılmaktadır. Kompresörlerin izantropik verimleri, kompresörlerin dizaynına, üretimi sırasında gösterilen hassasiyete,

kullanılan teknolojiye bağılıdır. Dolayısıyla kompresör dizaynı ve üretimi sırasında izantropik verimin yükseltilmesi için çaba gösterilmelidir.

Diğer bir önemli sonuç ise; çevreden sisteme olan ısı geçişi daima sistem performansını olumsuz etkilemektedir. Eğer soğutma sistemi atık ısını çevreye atıyorsa çevreden sisteme ısı geçişi ancak alçak basınç tarafında gerçekleşebilir. Böyle bir durumda, sistem performansını en olumsuz etkileyebilecek taraf alçak basınç tarafıdır. Genleşme valfi buharlaştırıcının hemen girişine yerleştirilirse en riskli elemanlar buharlaştırıcı ile kompresör-buharlaştırıcı arasındaki emiş borusudur. Buharlaştırıcı soğuk oda içerisine yerleştirildiğinden çevreyle ısı alış-verişi yapması imkansızdır. Böylece çevreden ısı kazancı açısından en riskli kesimin emiş borusu olduğu görülür. Emiş borusuna çevreden olan her 1 kJ/kg 'lık ısı kazancı soğutma etkinlik katsayısında yaklaşık %0.1 oranında bir azalma, kompresörlerin tükettiği toplam iş miktarında ise yaklaşık %0,1 oranında bir artma yaratmaktadır. Bu nedenle emiş borusunda çok iyi bir ısı yalıtımı uygulaması yapılması gerekir.

Yoğuşturucu ile genleşme valfi arasında yer alan sıvı borusundan çevreye olacak ısı kaybı ise sistem performansını olumlu yönde etkileyeceği görülmektedir.

Bu çalışmanın sonucunda soğutma sistemlerinde performans açısından en riskli boru kesiminin emiş borusu olduğu görülmektedir. Emiş borusunda çevreden ısı kazancı ve basınç kaybını azaltacak her türlü önlem sistem performansını arttıracaktır. Dolayısıyla, Emiş borusu üzerinde mümkün olduğunca az sayıda vana, fittings ve armatür bulundurulmalıdır, boru uzunluğu minimum tutularak çok iyi bir ısı yalıtımı yapılmalıdır..

## KAYNAKLAR

- Ashrae Fundamentals, (1996), Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri, (Çev., O., Genceli), Teknik Yayıncılık, İstanbul.
- Bejan, A., (1996), Entropy Generation Minimization, CRC Press, Boca Raton.
- Bejan, A., (1997), Advanced Engineering Thermodynamics: Second Edition, John Wiley & Sons, New York.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M. J., (1996), Thermal Design and Optimization, John Wiley and Sons, New York.
- Boehm, R. F., (1992), Thermodynamic and Design Analysis and Improvement of Energy Systems, ASME Publications, New York.
- Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, (Çev., T., Derbentli), McGraw-Hill, Literatür, İstanbul.
- Ertaş, K., (1998), Birleşik Isı-Güç Santrallerinde Termodinamiğin İkinci Kanunu Analizi, İTÜ Lisans Bitirme Çalışması,(yayınlanmamış).
- Gagiolli, R., (1980), Second Law Analysis, American Chemical Society Publications, Washington.
- Haywood, R. W., (1991), Analysis of Engineering Cycles, Pergamon, Oxford.
- Horsley, M., (1993), Engineering Thermodynamics, Chapman & Hall, London.
- Hsieh, J. S., (1993), Engineering Thermodynamics, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.
- Iynkaran, K., ve Tandy, D. J., (1993), Basic Thermodynamics Applications and Pollution Control, Prentice Hall, Singapore.
- Karakaş, A., Eğrican, N. ve Uygur, S., (1990), " Second-Law Analysis of Solar Absorption-Colling Cycles Using Lithium Bromide/Water and Ammonia/Water As Working Fluids", Applied Energy, 37: 169-187.
- Keenan, J. H. ve Hatsopoulos, (1965), Principles of Thermodynamics, John Wiley and Sons, New York.
- Li, K. W., (1996), Applied Thermodynamics; Availability Method and Energy Conversion, Taylor & Francis, North Dakota, Fargo.
- Look, C. D. ve Saurer, H. J., (1988), Engineering Thermodynamics, VNR International.
- McGovern, J. A., (1996), The Essence of Engineering Thermodynamics, Prentice Hall, London.
- Moran, M. J. ve Sciubba, E., (1994), "Exergy Analysis: Principles and Practice", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 116: 285-290.
- Moran, M. J., ve Shapiro, H. N., (1993), Fundamentals of Engineering Thermodynamics, John Wiley and Sons, New York.
- Nikolaidis, C. ve Probert, D., (1998), "Exergy Method Analysis of A Two Stage Vapor Compression Refrigeration Plants Performance", Applied Energy, 60: 241-256.

TC YÜSEK ÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMAN YÖN MERKEZİ

Onbaşıoğlu, S. ve Karakaş, A., (2001), "Availability Analysis of A Geothermal Driven Absorption Cooling System", ECOS'01, 4-6 Temmuz 2001, İstanbul.

Özko1, N., (1985), Uygulamalı Soğutma Tekniđi, MMO Yayınları, İstanbul.

Öztürk, A. ve Kılıç, A., (1998), Çözümlü Problemlerle Termodinamik, Çađlayan Kitabevi, İstanbul.

Öztürk, A. ve Yavuz, H., (1994), "Soğutma Çevrimlerinde İkinci Kanun Analizi", 3. Soğutma ve İklimlendirme Kongresi, Mayıs 1994, Ç.Ü., Adana.

Russel, L. D. ve Adebıyi, G. A., (1993), Classical Thermodynamics, Sauders College Publications, Fort Worth.

Saad, M. A., (1997), Thermodynamics Principles and Practice, Prentice Hall, New Jersey.

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



## ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 28.03.1976

Doğum yeri İskenderun

Lise 1990-1993 İskenderun Lisesi

Lisans 1993-1998 İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fak.  
Makina Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2000-2002 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

## Çalıştığı kurum(lar)

1997-1998 İTÜ Makina Fakültesi Hidromekanik Laboratuvarı  
1999-Devam ediyor Isı, Ses, Su İzolasyoncuları Derneği (İZODER)

