

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

**BİR İÇECEK FABRİKASININ SOĞUTMA SİSTEMİNİN KÜTLE, ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZLERİNİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ**

ÜMİT ÜNAL

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

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. HAKAN DEMİR**

İSTANBUL, 2013

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR İÇECEK FABRİKASININ SOĞUTMA SİSTEMİNİN KÜTLE, ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZLERİNİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ

Ümit ÜNAL tarafından hazırlanan tez çalışması 16.07.2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

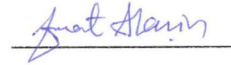
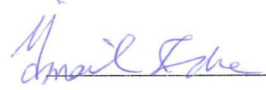
Doç. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN
Yıldız Teknik Üniversitesi



ÖNSÖZ

Bu çalışmada, bir içecek fabrikasının soğutma sisteminin kütle, enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Öncelikle, bu çalışmayı tamamlayarak lisans dönemimde tanışmış olduğum ve çok sevdiğim ekserji kavramı ile ilgili yüksek lisans tezi yapma hayalimi gerçekleştirmiş bulunuyorum. Bu çalışma ile bir hayalimi gerçekleştirmenin yanı sıra birçok yönden de kendimi geliştirdiğime inanıyorum.

Yüksek Lisans Bitirme Tez'imın hazırlanması sürecinde yardımlarını benden hiç bir zaman esirgemeyen başta tez danışmanım Doç. Dr. Hakan DEMİR' e ve ardından Arş. Gör. Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR' e, içecek fabrikasındaki yetkililere ve hayatım boyunca desteklerini arkamda hissettiğim aileme ve arkadaşlarıma büyük bir teşekkürü borç bilirim.

Haziran, 2013

Ümit ÜNAL

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
ÖZET.....	xiii
ABSTRACT	xv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı.....	6
1.3 Hipotez	6
BÖLÜM 2	
BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ	8
2.1 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi	8
2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi.....	9
BÖLÜM 3	
ANALİZLER.....	12
3.1 Kütle Analizi	12
3.2 Enerji Analizi	13
3.3 Ekserji (Kullanılabilir Enerji) Analizi.....	15
3.3.1 Tersinir ve Tersinmez Hal Değişimleri	16
3.3.2 Tersinmezlikler.....	17
3.3.3 Entropi	19
3.3.4 Ekserji (Kullanılabilir Enerji).....	22

BÖLÜM 4

İNCELENEN SOĞUTMA SİSTEMİNİN BİLEŞENLERİ VE ÖZELLİKLERİ	27
4.1 Soğutucu Akışkan	28
4.2 Kompresör Bileşeni	29
4.3 Kondenser (Yoğuşturucu)	30
4.4 Evaporatör (Buharlaştırıcı).....	31
4.5 Genleşme Valfi	32
4.6 Pompa.....	33
4.7 Basıncılı Kaplar ve Glikol Tankı.....	34

BÖLÜM 5

UYGULAMA	37
5.1 Kabuller.....	37
5.2 Kompresör Sistemi	37
5.2.1 Kütle Denkliği	38
5.2.2 Enerji Denkliği	38
5.2.3 Ekserji Denkliği.....	38
5.3 Kondenser.....	38
5.3.1 Kütle Denkliği	39
5.3.2 Enerji Denkliği	39
5.3.3 Ekserji Denkliği.....	39
5.4 Evaporatör	39
5.4.1 Kütle Denkliği	39
5.4.2 Enerji Denkliği	40
5.4.3 Ekserji Denkliği.....	40
5.5 Genleşme Valfi	41
5.5.1 Kütle Denkliği.....	41
5.5.2 Enerji Denkliği	42
5.5.3 Ekserji Denkliği	42

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER.....	43
6.1 Sonuçlar	43
6.2 Öneriler.....	66
KAYNAKLAR.....	68

EK-A

SAATLİK HAVA SICAKLIK DEĞERLERİ.....	72
ÖZGEÇMİŞ.....	88

SİMGE LİSTESİ

E	Enerji
Ex	Ekserji
\dot{E}_x	Ekserji debisi
ex	Özgül ekserji
g	Yer çekim ivmesi
h	Özgül entalpi
I	Tersinmezlik miktarı
ln	e tabanındaki logaritma ifadesi
m	Kütle
\dot{m}	Kütlesel debi
P	Basınç
Q	Isı
\dot{Q}	Isı debisi
S	Entropi
\dot{S}	Entropi debisi
s	Özgül entropi
T	Sıcaklık
t	Zaman
U	İç enerji
v	Hız
\dot{W}	İş debisi
z	Yükseklik
v	Özgül hacim
ψ	Ekserji verimliliği
Δ	Son değer ile ilk değer arasındaki fark ifadesi
η	Verim

ALT İNDİSLER

a	Amonyak
AK	Aşırı kızdırma
AS	Aşırı soğutma
C	Carnot
ç	Çıkış
E	Evaporatör
g	Giriş
gs	Glikollü su
H	Heat

j	Kontrol hacmi sınırı
K	Kondenser
k	Kayıp
KH	Kontrol hacmi
L	Low
Q	Isı
R	Refrigeration
s	Sınır
ü	Üretim
W	İş
0	Çevre şartları (ölü hal)

KISALTMA LİSTESİ

KE	Kinetik Enerji
Ör	Örnek
PE	Potansiyel Enerji
Vb	Ve benzeri

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1(a) Bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	9
Şekil 2. 1(b) Bir ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ln(P)-h diyagramı.....	9
Şekil 2. 2(a) Gerçek çalışma koşullarındaki çevrimi açıklamak için noktalarla belirtilmiş bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	11
Şekil 2. 2(b) Gerçek buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminin ln(P)-h diyagramı.....	11
Şekil 3. 1 Analizlerin birbiriyle olan ilişkisi.....	12
Şekil 3. 2 Tek kütle girişi ve tek kütle çıkışının olduğu bir kontrol hacminin temsili resmi.....	13
Şekil 3. 3 Enerjinin korunumunu açıklayan temsili resim.....	14
Şekil 3. 4 İki cisimden oluşan bir sistemde ısı transferi sonucu cisimlerde meydana gelen entropi değişimi.....	21
Şekil 3. 5 Bir prosesin ekserji verimliliğinin kendi ekonomisi ve çevresiyle olan ilişkisinin niteliksel gösterimi	26
Şekil 4. 1 Tesisin şematik gösterimi	27
Şekil 4. 2 Kontrol, ayar ve ölçüm değerleri	28
Şekil 4. 3 Amonyak molekülünün üç boyutlu yapısı	28
Şekil 4. 4 Suyun (sol) ve monoetilen glikolün (sağ) üç boyutlu molekül yapısı.....	29
Şekil 4. 5 Tesiste yer alan altı kompresör bileşeninden birinin arkadan çekilmiş fotoğrafı	29
Şekil 4. 6 Aynı kompresör bileşeninin (Şekil 4.5) yandan çekilmiş fotoğrafı.....	30
Şekil 4. 7 Tesiste yer alan beş kondenserden üçünün yer aldığı fotoğraf	31
Şekil 4. 8 Tesiste yer alan iki evaporatörden birinin çekilmiş fotoğrafı	32
Şekil 4. 9 Tesisteki üç adet genleşme valfinin fotoğrafı	32
Şekil 4. 10 Evaporatörlere giden hattaki pompaların fotoğrafı.....	33
Şekil 4. 11 Tüketime giden hatta yer alan dört pompanın fotoğrafı	33
Şekil 4. 12 Glikol tankının profilden çekilmiş fotoğrafı	34
Şekil 4. 13 Ayırıcı tankın fotoğrafı.....	35
Şekil 4. 14 İki evaporatörün üstünde yer alan ayırıcı tankın fotoğrafı	35
Şekil 4. 15 Sıvı tankının fotoğrafı	36
Şekil 4. 16 Kondenserlerden sıvı tankına giden hattın fotoğrafı.....	36
Şekil 6. 1 İdeal çevrimde toplam ekserji kaybının evaporatör sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$	43

Şekil 6. 2	İdeal çevrimin toplam ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$	44
Şekil 6. 3	İdeal çevrimde COP_R değerlerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$	44
Şekil 6. 4	İdeal çevrimde toplam ekserji kaybının aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi, $T_E=-1^{\circ}\text{C}$ ve $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$	45
Şekil 6. 5	İdeal çevrimde toplam ekserji veriminin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi, $T_E=-1^{\circ}\text{C}$ ve $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$	45
Şekil 6. 6	İdeal çevrimde COP_R değerlerinin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi, $T_E=-1^{\circ}\text{C}$ ve $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$	46
Şekil 6. 7	İdeal çevrimde toplam ekserji kaybının aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$ ve $T_E=-1^{\circ}\text{C}$	47
Şekil 6. 8	İdeal çevrimde toplam ekserji veriminin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$ ve $T_E=-1^{\circ}\text{C}$	47
Şekil 6. 9	İdeal çevrimde COP_R değerlerinin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$ ve $T_E=1^{\circ}\text{C}$	47
Şekil 6. 10	İdeal çevrimde toplam ekserji kaybının kondenser sıcaklığı ile değişimi, $T_E=1^{\circ}\text{C}$	48
Şekil 6. 11	İdeal çevrimde toplam ekserji veriminin kondenser sıcaklığı ile değişimi, $T_E=1^{\circ}\text{C}$	49
Şekil 6. 12	İdeal çevrimde COP_R değerlerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi, $T_E=1^{\circ}\text{C}$	49
Şekil 6. 13	Çevrimin toplam ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi	50
Şekil 6. 14	Çevrimdeki bileşenlerin ekserji kayıplarının soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	51
Şekil 6. 15	Kompresör sistemi 1 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	51
Şekil 6. 16	Kompresör sistemi 2 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	52
Şekil 6. 17	Kompresör sistemi 3 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	52
Şekil 6. 18	Kompresör sistemi 4 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	52
Şekil 6. 19	Kompresör sistemi 5 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	53
Şekil 6. 20	Kompresör sistemi 6 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	53
Şekil 6. 21	Elektrik motoru verim eğrisi	54
Şekil 6. 22	Kompresör sistemi 1 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	54
Şekil 6. 23	Kompresör sistemi 2 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	55
Şekil 6. 24	Kompresör sistemi 3 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	55
Şekil 6. 25	Kompresör sistemi 4 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	55

Şekil 6. 26	Kompresör sistemi 5 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	56
Şekil 6. 27	Kompresör sistemi 6 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	56
Şekil 6. 28	Çevrimin ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	57
Şekil 6. 29	COP_R değerlerinin soğutucu akışkan debisi ile değişimi.....	57
Şekil 6. 30	Çevrimin toplam ekserji kaybının evaporatör sıcaklığı ile değişimi	58
Şekil 6. 31	Çevrimin özgül ekserji kaybının evaporatör sıcaklığı ile değişimi.....	58
Şekil 6. 32	Çevrimin ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi	59
Şekil 6. 33	Genleşme valfi, kondenser ve evaporatörler için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi.....	59
Şekil 6. 34	Kompresör sistemi 1 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi ..	60
Şekil 6. 35	Kompresör sistemi 2 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi ..	60
Şekil 6. 36	Kompresör sistemi 3 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi ..	60
Şekil 6. 37	Kompresör sistemi 4 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi ..	61
Şekil 6. 38	Kompresör sistemi 5 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi ..	61
Şekil 6. 39	Kompresör sistemi 6 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi ..	61
Şekil 6. 40	COP_R değerlerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi	62
Şekil 6. 41	COP_R değerlerinin zaman ile değişimi.....	62
Şekil 6. 42	Çevrimin toplam ekserji kaybının zaman ile değişimi.....	63
Şekil 6. 43	Çevrimde yer alan bileşenlerin ekserji kaybı oranları	64

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1. 1	Literatür özetinde yer alan bazı çalışmaların sonuçları.....	4
Çizelge 4. 1	Soğutma sistemindeki basınçlı kaplar ile glikol tankına ait bazı özellikler	34
Çizelge Ek-A. 1	01.02.2012-28.02.2012 tarihleri arasında Tekirdağ ili Çorlu ilçesi için saatlik hava sıcaklık değerleri	72

BİR İÇECEK FABRİKASININ SOĞUTMA SİSTEMİNİN KÜTLE, ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİNİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ

Ümit ÜNAL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Hakan DEMİR

Enerji kaynaklarının sınırlı olması ve buna bağlı olarak enerji birim fiyatlarının giderek artması, endüstri kuruluşlarını enerjiyi daha verimli bir şekilde kullanmaya itmektedir. Enerjinin verimli bir şekilde kullanılabilmesi için yapılması gerekenlerden biri ise mevcut sistemlerdeki enerji kayıplarının çeşitli optimizasyonlarla mümkün olduğunca düşürülmesidir. Bu amaçla atılacak ilk adım, mevcut sistemlerin termodinamik olarak incelenip durumlarının ortaya konmasıdır.

Literatür incelendiğinde buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri ile ilgili yapılan çalışmaların büyük çoğunluğunun laboratuvar ölçekli olduğu, endüstri ölçekli yapılan çalışma sayısının ise az olduğu görülmüştür. Yapılan çalışmalarda enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Bu uygulamalarla, belirlenmiş kontrol hacimleri için tersinmezlik miktarları, ekserji verimleri ve COP_R değerleri saptanmıştır. Ayrıca bu sonuçların kullanılan soğutucu akışkan tiplerine, çalışma koşullarına, çevre şartlarına, kullanılan ekipmanların özelliklerine bağlı olarak değiştiği gözlenmiştir. Bunun yanında, tespit edilen tersinmezlik miktarlarının, ekserji verimlerinin ve COP_R değerlerinin, soğutucu akışkan debisi, evaporatör sıcaklığı ve zamana göre değişimlerinin incelendiği görülmüştür.

Bu çalışmada, içecek üreten bir endüstri kuruluşunun bünyesindeki buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi, dört hafta boyunca saatte bir alınan veriler ışığında termodinamik olarak incelenmiştir. Birincil soğutucu akışkanı amonyak, ikincil soğutucu akışkanı

monoetilen glikollü su olan sistemde toplam soğutma kapasitesi 2563 kW olan 6 adet kompresör bileşeni, evaporasyon sıcaklığı -3°C ve soğutma kapasitesi 1660 kW olan 2 adet evaporatör, kondensasyon sıcaklığı $+35^{\circ}\text{C}$ ve soğutma kapasitesi 1307 kW olan 5 adet evaporatif kondenser ve 3 adet genişleme valfi mevcuttur. Ayrıca, evaporatörlere giden hatta 30 kW motorlu 3 adet $385\text{ m}^3/\text{h}$ debili pompa bulunurken tüketime giden hatta 30 kW motorlu 4 adet $165\text{ m}^3/\text{h}$ debili pompa mevcuttur. Sistemde aynı zamanda sıvı, ayırıcı ve glikol tankı olmak üzere 3 adet tank bulunmaktadır. İncelenen çevrim sürekli rejim kabul edilmiş ve çevre şartları olarak bulunduğu ortam alınmıştır.

İlk olarak kütle analizi uygulanmış ve temel kütle denklığı kullanılarak, belirlenmiş kontrol hacimleri için soğutucu akışkan debileri saptanmıştır. Tespit edilen soğutucu akışkan debileri kullanılarak ikinci aşama olan enerji analizleri gerçekleştirilmiştir. Kontrol hacimleri için yapılan kabuller doğrultusunda temel enerji denklığı kullanılarak, kontrol hacimlerine giren ve(ya) kontrol hacimlerinden çıkan ısı ve(ya) iş miktarları saptanmıştır. Ayrıca enerji analizi vasıtasıyla çevrimin COP_R değerleri de belirlenmiştir. Çevrimdeki kontrol hacimleri için belirlenen debi, iş ve ısı değerleri kullanılarak üçüncü ve son aşama olan ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Kontrol hacimleri için dikkate alınan kabuller ışığında temel ekserji denklığı kullanılarak, kontrol hacimlerinde meydana gelen ekserji kayıpları tespit edilmiştir. En yüksek ekserji kayıpları sırasıyla kompresör sistemlerinde (%59.53), evaporatörlerde (%27.86), genişleme valflerinde (%7.11) ve kondenserlerde (%5.5) saptanmıştır. Bunun yanı sıra, ekserji analizi ile kontrol hacimlerine giren ekserji miktarları belirlenmiştir. Böylece, ekserji kaybı ve giren ekserji değerleri kullanılarak kontrol hacimlerinin ekserji verimleri tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, kontrol hacimleri için tespit edilen ekserji kayıplarının, ekserji verimlerinin ve COP_R değerlerinin, soğutucu akışkan debisi, evaporatör sıcaklığı ve zamana göre değişimleri de incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, grafikler halinde verilmiştir. Sistemin düşük kapasitede çalıştırıldığı zamanlarda kayıpların oldukça arttığı, enerji ve ekserji verimlerinin kayda değer şekilde düştüğü belirlenmiştir.

İşletmedeki soğutma sistemine aşırı kızdırma, aşırı soğutma ve kondenser sıcaklığının düşürülmesi gibi yöntemler uygulanmamaktadır. Bu uygulamaların bir ideal çevrim üzerindeki etkileri saptanmış ve ekserji kaybının açık ara kompresör sistemlerinde gerçekleştiği dikkate alınarak optimizasyon seçenekleri değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Enerji, ekserji, soğutma sistemi, ekserji kaybı, ekserji verimi, COP_R

**MASS, ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF COOLING SYSTEM OF A
BEVERAGE PLANT**

Ümit ÜNAL

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Hakan DEMİR

Decreasing of energy resources and therefore increasing unit price of energy day by day force industrial plants to use energy more efficiently. One of things to be done for using energy more efficiently is to decrease energy losses for existing systems as far as possible by optimizations. The first step is to determine of the status of existing systems by investigating thermodynamically.

In literature, there are many studies on vapor compression cooling systems for laboratory purposes while a few for plants. In these studies, energy and exergy analyses were carried out. In consequence of these applications, amount of irreversibility, exergy efficiencies and COP_R values for control volumes were obtained. Also it was observed that type of refrigerants, operating conditions, environmental conditions, properties of equipments affect the results. Besides, it was observed that the amount of irreversibility, the exergy efficiencies and the COP_R values were investigated for different refrigerant mass flow rates, evaporator temperatures and time.

In this study, vapor compression cooling system of a beverage plant was investigated thermodynamically using hourly data that was recorded once for four weeks. There are two refrigerant cycles; primary refrigerant is ammonia and secondary refrigerant is mixture of monoethylene glycol-water in the system. There are 6 compressors, 2

evaporators and 5 condensers with a total cooling capacity of 2563 kW, with a capacity of 1660 kW each one for evaporation temperature -3°C and with a capacity of 1307 kW each one for condensation temperature $+35^{\circ}\text{C}$ respectively. Also there are 3 expansion valves in the system. In addition, in evaporator line there are 3 pieces 30 kW pumps with a mass flow rate of $385\text{ m}^3/\text{h}$ and in consumption line there are 4 pieces 30 kW pumps with a mass flow rate of $165\text{ m}^3/\text{h}$. Furthermore, there are 3 tanks that are called liquid, separator and glycol. It was accepted that the cooling system was in steady state and environmental conditions were real conditions.

Firstly, mass analyses were carried out and refrigerant mass flow values for control volumes were obtained by using conservation of mass equation. Energy analyses were realized by using mass flow rates as second phase. Heat and work interactions were determined for control volumes using conservation of energy equation in accordance with assumptions for control volumes. Also COP_R values were obtained by carrying out energy analysis. Exergy analyses were carried out by using mass flow rates, heat and work values obtained for control volumes in cycle as last phase. Exergy losses occurred in control volumes were determined by using exergy balance equation in accordance with assumptions for control volumes. The biggest exergy losses were occurred in compressors (%59.53) followed by evaporators (%27.86), expansion valves (%7.11) and condensers (%5.5). Besides, inputs of exergy to control volumes were obtained by using exergy analysis. Thus exergy efficiencies of control volumes were determined by using exergy losses and inputs exergy values.

In this study, it was observed that exergy losses, exergy efficiencies and COP_R values determined for control volumes were investigated for different refrigerant mass flow rates, evaporator temperatures and time. The values obtained were given in graphical forms. It was observed that system which was operated in low capacities causes exergy losses highly increase and exergy efficiencies and COP_R values decrease significantly.

Superheating, subcooling and decreasing temperature of condenser are not applied in the plant. Effects of the applications on an ideal cycle were investigated and in this regard optimization options were discussed by considering the biggest exergy loss in compressors.

Key words: Energy, exergy, cooling system, exergy loss, exergy efficiency, COP_R

1.1 Literatür Özeti

Yumrutaş vd.' nin 2002 yılında yaptıkları çalışmada, bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine ekserji analizi uygulanarak buharlaştırma ve yoğunlaştırma sıcaklıklarının, basınç kayıpları, ekserji kayıpları, ikinci kanun verimi ve performans katsayısı (COP_R) üzerindeki etkileri incelenmiştir. Analizler sonucunda, evaporatör ile soğutulan hacim arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça ikinci kanun verimi ve COP_R değerinin artmakta olduğu ve ekserji kayıplarının azalmakta olduğu tespit edilmiştir [1].

Ertaş, 2002 yılında gerçekleştirmiş olduğu yüksek lisans tezinde enerji analizi ve entropi analizi yöntemleri hakkında ayrıntıya inmeden temel bilgileri kullanarak, ekserji analizi yöntemini ise ayrıntılı olarak incelemiştir. Sonra da buhar sıkıştırımlı, absorpsiyonlu ve hava genleşmeli soğutma çevrimlerinin teorik olarak ekserji analizini yapmıştır [2].

Daha sonra ise tüm elemanlarında tersinmezlikler bulunan iki kademeli, buhar sıkıştırımlı, soğutucu akışkan olarak da amonyağın kullanıldığı bir soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yaparak elemanlardaki tersinmezliklerin sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Çalışmasının sonucunda, sistemdeki tersinmezliklerin kaynağının; akış sürtünmesi ve sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden kaynaklandığını tespit etmiştir. Sistemdeki yüksek basınç kompresörü ile genleşme valfi arasındaki elemanlarda akış sürtünmesi dolayısıyla oluşan basınç kaybının, sistem performansını etkilemediğini gözlemlerken sistemin alçak basınç tarafındaki elemanlarında meydana gelen akış sürtünmesi nedeniyle oluşan basınç kaybının ise sistem performansını olumsuz yönde etkilediğini saptamıştır. Ayrıca, buharlaştırıcıda meydana gelen basınç

kaybının, kompresörlerin izentropik verimlerindeki azalma ile emiş borusundaki basınç kaybı ve ısı kazancının, sistem performansını önemli miktarda düşürdüğünü tespit etmiş ve kompresörlerin izentropik verimlerinin artırılmasıyla sistemin performansının iyileştiğini de saptamıştır. Bunun yanında, çevreden sisteme olan ısı geçişinin daima sistem performansını olumsuz etkilediğini fakat yoğuşturucu ile genişleme valfi arasındaki sıvı borusundan çevreye olan ısı geçişinin ise sistem performansını olumlu yönde etkilediğini tespit etmiştir. Soğutma işlemlerinde, performans açısından en riskli boru kesiminin de emiş borusu olduğunu gözlemlemiştir [2].

Akbulut ve Olcay, 2006 yılında yayınladıkları çalışmalarında tüm buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerini inceleyerek enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerinin soğutma etkinliklerinin, ikinci yasa verimlerinin ve her proses sırasında meydana gelen ekserji kayıplarının hangi değerlerde olacağını hesabının yapılabilmesi için etkili ve kolay uygulanabilir eşitlikler türetmişlerdir [3].

Morosuk ve Tsatsaronis' in 2009 yılında yayınlanan çalışmalarında, kompresörlü bir soğutma sisteminde farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak soğutma sisteminde yer alan bileşenlerdeki ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Buna göre, R125, R134a ve R500 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı proseste en yüksek ekserji kaybı değerleri kısılma vanasında saptanmıştır. R22 ve R407C soğutucu akışkanlarının kullanıldığı proseste ise ekserji kaybı değerlerinin kısılma vanası için bir parça daha düşük olduğu gözlenmiştir. Amonyagın ise bu soğutucu akışkanlar arasında istisnai bir durum sergilediği ve kısılma vanası için en düşük ekserji kaybına yol açan soğutucu akışkan olduğu tespit edilmiştir. Soğutucu akışkan olarak amonyağın (R717) kullanıldığı proseste, ekserji kaybının en çok gerçekleştiği sistem bileşenlerinin sırasıyla, kondenser, evaporatör ve kompresör olduğu belirlenmiştir [4].

Kabul vd.' nin 2010 yılında yayınlanan çalışmalarında, gövde borulu ısı değiştiricili ve R404A soğutucu akışkanlı kompresörlü bir soğutma sistemi incelenmiştir. Böyle bir sisteme enerji ve ekserji analizi uygulanmış ve elde edilen sonuçlara göre en büyük tersinmezlik değerlerinin sırasıyla, kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme valfinde ortaya çıktığı tespit edilmiştir [5].

Morosuk vd.' nin 2012 yılında yayınlanan çalışmalarında, iki kademeli sıkıştırılmalara bir seçenek olarak vidalı ve santrifüj kompresör ile gerçekleştirilebilen Vorhees sıkıştırma

prensibine dayalı, birincil soğutucu akışkanı amonyak, ikincil soğutucu akışkanı hava olan bir soğutma sistemi incelenmiştir. Temel bileşenlerin yanına bir de ekonomizer eklenmiştir. Böyle bir sisteme uygulanan ekserji analizi sonucunda ekserji kayıplarının sırasıyla en çok kondenser, evaporatör, kompresör (özellikle de ikinci sıkıştırma işlemi sırasında), kısılma vanası ve ekonomizerde gerçekleştiği saptanmıştır. Özellikle de kondenser ve evaporatörde meydana gelen ekserji kaybı miktarının, diğer bileşenlerde meydana gelenlere oranla çok daha yüksek olduğu gözlenmiştir [6].

Anand ve Tyagi'nin 2011 yılında yayınlanan deneysel çalışmalarında ise soğutucu akışkanı R22 olan buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin değişik akışkan yükü yüzdelerindeki durumları için ekserji analizi uygulanmıştır. Buna göre, çevrimdeki akışkan yükü oranı %25 iken ekserji kaybı en fazla sırasıyla kompresör, evaporatör, kısılma vanası ve kondenserde meydana gelmiştir. Akışkan yükü oranı %50 iken ise en fazla ekserji kaybı sırasıyla kompresör, kısılma vanası, evaporatör ve kondenserde gerçekleşmiştir. Akışkan yükü oranı %75 iken çevrimdeki en fazla ekserji kaybı sırasıyla kompresör, kondenser, kısılma vanası ve evaporatörde tespit edilmiştir. Akışkan yükü oranı %100 iken en fazla ekserji kaybı ise sırasıyla kompresör, kısılma vanası, evaporatör ve kondenserde saptanmıştır. Ayrıca, soğutma çevrimi için en yüksek ekserji veriminin (%45.9), evaporatör sıcaklığının en az (7 °C) ve akışkan yükünün %100 olduğu zaman tespit edilmiştir. En düşük ekserji verimi (%3.5) ise evaporatör sıcaklığının 24.5 °C ve akışkan yükünün %25 olduğu zaman saptanmıştır [7].

Nielsen vd.'nin 2012 yılında yayınlanan bir çalışmasında, bir bira fabrikası için CO₂ geri kazanım tesisinin ekserji analizi yapılmıştır. Bu tesisin bünyesinde CO₂ gazını soğutmak amacı ile birincil soğutucu akışkanı amonyak, ikincil soğutucu akışkanı su olan bir soğutma çevrimi de yer almaktadır. Yapılan analiz neticesinde her bir bileşen için ekserji kaybı, her bir ekipmanda gerçekleşen ekserji kaybı miktarının, CO₂ geri kazanım tesisine giren toplam ekserji değerine oranlanarak verilmiştir. Bu doğrultuda, en fazla kayıp %8.46 ile kondenserde gözlenmiştir. Kompresör bileşeninde ise kayıp oranı %7.23 olarak gerçekleşirken evaporatörde %3.08 olduğu tespit edilmiştir. En az kayıp ise %0.25 ile kısılma vanasında gerçekleşmiştir [8].

Dinçer ve Rosen' in 2007 yılında yayınlamış oldukları "Energy, Environment and Sustainable Development" adlı kitaplarının dördüncü bölümünde, endüstrideki ekserji

uygulamalarından bahsedilmektedir. Bu kaynakta, bazı elektrik üreten şirketlerin daha iyi tesisler tasarlamak ve var olan tesislerdeki verimliliği arttırmak için ekserji yöntemlerini kullandığı, bunun yanı sıra bazı kojenerasyon tesislerinde de hem verimliliği arttırmak hem de maliyetleri düşürmek için ekserji yöntemlerine başvurulduğu belirtilmektedir. Ancak, ekserjinin henüz endüstri tarafından genel olarak tam anlamıyla benimsenmediği tespitinde de bulunmaktadır [9].

Utlu ve Hepbaşlı'nın 2005 yılında yayınladıkları çalışmada, Türk endüstrisinde 1990 ve 2003 yılları arasında gerçekleştirilen enerji ve ekserji uygulamaları derlenmiştir. Buna göre, enerji ve ekserji analizlerinin demir-çelik, kimyasal-petrokimyasal, petrokimyasal-hammadde, çimento, gübre, şeker, metal içermeyen endüstri gibi farklı sektörlerde uygulandığı, yapılan bu analizlerde işletmelerden gelen gerçek verilerin kullanıldığı ve elde edilen sonuçların karşılaştırıldığı ifade edilmiştir. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda, en yüksek enerji ve ekserji verimliliklerinin sırasıyla, kimyasal-petrokimyasal ve demir-çelik sektörlerinde olduğu tespit edilmiştir. Bahsi geçen sektörler için enerji verimliliğinin %63.4 ile %70.11 ve ekserji verimliliğinin de %29.72 ile 33.23% arasında değiştiği saptanmıştır [10].

Çizelge 1.1 Literatür özetinde yer alan bazı çalışmaların sonuçları

Birincil Akışkan	İkincil Akışkan	Bileşen	Özgül Ekserji Kaybı (kJ/kg)	Referans
R125	Hava	Kompresör	7.151	[4]
		Kondenser	5.142	
		Kısılma Vanası	13.136	
		Evaporatör	4.046	
R134a	Hava	Kompresör	10.509	
		Kondenser	9.468	
		Kısılma Vanası	12.795	
		Evaporatör	8.531	

Çizelge 1.1 (devam)

R500	Hava	Kompresör	9.711	[4]
		Kondenser	9.435	
		Kısılma Vanası	10.891	
		Evaporatör	8.296	
R22	Hava	Kompresör	10.729	
		Kondenser	12.504	
		Kısılma Vanası	11.900	
		Evaporatör	9.718	
R407C	Hava	Kompresör	11.456	
		Kondenser	14.56	
		Kısılma Vanası	13.973	
		Evaporatör	8.934	
R717	Hava	Kompresör	59.896	
		Kondenser	131.912	
		Kısılma Vanası	43.108	
		Evaporatör	69.864	
R404A	Su (evaporatör)	Kompresör	34.254	[5]
	Hava (kondenser	Kondenser	8.788	
		Kısılma Vanası	6.551	
		Evaporatör	6.559	
R717	Hava	Kompresör	8.542 (1.sıkıştırma)	[6]
		Kompresör	19.340 (2.sıkıştırma)	
		Kompresör	27.882 (Toplam)	
		Kondenser	118.144	
		Kısılma Vanası	17.819	
		Evaporatör	94.95	
		Ekonomizer	11.721	

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, bir içecek fabrikasının soğutma sisteminden alınan veriler doğrultusunda, sistemde yer alan tüm bileşenlere sırasıyla kütle, enerji, ekserji analizi uygulayarak her bir bileşende ve tüm çevrimde meydana gelen ekserji kayıplarını belirlemektir. Ayrıca, belli bir eşiğin üzerinde ekserji kaybına sahip sistem bileşenleri için optimizasyon seçeneklerini değerlendirerek sistemin ekserji verimini arttırmaya çalışmaktır.

1.3 Hipotez

Günümüzde birçok işletme ihtiyaç gereği bünyelerinde büyük ölçekli soğutma sistemleri barındırmaktadır ve yaygın olarak da buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerini tercih etmektedir. Soğutma sistemleri, dışarıdan iş alarak çalışan sistemler olduklarından işletmelerin enerji tüketimlerinde önemli bir paya sahiptir. Bu bakımdan bir işletme için kullanılan soğutma sisteminin enerji verimliliği oldukça önem arz etmektedir. Enerji verimliliğinin istenen seviyelerde olabilmesi için sistemdeki tersinmezliklerin mümkün olduğunca düşük olması gerekmektedir. Bu amaçla ilk olarak, mevcut durumdaki sistemin incelenip her bir bileşende meydana gelen tersinmezlik miktarı tespit edilmelidir. Ardından, eğer gerekiyorsa, enerji verimliliğini düşüren bu tersinmezlikler, ekonomik ölçütler de göz önüne alınıp optimizasyon(lar) yapılarak sistemin enerji verimliliği arttırılmaya çalışılmalıdır.

Tespit sürecinde sistem, termodinamik olarak incelemeye alınır. İlk olarak kütle analizi yapılır. Ardından da sırasıyla birinci kanun ve ikinci kanun analizi uygulanır.

Birinci kanun, enerjinin korunumunu ifade eder. Birinci kanun analizi ile sistemde yer alan her bir bileşen için enerji analizi yapılmış olur. Bu kanun, enerjinin niteliğinden (kalitesi) ziyade niceliğiyle (miktarı) ilgilendiğinden enerji dönüşümlerinin olduğu sistemler için yetersiz kalmaktadır. Bu noktada da devreye termodinamiğin ikinci kanunu girmektedir. Zaten araştırmacılar da bir enerji sisteminin analizi yapılırken birinci kanun ile birlikte ikinci kanunu da değerlendirmek gerektiğini savunmuşlardır [11]. İkinci kanun, enerji dönüşümlerinde kısıtlama n görür. Enerjinin, gerçekleşen her dönüşüm sonrasında niteliğinin azaldığını ifade eder. Bunun sebebi de işlem sırasında meydana gelen tersinmezliklerdir.

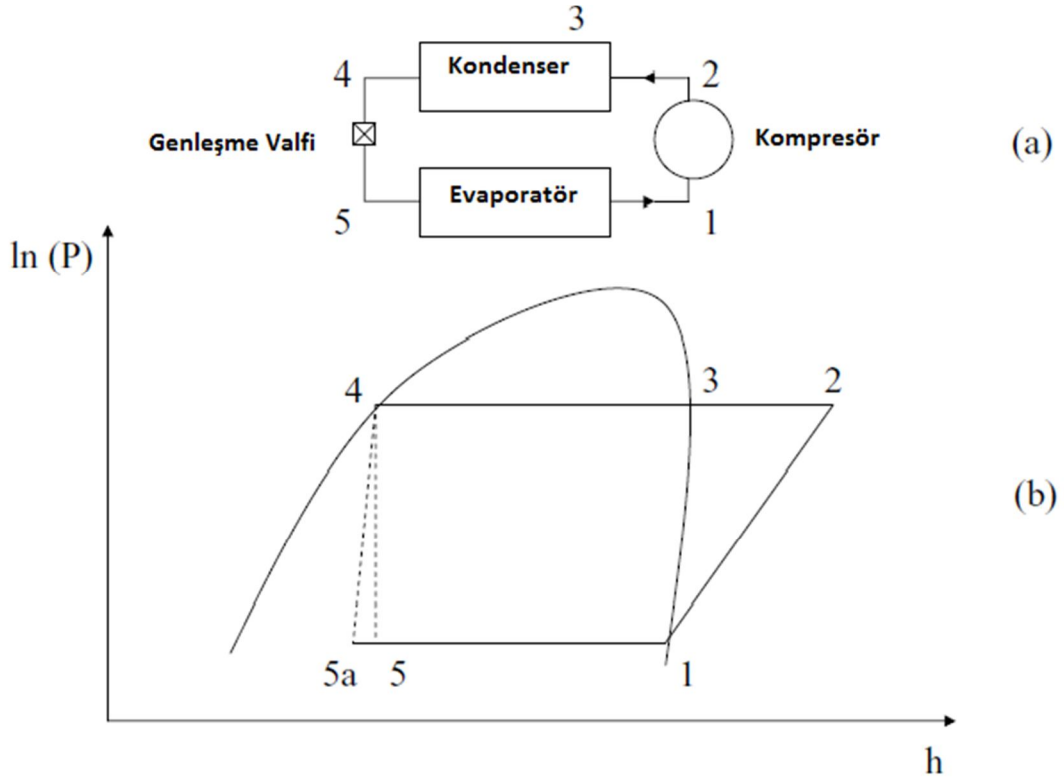
Ekserji (kullanılabilir enerji), enerjinin işe çevrilebilme potansiyeli olup termodinamiğin ikinci kanununa dayanır. Ekserji analizi ile sistemi oluşturan her bir bileşende meydana gelen entropi üretimi ve buna bağlı olarak oluşan ekserji kayıpları (tersinmezlik, kaybedilen iş potansiyeli) tespit edilir. Bu analizle nerede ne kadar iyileştirme potansiyeli olduğu ve bunların önem sıraları dolaylı olarak belirlenmiş olur [12]. Toplam kullanılabilir enerjinin ne kadarının işe dönüştüğünü veren orana da ikinci kanun verimi (ekserji verimi) denir.

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ

Soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama atan ve böylece bulunduğu ortamı soğutan sistemlerdir. Bu işlemler soğutucu akışkanlar yardımıyla ve dışarıdan enerji harcanarak yapılır [13]. Bu süreç sırasında soğutucu akışkan bir takım işlemlere tabi tutularak faz değiştirir. Tüm bu işlemler serisi çevrim olarak bilinir [14]. Soğutma çevrimleri; buhar sıkıştırımlı, absorpsiyonlu ve hava genişmeli olarak üç kısımda incelenebilir [3]. Bu çalışmada ise buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi prensibiyle çalışan bir sistem incelenmiştir.

2.1 İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemi

İdeal bir buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi temel olarak kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşur. Böyle bir soğutma sisteminin tesisat şeması Şekil 2.1(a)' da ve $\ln(P)$ -h diyagramı Şekil 2.1(b)' de gösterilmiştir. Şekil 2.1(a)' da evaporatörden doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan kompresöre girer (1 noktası). Ardından kompresör yardımıyla basıncı artırılarak kondensere basılır. Yüksek basınçta kompresörden çıkan soğutucu akışkan, kondensere girer (2 noktası) ve burada ısını dış ortama atarak sabit basınçta yoğuşur (3 noktası). Yoğuşan akışkan genişleme valfine girer (4 noktası). Genişleme valfinden geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genişleyerek ıslak buhar haline gelir (5 noktası). ıslak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan, dış ortamın ısını çekerek buharlaşır ve buradan geçerek buhar halinde tekrar kompresöre girer (1 noktası). Çevrim böylece tamamlanır [15].



Şekil 2.1 (a) Bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, (b) Bir ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin $\ln(P)$ - h diyagramı [16]

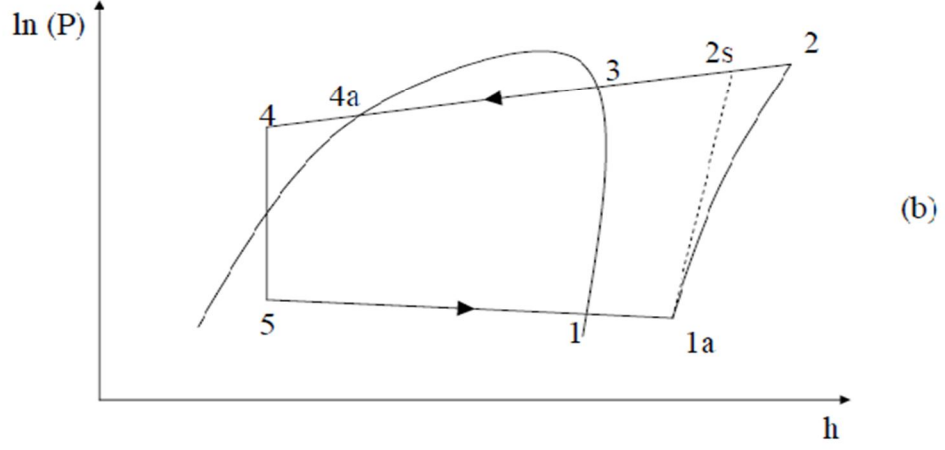
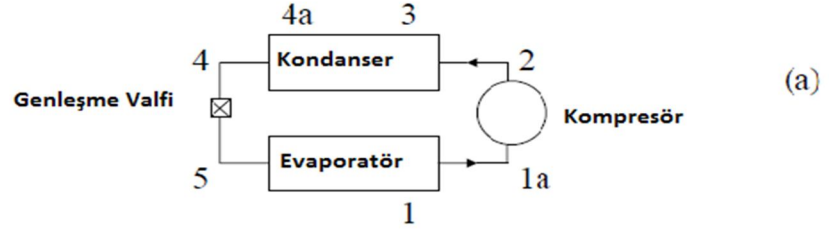
Şekil 2.1(b)' de $\ln(P)$ - h diyagramı verilen ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, 1-2 arası izentropik sıkıştırma, 2-3 arası izobarik soğuma (buharın kızgınlığı giderilmiş olur), 3-4 arası izobarik ve izotermal soğutma (yoğunlaşma), 4-5 arası izentalpik genleşme (4-5a arası ise izentropik genleşmedir), 5-1 arası izobarik ve izotermal ısıtma (buharlaşma) işlemlerini ifade etmektedir [16].

2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemi

Gerçek bir soğutma çevrimi ise ideal soğutma çevriminden farklılık gösterir. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimindeki tersinir hal değişimlerini, gerçek sistemlerde sağlamak olanaksızdır. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, tersinmez hal değişimleri içerir. Çevrimdeki tersinmezliğin nedenleri; akış sürtünmesi ve elemanların çevreyle sonlu sıcaklık farkında yaptığı ısı alışverişidir. İdeal çevrimde buharlaştırıcıdan çıkıp kompresöre giren akışkan doymuş buhar halindedir. Ancak, akışkanın durumunu bu şekilde hassas olarak kontrol etmek mümkün değildir [2]. Sıvı akışkanın

evaporatörde tamamen buharlaşmasından sonra doymuş buhar genellikle ısı çekmeye devam eder. Böylece aşırı kızgın hale gelir ve kompresöre kızgın buhar halinde girer. Aynı şekilde kondenserde yoğuşan soğutucu akışkan, genleşme valfine girene kadar ortama ısı atmaya devam edecektir. Bu durum da soğutucu akışkanın aşırı soğumasına sebep olur [17]. Diğer bir deyişle, ideal çevrimde yoğuşturucudan çıkan akışkan kompresör çıkış basıncında doymuş sıvı iken gerçek çevrimde ise sıkıştırılmış sıvı halindedir [18]. Ayrıca ideal çevrimde, kompresördeki sıkıştırma işlemi izentropik olarak kabul edilir. Fakat, gerçek çevrimde akış sürtünmesi ve ısı geçişi olduğundan işlem izentropik gerçekleşmez.

Buhar sıkıştırmalı gerçek soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan sistem içerisinde boruların içinden geçerek evaporatöre, kondensere, likit deposuna ve çeşitli valflere uğrar. Bu çevrim süresince, boru yüzeyleri ile akışkan arasında bir sürtünme ve dolayısıyla basınçta bir düşme meydana gelir. Basınç düşümünden dolayı soğutucu akışkan evaporatörden daha düşük basınçta ve doyma sıcaklığında çıkar. Ayrıca özgül hacmi, basınç düşümünün olmadığı duruma göre daha yüksektir. Bu yüksek özgül hacimden dolayı kompresörün iş yaptığı soğutucu akışkan debisi, birim kapasite başına artar. Aynı zamanda, soğutucu akışkanın evaporatörden daha düşük bir basınçta çıkması sebebiyle buharın, sıkıştırma işlemi esnasında, daha yüksek bir basınca basılması gerekecektir. Böylece birim kapasite başına çekilen güç artacaktır [17]. Şekil 2.2(b)' de gerçek bir soğutma çevriminin $\ln(P)$ -h diyagram verilmiştir.



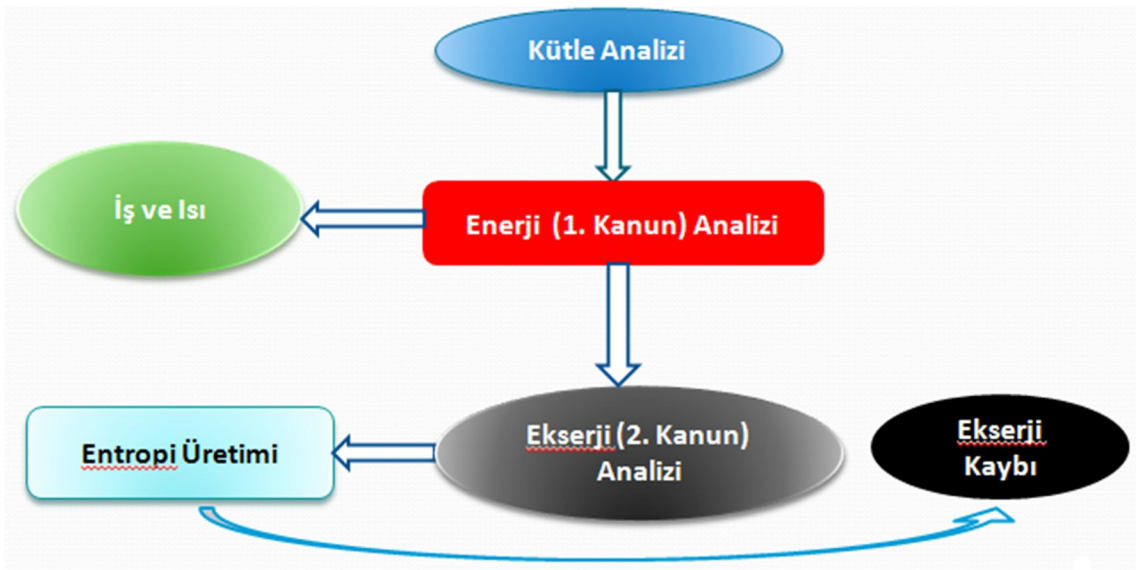
Şekil 2.2 (a) Gerçek çalışma koşullarındaki çevrimi açıklamak için noktalarla belirtilmiş bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, (b) Gerçek buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin $\ln(P)$ - h diyagramı [16]

Şekil 2.2(b)' de verilen gerçek buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin $\ln(P)$ - h diyagramını dikkatlice incelediğinde akışkanın, 1-1a noktaları arasında kızgın buhar, 4-4a noktaları arasında sıkıştırılmış sıvı durumunda olduğu ve 2-4 ile 5-1a noktaları arasında da basınç düşümüne uğradığı görülmektedir.

BÖLÜM 3

ANALİZLER

Bu çalışmada, buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sistemine sırasıyla kütle, enerji ve ekserji analizleri olmak üzere üç farklı analiz uygulanmıştır. Kütle analizi, kütle korunumu yasasına dayanırken enerji ve ekserji analizi ise sırasıyla termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayanır.



Şekil 3.1 Analizlerin birbiriyle olan ilişkisi

3.1 Kütle Analizi

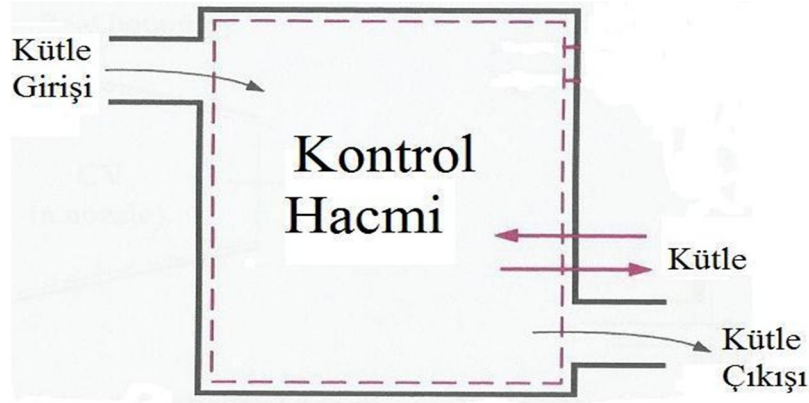
Kütle analizi, kütle korunumu ilkesine dayanır. Kütle, korunum yasalarına uyar. Başka bir deyişle var veya yok edilemez [19]. Kütle korunumu ilkesini tanımlayabilmemiz için öncelikle kontrol hacmi kavramının tanımlanması gerekmektedir. Sınırları belirlenmiş bir bölge veya bir sisteme kontrol hacmi denir.

Ayrıca, birim kesitten birim zamanda akan kütle miktarına da kütleli debi denir ve \dot{m} şeklinde ifade edilir [19].

Bir kontrol hacmine veya kontrol hacminden Δt zaman aralığında olan kütle geçişi, aynı zaman aralığında kontrol hacmindeki toplam kütle değişimine eşittir. Matematiksel ifadesi de şöyledir [19];

$$\frac{d}{dt} \int \rho d\theta = \frac{dm_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_ç \quad (3.1)$$

Bu eşitlik (3.1), bir sistemde yer alan tüm bileşenlere ayrı ayrı uygulanarak her bir bileşen için kütle analizi gerçekleştirilmiş olur.



Şekil 3.2 Tek kütle girişi ve tek kütle çıkışının olduğu bir kontrol hacminin temsili resmi [19]

3.2 Enerji Analizi

Termodinamiğin birinci yasası olan enerjinin korunumu ilkesine dayanır. Termodinamiğin birinci yasası, deneysel gözlemlere dayanarak enerjinin var veya yok edilemeyeceğini ancak bir biçimden diğerine dönüşebileceğini vurgular [19]. Enerji, iç enerji (U), kinetik enerji (KE) ve potansiyel enerjinin (PE) toplamı şeklinde ifade edilir (3.2) [9].

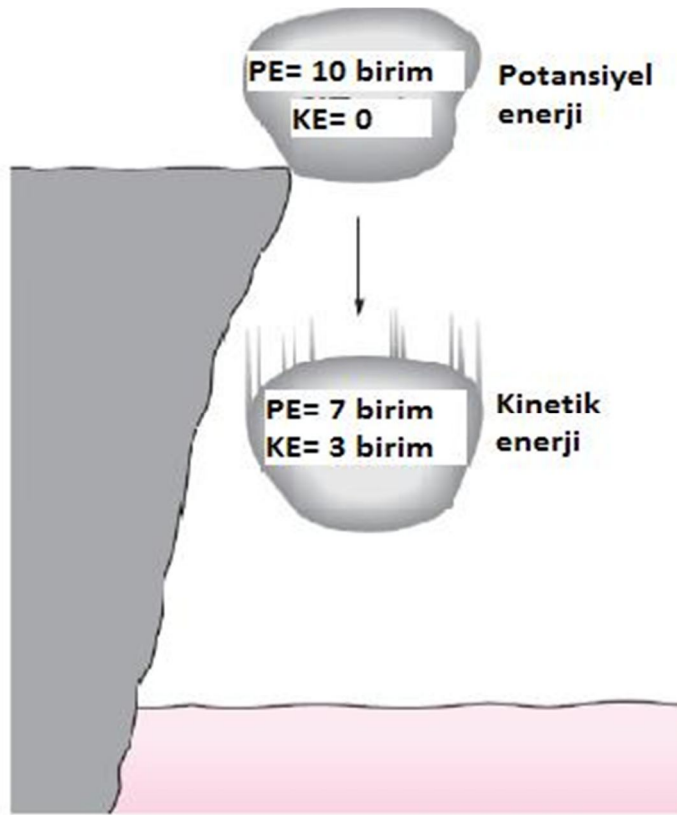
$$E = U + KE + PE \quad (3.2)$$

Deneyler sırasında yapılan hassas ölçümler şu sonucu da ortaya koymuştur; kapalı bir sistemin belirli iki hali arasında gerçekleşebilecek tüm adyabatik hal değişimleri sırasında yapılan net iş, sisteme veya hal değişimlerine bağlı olmaksızın aynıdır. Başka bir deyişle, bir hal değişimi sırasında kapalı bir sistemin toplam enerjisindeki net

değişim (artma veya azalma) sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerjinin farkına eşittir. Matematiksel ifadesi de şöyledir [19];

$$\frac{dE_{KH}}{dt} = \dot{Q}_{KH} - \dot{W}_{KH} + \sum_g \left[\dot{m}_g \times \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + (g \times z_g) \right) \right] - \sum_c \left[\dot{m}_c \times \left(h_c + \frac{v_c^2}{2} + (g \times z_c) \right) \right] \quad (3.3)$$

Bir sistemde yer alan tüm bileşenlere bu eşitlik (3.3) uygulanarak, her bir bileşen için enerji analizi yapılmış olur.



Şekil 3.3 Enerjinin korunumunu açıklayan temsili resim [19]

Birinci yasa, enerjinin niteliğiyle değil niceliğiyle ilgilenir. Birinci yasa verimi, ısı verimi verir. Verimi genel olarak tanımlarsak, elde edilmek istenen değer in harcanması gereken değere oranıdır. Isıl verim de elde edilen net iş in, toplam giren ısıya bölümüdür [19].

3.3 Ekserji (Kullanılabilirlik) Analizi

Termodinamiğin ikinci yasasına dayanan bir analizdir. İkinci yasa, termodinamiğin özünü oluşturur [20]. Hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşir, aksi yönde gerçekleşemez. Birinci yasa, bir hal değişiminin yönü üzerinde herhangi bir kısıtlama koymamaktadır. Fakat diğer taraftan birinci yasanın sağlanması, hal değişiminin mutlaka gerçekleşeceği anlamına da gelmemektedir. Bir hal değişiminin gerçekleşip gerçekleşmeyeceğinin belirlenmesi konusundaki birinci yasanın bu yetersizliği, bir başka genel ilke olan termodinamiğin ikinci yasası ile kapatılmaktadır. Bununla birlikte, termodinamiğin ikinci yasasının kullanımı, yalnızca hal değişimlerinin yönünü belirlemekle sınırlı değildir. İkinci yasa aynı zamanda, enerjinin niceliğinin olduğu kadar niteliğinin de olduğunu ileri sürer. Bu yasa, yaygın olarak kullanılan ısı makineleri ve soğutma makineleri gibi mühendislik sistemlerinin verimlerinin kuramsal sınırlarının ve kimyasal tepkimelerin tamamlanma oranlarının belirlenmesinde de kullanılır [19].

İkinci yasanın iki tane nitel ifadesi mevcuttur. Bunlardan ilki, Kelvin-Planck ifadesi olarak bilinir. Bu ifadeye göre bir sistemin termodinamik çevrim halinde çalışarak tek bir ısı kaynağından ısı alıp aynı miktarda çevresine iş aktarması mümkün değildir [21]. Bir diğeri ise Clausius ifadesi olup termodinamik çevrim halinde çalışarak ve dışarıdan iş almayarak, ısıyı daha soğuk bir cisimden daha sıcak bir cisme aktarabilen bir icat yapmanın mümkün olmadığını ifade eder [22].

Bu iki ifade dikkatlice incelendiğinde, Clausius ifadesinin soğutma makineleri ve ısı pompalarıyla, Kelvin-Planck ifadesinin ise ısı makineleri ile ilgili olduğu anlaşılmaktadır. Clausius ifadesine göre bu tarz bir çevrimin gerçekleşebilmesi için dışarıdan iş alınması gerekir. Nitekim, soğutma çevrimleri dışarıdan iş alarak çalışabilmektedirler. Kelvin-Planck ifadesine göre ise hiç bir ısı makinesinin ısıl verimi %100 olamaz. Bir ısı makinesinin %100 ısıl verime sahip olamamasının sürtünmeler ve kayıplardan kaynaklanmadığı da vurgulanmalıdır. Çünkü bu sınırlama, gerçek ısı makineleri kadar ideal ısı makineleri için de geçerlidir [19]. İş, bir kez ısıya dönüştürüldükten sonra işten elde edilen bu ısının tekrar işe dönüştürülmesi istendiğinde ısının tamamının işe dönüşmediği görülür. Bunun anlamı, dönüşüm sonucu elde edilen bu ısı enerjisinin, aynı miktardaki iş enerjisine göre daha düşük bir niteliğe sahip olmasıdır. Çünkü işten ısıya dönüşen bu enerji, önceki haline göre daha az miktarda yararlı iş içerir [22]. Rudolf

Clausius 1850 yılında yayınladığı çalışmasında, termodinamiğin ikinci bir ilkesi olduğunu ve buna göre, sistemdeki toplam kullanılabilir enerjide daima bir azalma olduğunu, termodinamik süreçte kullanılabilir olmayan bir miktar ısı bulunduğunu ifade ederek yukarıdaki duruma açıklık getirmiştir [23].

Bu ifadeler, sonuçları bakımından birbirinin eşdeğeridir. İfadelerden birine aykırı olan herhangi bir makine veya çevrim diğerine de aykırıdır [19]. İkinci yasanın yol açtığı bazı kavramlar söz konusudur. Bu kavramlardan bazıları aşağıda incelenmiştir.

3.3.1 Tersinir ve Tersinmez Hal Değişimleri

Geçen 50 yıl içerisinde doğaya olan bakış açısı, çarpıcı bir biçimde değişti. Klasik bilim, denge ve kararlılığı vurgular. Şu anda ise kimya ve biyolojiden kozmolojiye kadar tüm kademelerde, sürekli değişim, kararsızlık ve evrimsel süreçler gözlenmektedir. Simetri kırıldığından bu yana her yerde tersinmez süreçler gözlenmektedir. Tersinir ve tersinmez süreçler arasındaki farklılıklar, termodinamik bilimi tarafından tanımlanmıştır [9].

Hal değişimlerinin belirli bir yönde gerçekleştiği, termodinamiğin ikinci yasaınca vurgulandığı ifade edilmişti. Bu hal değişimleri bir kez gerçekleştikten sonra sistemle çevre arasındaki etkileşimler ters yönde gerçekleştirilerek sistemin yeniden ilk haline dönmesi artık olanaksızdır. Bu nedenle, bu tür hal değişimlerine tersinmez hal değişimleri denir. Tersinmez hal değişimleri, gerçek hal değişimleridir. Örneğin, bir fincan sıcak kahve bir kez soğursa, çevreye kaybettiği ısı geri kazanılarak kahvenin tekrar ısınması mümkün değildir [19].

Tersinir hal değişimi de bir yönde gerçekleştikten sonra çevrede herhangi bir iz bırakmadan tersi yönde gerçekleştirilebilen bir hal değişimi olarak tanımlanır. Başka bir deyişle, ters yöndeki hal değişimi gerçekleştikten sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri dönerler. Bu ancak her iki yöndeki hal değişimleri sonunda, sistem ve çevresi arasındaki net ısı ve iş etkileşiminin sıfır olması durumunda mümkündür. Doğada tersinir hal değişimlerine rastlanmaz. Tersinir hal değişimleri, gerçek hal değişimlerinin ideal biçimleridir. Ayrıca, hal değişimi sırasında sistemin sınırları içinde tersinmezlikler meydana gelmiyorsa buna içten tersinir hal değişimi denirken hal

değişimi sırasında sistemin sınırları dışında tersinmezlikler meydana gelmiyorsa buna da dıştan tersinir hal değişimi denir [19].

Bir sistem, ister tersinir ister tersinmez olsun bir hal değişiminden sonra tekrar ilk haline gelebilir. Burada, hal değişimlerinin tersinir olması durumunda çevrede net bir değişim olmazken; tersinir olmaması durumunda çevrenin genellikle sistem üzerinde bir miktar net iş yaptığı ve bu nedenle çevrenin ilk haline geri dönemeyeceği vurgulanmalıdır [19].

Tersinir hal değişimleri, aynı proses için karşılık gelen tersinmez hal değişimlerinin ulaşabilecekleri kuramsal sınır olarak düşünülebilir. Bir tersinir hal değişimine ne kadar çok yaklaşırsa, iş üreten bir makineden o kadar çok iş alınır veya iş tüketen bir makineye o kadar az iş verilir. Tersinir hal değişimi kavramı, gerçek hal değişimleri için ikinci yasa verimi tanımına yol açmıştır. Bu verim, gerçek hal değişimlerinin tersinir hal değişimlerine ne ölçüde yaklaştığının bir ölçüsüdür [19].

3.3.2 Tersinmezlikler

Bir hal değişiminin tersinmez olmasına neden olan etkenlere tersinmezlikler adı verilir [19]. Tersinmezlikler genel olarak, içsel ve dışsal olmak üzere ikiye ayrılır. İçsel tersinmezliklerin nedeni içsel etkenler iken dışsal tersinmezliğin sebebi ise sistemi çevreleyen ara yüzeydeki dış etkenlerdir [24].

İkinci yasa, makroskopik sistemlerin ilerlemesi için tersinmezliğin doğasını tanımlar [20]. Tersinmezlik istenmeyen bir durum gibi görünür ancak bir prosesin gerçekleşmesi için gereklidir. Çünkü çevresiyle denge halindeki bir maddeden enerji elde edilemez, aktarılamaz. Örneğin bir setin ardında depolanmış olan su kütlesi, ısıl ve kimyasal olarak dengededir. Bir de bu su kütlesi set tarafından kısıtlanmış (üzerine etkiyen net kuvvet sıfır) durumda ise mekanik denge de söz konusudur. Böyle bir durumda, sudaki enerjiyi aktarabilmek için mekanik kısıtlama ortadan kaldırılarak bir dengesizlik hali yaratılmalıdır. Benzer biçimde, yüksek sıcaklıkta buhar içeren yalıtımsız bir kazan, çevresiyle ısıl dengede değildir. Sıcaklık farklılığı, buhar türbini gibi bir ısı makinesi vasıtasıyla ısı transfer etmek ve iş elde etmek için kullanılabilir. Bir ısıl potansiyel fark oluşturulmaksızın bir ısıl proses gerçekleştirilemez. Bununla birlikte ikinci yasa kısıtlamaları, bu tip prosesler sırasında tersinmezliklere neden olur [22].

Proses esnasında termodinamik denge eksikliğinden dolayı tersinmezlikler ortaya çıkmaktadır. Bu denge eksikliğinin sebebi mekanik dengesizlik, kimyasal dengesizlik, ısı dengesizlik, elektriksel dengesizlik vb. olabilir ve tersinmezlikler, sırasıyla, mekanik tersinmezlik, kimyasal tersinmezlik, ısı tersinmezlik, elektriksel tersinmezlik olarak adlandırılır. Proseste dengesizliğe yol açan ve böylece prosesi tersinmez yapan etkenler aşağıda belirtilmiştir [24].

Sürtünme, elektrik direnci, katıların elastik olmayan şekil değişimleri, serbest genişleme, sonlu bir sıcaklık farkında ısı geçişi, proses esnasında meydana gelen dengesizlikler tersinmezliklere neden olan etkenler arasındadır [24].

Sürtünme, gerçek sistemlerde sürekli vardır ve sistemin kinetik veya potansiyel enerjisinden daha az bir miktarda iş harcanmasına yol açarak proseslerde tersinmezliğe neden olur. Enerjinin bir kısmı, sürtünme etkisinin tersinmez durumdaki sapmalara neden olmasıyla yitirilir [24]. Sürtünmeler sadece birbiriyle temas eden katı cisimler için geçerli değildir. Bir katıyla akışkan arasında, hatta farklı hızlarda hareket eden akışkan tabakalar arasında da oluşur [19].

Sistemdeki elektrik direnci de enerji kaybına ve böylece tersinmezliklere yol açar. Elektrik direnci sebebiyle elektrik işindeki kayıp miktar, ısı veya iç enerjiye dönüşür. Ters yönde dönüşümle, ısıdan veya iç enerjiden elektrik işi elde etmek mümkün değildir [24].

Elastik tipte olmayan katı cisimlerin şekil değişimine maruz kalması, tersinmez olabilir ve dolayısıyla bu durum, proseslerde tersinmezliğe neden olabilir. Şekil değişimi, elastikiyet sınırları içerisinde gerçekleşiyorsa o zaman tersinmezlik oluşmaz. Bu, tersinir tipte bir şekil değişimidir. Şekil değişiminin elastikiyet sınırlarını aşması durumunda ise tersinmezlik meydana gelir [24].

Serbest genişleme, vakumlu bir ortamda meydana gelen genişleme gibi direncin olmadığı bir ortamda gerçekleşen genişleme tipidir. Böyle bir ortamda gerçekleşen genişleme esnasında iş etkileşimi sıfırdır ve iş harcanmadan sistem ilk haline döndürülemez. Bu sebeple, serbest genişleme tersinmezdir [24].

Isı transferi, aralarında sıcaklık farklılığı bulunan cisimler, ortamlar olduğunda gerçekleşir. Isı transferi sırasında ısı artışı sonlu adımda gerçekleşiyorsa her yeni

adımdan sonra sistem daha dengesiz bir hale gelecektir. Bu dengesizlik durumunun oluşmaması için ısı aktarım süreci, sonsuz sayıda adımla gerçekleştirilmelidir. Nitekim sonsuz küçüklükteki ısı transferi, her zaman, sonsuz küçüklükte bir sıcaklık değişimine yol açar. Bu sonsuz küçüklükteki hal değişimleri, sonsuz bir zaman gerektirecektir ve proses hemen hemen durgun halde olacaktır. Bu da tersinir bir prosestir. Gerçekte ise sonlu sıcaklık farkında gerçekleşen ısı transferine tersinmez hal değişimleri eşlik eder ve bu da prosesi tersinmez yapar [24].

3.3.3 Entropi

Termodinamiğin sıfıncı ve birinci kanunlarının ifadelerinden termodinamik bir sistemin özellikleri olan sıcaklık ve iç enerji kavramları ortaya konulmuştur. Sıcaklık kavramı sıfıncı kanundan, iç enerji kavramı ise birinci kanundan ileri gelmiştir. Aynı biçimde, ikinci yasa başka bir termodinamik özelliğin varlığını ifade eder ki bu entropidir ve S (kJ/K) ile ifade edilir [25]. Entropi, moleküler düzensizliğin veya moleküler rasgeleliğin ölçüsü olarak görülebilir. Bir sistem daha düzensiz bir hal aldıkça, moleküllerin konumları belirsizleşir ve entropisi artar. Bu bağlamda, bir maddenin entropisi, katı fazında düşük, gaz fazında ise yüksek bir değere sahiptir [19]. Başka bir deyişle entropi, enerji transferleri ve dönüşümleri gerçekleşirken bu proseslerin, doğal yönlerinin belirlenmesine yardım eden bir düzenlilik ölçüsüdür [9].

İç enerji, bir sistemin sahip olduğu enerjinin niceliğinin ölçüsü iken entropi ise enerjinin niteliğinin ölçüsüdür. Diğer bir deyişle, düşük entropi yüksek kalitede enerji, yüksek entropi ise düşük kalitede enerji anlamına gelmektedir [25]. Enerjinin niceliği, gerçek bir hal değişimi sırasında birinci yasadandır dolay her zaman korunur. Fakat ikinci yasadandır dolay niteliği azalmak zorundadır. Nitelikteki bu azalma, entropi artışıyla birlikte olur. Entropi üretmeyen herhangi bir hal değişimine tersinirdir denebilir [19]. Yalıtılmış bir sistemin entropisi, tersinmez proseslerden dolayı sürekli olarak artar ve sistem termodinamik olarak dengeye ulaştığında entropi de o şartlar için en yüksek değere ulaşmış olur. Denge halinde ise tüm tersinmez prosesler durur. Bir sistem, çevresi ile entropi alışverişi yapmaya başladığında ise genellikle yalıtımlı olduğu zamanki denge halinden uzaklaşır ve entropi üreten tersinmez prosesler yine

gerçekleşmeye başlar. Entropi alışverişi, sistem ve çevresi arasında gerçekleşen ısı ve kütle transferleri ile ilişkilidir [9].

Entropinin matematiksel olarak ifade edilmesinin çıkış noktası ise Clausius eşitsizliğidir. Bu eşitsizlik, tersinir veya tersinmez tüm çevrimler için geçerli olup şöyle ifade edilir [19]:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.4)$$

Clausius eşitsizliğindeki “eşitsizlik” durumu tersinmez çevrimler için, “eşit” olma durumu ise tümünden veya içten tersinir çevrimler için geçerlidir. Bu bağıntıdaki sıcaklık (T), sistemdeki ısı geçişinin gerçekleştiği sıcaklık değeridir. Sınır sıcaklığı da denir [19].

Clausius, 1865 yılında yeni bir termodinamik özellik bulunduğunu anlamış ve bu özelliğe entropi adını vermiştir. Bu özelliğin değişimini veren matematiksel ifade de şöyledir [19]:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (3.5)$$

(3.5) bağıntısındaki “eşitlik” hali içten tersinir hal değişimleri için, “eşitsizlik” hali de tersinmez hal değişimleri için geçerlidir. Bu ifade incelendiğinde, şu sonuca varılabilir: Kapalı bir sistemin tersinmez hal değişimi sırasındaki entropi değişiminin o hal değişimi sırasındaki entropi geçişinden her zaman daha büyüktür. Daha büyük bir değere sahip olmasının sebebi de sistemdeki tersinmezliklerden kaynaklanan entropi üretimidir [19]. Entropi üretimi, sistemdeki tersinmezliklerin nicel bir ölçüsüdür ve $S_{\dot{u}}$ ile ifade edilir [21]. O halde (3.5) ifadesi daha açık bir şekilde şöyle yazılabilir [22]:

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta S_{\dot{u}} \quad (3.6)$$

(3.6) ifadesi, Gibbs bağıntısı olarak bilinir [22]. Isı geçişi olmadığı takdirde entropi değişimi sadece tersinmezliklerden kaynaklanır ve bu etki her zaman entropi değişimini arttırma yönündedir [19]. Entropi üretimi tersinmez prosesler için $\delta S_{\dot{u}} > 0$ olurken, tersinir prosesler için ise $\delta S_{\dot{u}} = 0$ olmaktadır [22]. $\delta S_{\dot{u}} < 0$ durumunun gerçekleşmesi ise mümkün değildir. Böyle bir sonuç, o hal değişiminin gerçekleşemeyeceği anlamına gelir [19].

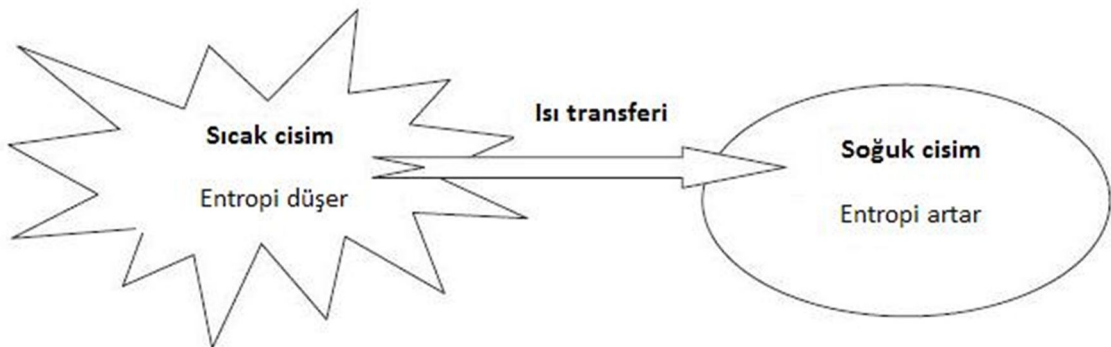
Bir hal değişimi sırasında ayrıık bir sistemin entropisi, her zaman artar veya tersinir hal değişiminin sınırlı durumlarında sabit kalır. Diğer bir deyişle, ayrıık bir sistemin entropisi hiçbir zaman azalmaz. Bu ifade, entropinin artışı ilkesi olarak bilinir ve şöyle ifade edilir [19]:

$$\Delta S_{\text{ayrıık}} \geq 0 \quad (3.7)$$

Bir sistemin toplam entropi değişimi, o sistemi oluşturan parçaların entropi değişimlerinin toplamına eşittir. Ayrıık bir sistem, kontrol hacmi ve çevresi gibi iki alt sistemden oluşabileceği gibi daha çok alt sistemden de oluşabilir. Kontrol hacmi ve çevresi, ayrıık bir sistemin iki alt sistemi olarak ele alınırsa ayrıık sistemin toplam entropi değişimi, kontrol hacminin ve çevrenin entropi değişimlerinin toplamı olacaktır. Kontrol hacmi ve çevresindeki entropi değişimi toplamı, entropi üretimine eşittir. Çünkü ayrıık bir sistem entropi geçişi içermez. Entropinin artışı ilkesi, daha açık bir şekilde şöyle ifade edilebilir [19]:

$$S_{\dot{u}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \Delta S_{\text{KH}} + \Delta S_{\text{çevre}} \geq 0 \quad (3.8)$$

(3.8) bağıntısında da öncekiler gibi “eşitlik “ durumu tersinir hal değişimleri için, “eşitsizlik” durumu ise tersinmez hal değişimleri için söz konusudur [19]. Bu bağıntı aynı zamanda termodinamiğin ikinci yasanın matematiksel ifadesidir [21]. Başka bir deyişle, entropi üretiminin değeri, ikinci yasanın bir sonucu olarak ilgili hal değişiminin hangi yönde gerçekleşeceği hakkında bilgi verir. Entropi üretimi sıfır veya daha büyükse ilgili hal değişimi gerçekleşebilir. Aksi halde gerçekleşmesi mümkün değildir.



Şekil 3.4 İki cisimden oluşan bir sistemde ısı transferi sonucu cisimlerde meydana gelen entropi değişimi [9]

Şekil 3.4' e bakıldığında da sıcak cisim ısı kaybettiği için entropisi azalırken, soğuk cisim ısı kazandığından entropisi artar. Her iki cisimdeki entropi değişimlerinin toplamı, diğer bir deyişle entropi üretimi ise entropinin artışı ilkesine bağlı olarak ya sıfırdır ya da sıfırdan daha büyüktür.

Entropinin artışı ilkesi göz önüne alındığında entropinin sadece ideal bir durum olan tersinir hal değişimlerinde korunduğu, tersinmez hal değişimlerinde ise arttığı ve bu nedenle entropinin korunumu ilkesi diye bir kavramın olmadığı söylenebilir [19].

Bir sistemdeki entropi değişimi, o sistemde meydana gelen ısı geçişi, kütle akışı ve entropi üretimi ile gerçekleşir. Bu durumun genel matematiksel ifadesi ise şöyledir [21]:

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum_j \frac{Q_j}{T_j} + \sum_g (\dot{m}_g \times s_g) + \sum_{\dot{c}} (\dot{m}_{\dot{c}} \times s_{\dot{c}}) + \dot{S}_{\dot{u}} \quad (3.9)$$

3.3.4 Ekserji (Kullanılabilir Enerji)

Bir sistemin veya akışın içerdiği enerji miktarının sadece belirli bir kısmının mekanik işe dönüştürülebilme fikri, Gibbs ve Maxwell' in yayınlarında ortaya çıkmıştır. Ekserji sözcüğü de ilk kez 1950' lerin sonunda Rant tarafından hazırlanan arşivlik bir yayında kullanılmıştır. Ekserji analizi konusundaki çalışmalar ise Gouy ve Stodola ile başlamıştır. Sonraki yıllarda ise Basnjakoviç tarafından geliştirilerek modernize edilmiştir. Geçmişten 20. yüzyılın başlarına doğru yapılan pek çok çalışmada ekserjinin tam ifadesi, termodinamik bir fonksiyondan ibarettir. Bu ifade, kullanılabilir enerji, ekserji, kullanılabilirlik veya maksimum potansiyel enerji olarak tanımlanabilir [26].

Ekserji, belirli bir enerjiye sahip akışkanın çevre şartlarına indirgenerek kendisinden maksimum iş elde edilmesine denir [27]. Ekserjinin başka benzer bir tanımlaması, referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir formundan elde edilebilecek maksimum iş şeklinde yapılmıştır [28]. Diğer bir deyişle, çevre şartlarından belirli bir şarta sistemi getirebilmek için gerekli minimum teorik yararlı iş ekserji denir [11]. Başka bir tanım da Basnjakoviç tarafından "ekserji, tersinir bir süreç sonunda, çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum yararlı iş miktarıdır" şeklinde yapılmıştır [29]. Szargut ise ekserjinin, bazı maddelerin doğal çevre bileşenleri ile tersinir bir süreç yoluyla, (sadece

doğal çevre bileşenleri ile etkileşim içinde) termodinamik denge haline geldiğinde elde edilebilecek maksimum iş miktarı olduğunu ifade etmiştir [30]. Bu ve buna benzer ekserji tanımlarında geçen “maksimum iş miktarı” ifadesine daha pek çok yayında rastlamak mümkündür [31]; [32]; [33]; [34]; [35];[36].

Tanımlara dikkat edildiğinde, sistem ve çevresi arasında bir denge durumunun olmaması halinde iş üretilebileceği, denge halinde (ölü hal) ise iş üretilemeyeceği sonucuna varılabilir. Ölü hal, sistemin çevresi ile ısı, mekanik ve kimyasal olarak dengede olması durumudur. Tanımlarda geçen çevre teriminden kastedilen, sistemdeki prosten ve sistemin çok yakınındaki çevreden etkilenmeyen referans büyük bir çevredir. Referans çevrenin tersinmezlik içermediği, bütün önemli tersinmezliklerin sistemde ve hemen yakın çevresinde olduğu kabul edilir [21]. Ölü haldeki bir sistem, referans çevrenin sıcaklığında ($T_0=25^{\circ}\text{C}$) ve basıncındadır ($P_0=1\text{ atm}$) [19].

Rudolf Clausius, termodinamik süreçte kullanılabilir olmayan bir miktar enerjinin bulunduğunu ifade etmiştir [23]. Ekserji, enerjinin kullanılabilir olan kısmını ifade eder. Bu yüzden ekonomik bir değeri vardır. Ekserji, tıpkı enerji gibi bir sistemin sınırlarından girip çıkabilir ve tersinmez proseslerden dolayı azalabilir, yok olabilir. Enerjinin kalitesinin düşmesinin sebebi tersinmez prosesler sonucu ekserjinin azalmasıdır [9]. Ekserji, ekstensif bir özellik olabildiği gibi birim kütle veya birim mol başına hesaplanabilir ve böylece intensif özelliğe bürünebilir [24].

Ekserji temel olarak, termomekanik ekserji ve kimyasal ekserji diye ikiye ayrılır. Termomekanik ekserji, sistemin çevresi ile ısı ve mekanik olarak dengeye gelmesi esnasında elde edilebilecek maksimum kuramsal işe denir. Termomekanik ekserji, fiziksel, kinetik ve potansiyel ekserjiyi kapsar. Fiziksel ekserji, bir madde içeriğinin sıcaklık ve basıncının tersinir fiziksel prosesler ile çevre şartlarına getirilmesi sırasında elde edilen iş şeklinde tanımlanır. Kinetik ekserji, kinetik enerjinin kendisine eşittir. Potansiyel ekserji de potansiyel enerjinin kendisine eş değerdir [24]. Kimyasal ekserji ise bir maddenin çevre koşullarında, çevre bileşenleriyle tepkimeye girdiği ve çevre bileşenlerinin üretildiği bir yakıt hücresinden elde edilebilecek maksimum kuramsal iş olarak tanımlanır [21].

İşlemlerin ve güç tesislerinin artan karmaşıklığıyla, enerji kaynaklarının en uygun şekilde kullanımını sağlamak için hatasız bir termodinamik analize ihtiyaç

duyulmaktadır. Bundan dolayı, yıllardır bazı termodinamik bilimcileri aynı anda hem birinci hem de ikinci kanunun bir araya getirilmesiyle meydana gelen yeni bir yöntem olan “kullanılabilirlik analizi” , “ekserji analizi” kavramlarını kullanmaktadırlar. Ekserji analizinin esas amacı, ısıl veya kimyasal proseslerin tersinmezliklerini miktar olarak belirlemek ve değerlendirmektir [37]. Ekserji analizi, proseslerin geliştirilmesi için ihtimalleri gösterir [38]. Dolayısıyla da termodinamiğin ikinci kanunu, sistemlerin iyileştirilmesi için güçlü bir araç olarak karşımıza çıkmaktadır. Ekserji analizi, ısıl sistemlerin tasarım, analiz, seçim ve sınıflandırılmasına katkıda bulunacak etkin bir araçtır. Ayrıca, eşit verime sahip farklı sistemlerin karşılaştırılmasına olanak tanınmasının yanı sıra işletme parametrelerinin seçimi ve işletme ekonomisi konusunda da yardımcı olur [38]. Böylece, bu araçla elde edilebilecek yüksek verim, doğrudan işletme giderlerini azaltarak ekonomik katkı sağlayacaktır.

Ekserji analizinin çok önemli bir ayağı olan termomekanik ekserji kavramını matematiksel olarak ifade etmek gerekirse, bir kontrol hacmindeki zamana göre değişiminin en genel hali şöyledir [39]:

$$\frac{dEx_{KH}}{dt} = \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \times \dot{Q}_j \right] - \left[\dot{W}_{KH} - \left[(P_0) \times \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \right] \right] + \sum_g [\dot{m}_g \times (ex_g)] - \sum_{\dot{c}} [\dot{m}_{\dot{c}} \times (ex_{\dot{c}})] - \dot{Ex}_k \quad (3.10)$$

Bu bağlamda (3.10) yer alan ifadelerin fiziksel anlamlarını kısaca açıklamak gerekirse:

$\dot{Ex}_Q = \sum_j \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \times \dot{Q}_j \right]$: Kontrol hacmine giren ve(ya) kontrol hacminden çıkan ısıya refakat eden ekserji miktarını temsil eder.

$\dot{Ex}_W = \left[\dot{W}_{KH} - \left[(P_0) \times \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \right] \right]$: Kontrol hacmine alınan ve(ya) kontrol hacminde üretilen işe refakat eden ekserji miktarını ifade eder. $\left[(P_0) \times \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \right]$ ifadesi ise çevreye karşı yapılan işe refakat eden ekserji miktarını temsil eder.

$\sum_g [\dot{m}_g \times (ex_g)]$: Kontrol hacmine giren akışlara refakat eden ekserji miktarını ifade eder. Kontrol hacmine giren bir akışın özgül (birim kütle başına) ekserjisi şöyle ifade edilebilir:

$$ex_g = [h_g - h_0] - [T_0 \times (s_g - s_0)] + \frac{v_g^2}{2} + (g \times z_g) \quad (3.11)$$

$\sum_c[(\dot{m}_c) \times (ex_c)]$: Kontrol hacminden çıkan akışlara refakat eden ekserji miktarını temsil eder. Kontrol hacminden çıkan bir akışın özgül ekserjisi de şöyle ifade edilebilir:

$$ex_c = [h_c - h_0] - [T_0 \times (s_c - s_0)] + \frac{v_c^2}{2} + (g \times z_c) \quad (3.12)$$

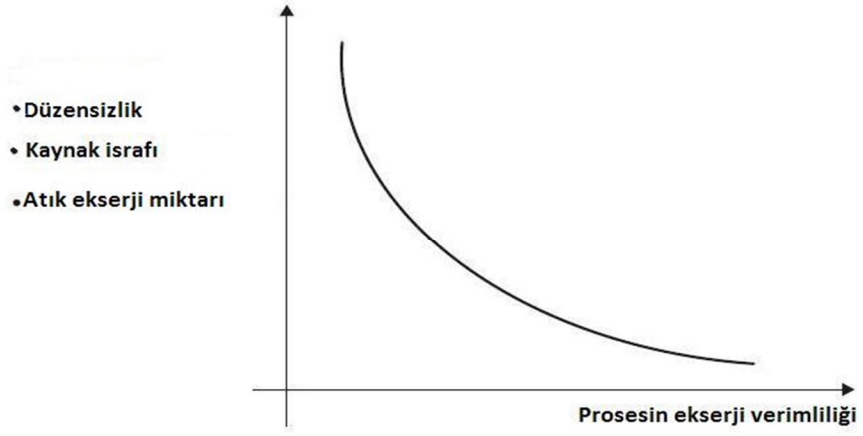
$\dot{E}X_k$: Tersinmez prosesler sırasında meydana gelen ekserji kaybını ifade eder. Ekserji kaybı şu şekilde de ifade edilebilir:

$$\dot{E}X_k = I = T_0 \times \dot{S}_u \quad (3.13)$$

Ele alınan bir sistemin veya sistemde yer alan herhangi bir bileşenin (ör: kompresör, ısı değiştirici vb.) ekserji değişimi veya ekserji kaybı hesaplanmak istendiğinde (3.10) bağıntısı dikkate alınır. Sistemin veya sistem bileşeninin özelliklerine ve yapılan kabullere göre bu bağıntıdaki bazı ifadeler sifıra eşitlenebilir ve böylece bağıntı daha sade bir hale getirilebilir.

Ekserji analizinin çok önemli olan diğer bir ayağı ise bir prosesin ekserji verimliliğinin (ψ) diğer bir deyişle ikinci kanun veriminin tespit edilmesidir. Bu verim, gerçek hal değişimlerinin tersinir hal değişimlerine ne kadar yaklaştığının bir ölçüsüdür [19]. Ekserji verimliliği, prosesin sergilediği performansın iç yüzüne dair enerji verimliliğinden daha aydınlatıcı bilgiler sağlar. Çünkü ekserji verimliliği enerji akışlarını, içerdikleri ekserji miktarlarına göre değerlendirir ve verimsizlikleri kaynaklandığı tersinmezliklere göre ayırır. Ekserji verimliliği, performansın gelişim potansiyelini yansıtan bir ölçüdür diye de tanımlanabilir. Fiziksel anlamı ise şöyle ifade edilebilir [9]:

$$\psi = \frac{\text{Çıkan ekserji miktarı}}{\text{Giren ekserji miktarı}} = 1 - \frac{\text{Kayıp ekserji miktarı}}{\text{Giren ekserji miktarı}} \quad (3.14)$$

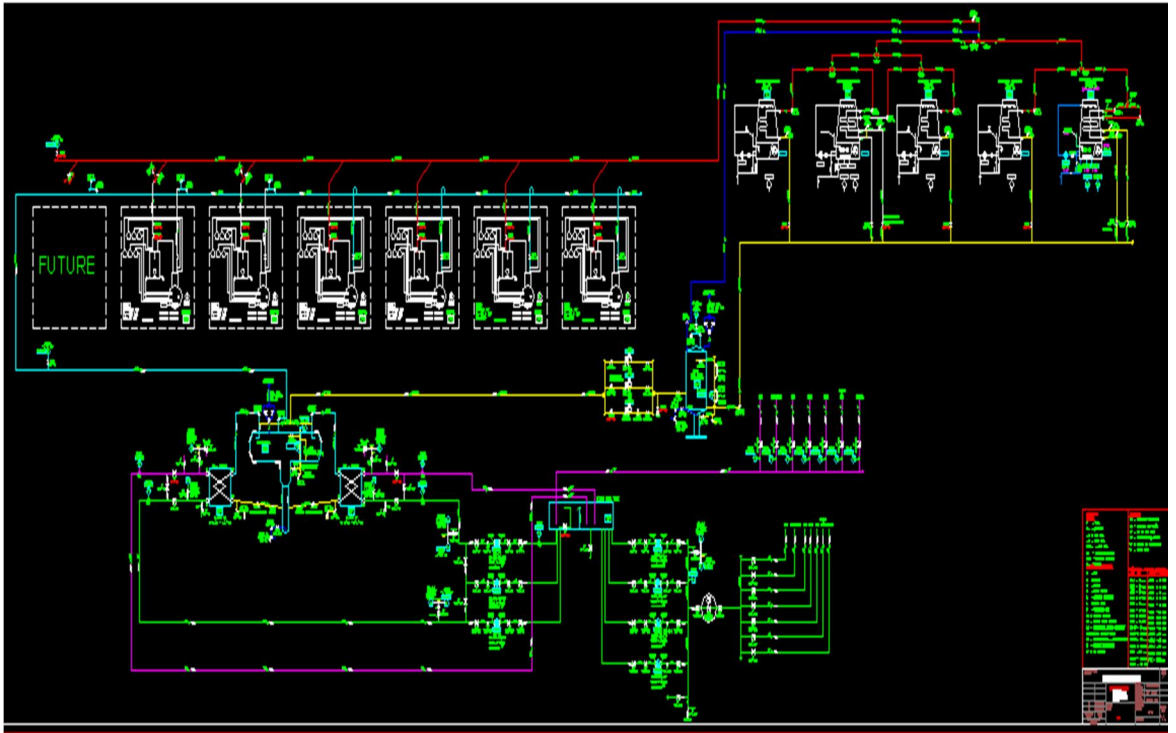


Şekil 3.5 Bir prosesin ekserji verimliliğinin kendi ekonomisi ve çevresiyle olan ilişkisinin niteliksel gösterimi [9]

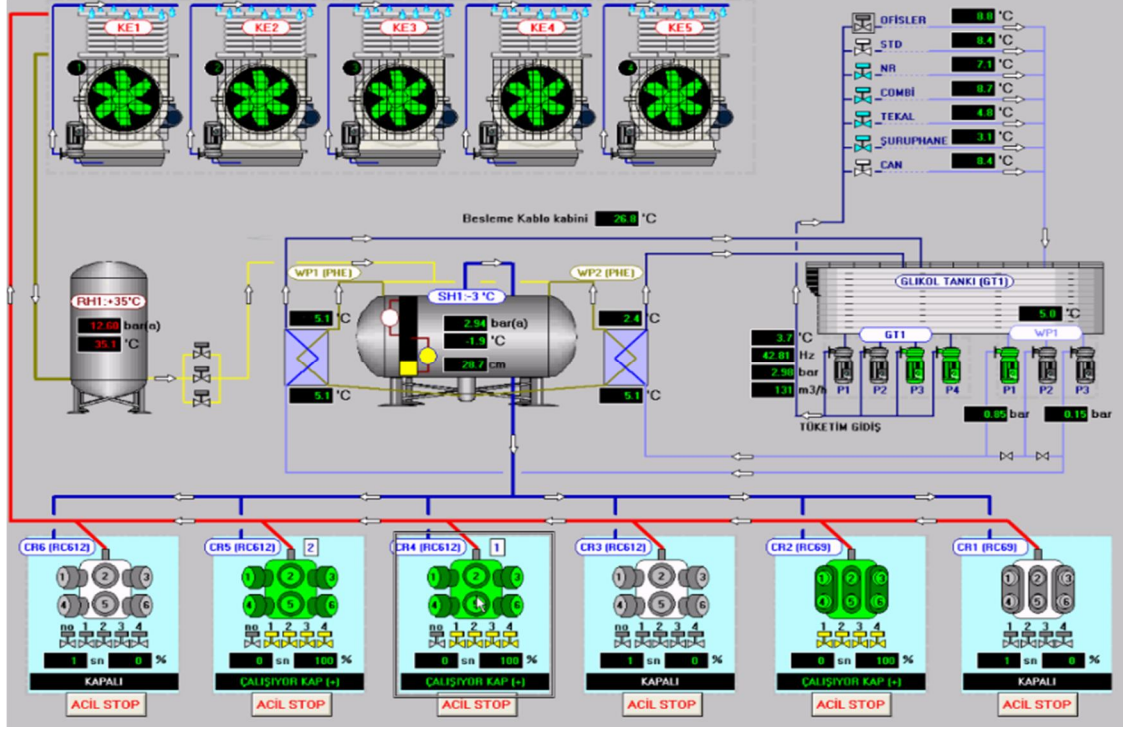
Şekil 3.5' te görüleceği üzere bir prosesin ekserji verimliliğinin azalması hem ekonomik bakımdan hem de çevresel açıdan zarar anlamına gelmektedir. Bu nedenle, ekserji verimliliğini arttıran optimizasyonlar oldukça önem kazanmaktadır.

İNCELENEN SOĞUTMA SİSTEMİNİN BİLEŞENLERİ VE ÖZELLİKLERİ

Bu bölümde, incelenen soğutma sisteminde yer alan bileşenlere ve bu bileşenlere ait özelliklere yer verilmiştir.



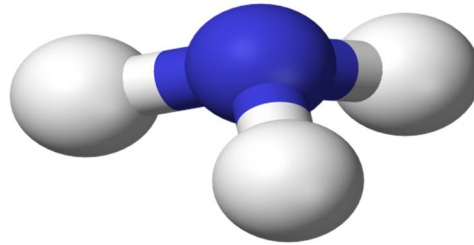
Şekil 4.1 Tesisin şematik gösterimi



Şekil 4.2 Kontrol, ayar ve ölçüm değerleri

4.1 Soğutucu Akışkan

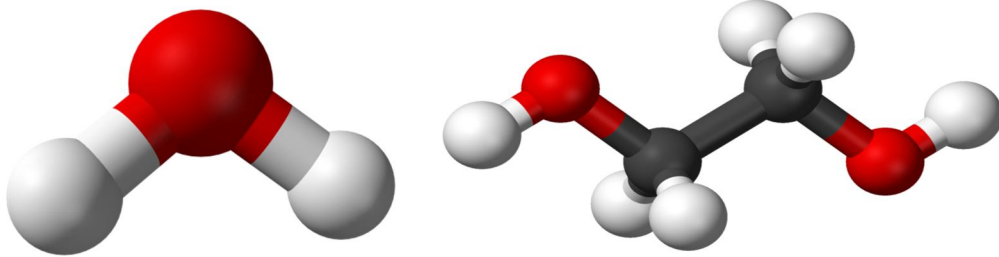
Soğutma sisteminin birincil soğutucu akışkanı amonyaktır (R717). Amonyak (NH_3), renksiz ve keskin bir kokuya sahiptir. Ayrıca, doğal bir soğutucu olup en verimli akışkanlardan birisidir. Zehirleyici ve bir ölçüde yanıcı-patlayıcı olmasına rağmen mükemmel ısıl özelliklere sahip olması sebebiyle, iyi eğitilmiş işletme personeli ile birlikte, büyük soğutma sistemlerinde başarıyla kullanılmaktadır. Buharlaşma ısısının yüksek oluşu ve buhar özgül hacminin de oldukça düşük olması, sistemde dolaştırılması gereken akışkan miktarının düşük seviyede olmasını sağlamaktadır [40].



Şekil 4.3 Amonyak molekülünün üç boyutlu yapısı [41]

Sistemdeki ikincil soğutucu akışkan ise monoetilen glikol/su karışımıdır. Bu karışım, hacimce %70 su (H_2O) ve %30 monoetilen glikol ($\text{HOCH}_2\text{CH}_2\text{OH}$) içermektedir.

Monoetilen glikol, renksiz, kokusuz, düşük uçuculuk ve viskozite değerine sahip olup su içinde tamamen çözünebilir hidrokarbon türevi bir bileşiktir. En yaygın olarak kullanılan antifriz maddelerden bir tanesidir. Çünkü su ile karıştırıldığında donma sıcaklığını önemli ölçüde düşürmektedir [42].



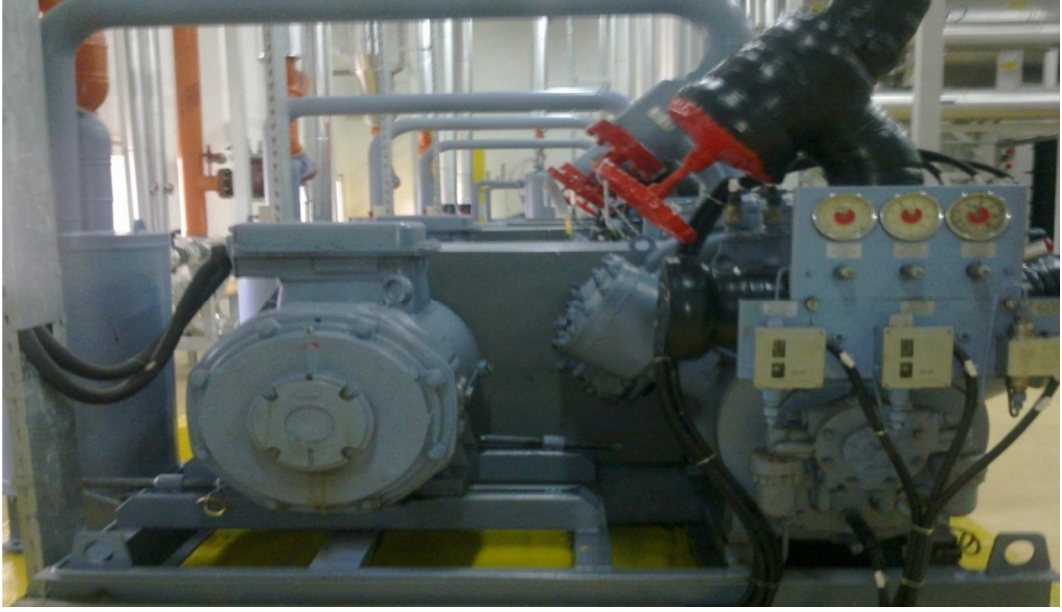
Şekil 4.4 Suyun (sol) [43] ve monoetilen glikolün (sağ) üç boyutlu molekül yapısı [44]

4.2 Kompresör Bileşeni

Kompresör bileşeninin soğutma sisteminde iki görevi vardır. İlki, evaporatördeki ısı yüklü soğutucu akışkanı buradan uzaklaştırmak ve böylece arkadan gelen ısı yüklü akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğini sağlamaktır. İkincisi, buhar halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığını kondenserdeki yoğuşma sıcaklığına çıkarmaktır [45]. Soğutma sisteminde dört tanesi RC612 model ve iki tanesi RC69 model olmak üzere toplam altı tane pistonlu kompresör bileşeni bulunmaktadır. -3°C evaporasyon ve $+35^{\circ}\text{C}$ kondensasyon sıcaklığında çalışmaktadırlar. Toplam soğutma kapasitesi 2563 kW' tır. Etrafı yalıtımsızdır.



Şekil 4.5 Tesiste yer alan altı kompresör bileşeninden birinin arkadan çekilmiş fotoğrafı



Şekil 4.6 Aynı kompresör bileşenin (Şekil 4.5) yandan çekilmiş fotoğrafı

4.3 Kondenser (Yoğuşturucu)

Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın evaporatörden buharlaşması için aldığı ısı ile kompresör bileşenindeki sıkıştırma işlemi sırasında eklenen ısının sistemden dışarı atılması, kondenserler yardımı ile yapılır. Böylece, soğutucu akışkan sıvı hale geçirilip genişletilerek evaporatörden tekrar ısı alacak duruma getirilir [46]. Soğutma sisteminde bir adet VCL-111L, bir adet VXC-S328, iki adet VXC-185 ve bir adet VXC-S429 model olmak üzere toplam beş adet evaporatif kondenser bulunmaktadır. Soğutma kapasiteleri 1307 kW' tır. Yaş termometre sıcaklığı +25°C olup kondensasyon sıcaklığı +35°C'dir. Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak tasarlanan bir kondenser tipidir. Evaporatif tip kondenserlerde boruların içerisinden soğutucu akışkan geçer. Bu özellikten dolayı borularda Shell&Tube tipi kondenserlerde olduğu gibi kesit daralması olmaz. Bu nedenle nispeten daha verimlidir [47].



Şekil 4.7 Tesiste yer alan beş kondenserden üçünün yer aldığı fotoğraf

4.4 Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Evaporatör, buhar sıkıştırımlı çevrimin alçak basınç bölgesinde çalışan ve soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdaki ısı çektiği bir eşanjör görevini yerine getirir. Kondenserdan çıkan soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdaki tekrar ısı çekebilmesi için sıcaklığının soğutulacak ortamdaki düşük olması gerekir. Çok basit bir şekilde ifade etmek gerekirse evaporatör, sistemi soğutan soğutucu bir düzendir [46]. Soğutma sisteminde iki adet GEA – ECOFLEX marka evaporatör bulunmaktadır. Soğutma kapasiteleri 1660 kW olup birincil soğutucu akışkanı amonyak ve ikincil soğutucu akışkanı su/monoetilen glikol karışımıdır. Evaporasyon sıcaklığı da -3°C 'dir. AISI 304 malzemesinden imal edilmiştir. Kalınlığı da 0.6 mm' dir. Etrafı yalıtımlıdır.



Şekil 4.8 Tesiste yer alan iki evaporatörden birinin çekilmiş fotoğrafı

4.5 Genleşme Valfi

Kondenserden çıkan soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdan ısı çekebilmesi için sıcaklığının soğutulacak ortam sıcaklığından daha düşük olması gerekir. Bu amaçla akışkanın basıncı ve buna bağlı olarak sıcaklığı, genleşme elemanlarında düşürülür. Bu şekilde, soğutucu akışkanın düşük kuruluk derecesinde ıslak buhar olarak evaporatöre girmesi sağlanır. Genleşme elemanları aynı zamanda evaporatörde istenilen ısı miktarının çekilebilmesi için gerekli olan soğutucu akışkan debisini ayarlar [46]. Bu çalışmadaki soğutma sisteminde üç adet genleşme valfi bulunmaktadır. Etrafı yalıtımlıdır.



Şekil 4.9 Tesisteki üç adet genleşme valfinin fotoğrafı

4.6 Pompa

Pompalar, monoetilen glikol/su karışımının emilmesinde kullanılmaktadır. Glikol hattında GRUNDFOS marka yatay monoblok tipi su pompaları kullanılmaktadır. Glikol hattı, tüketim (OFİSLER, STD, NR, COMBI, TEKAL, ŞURUPHANE, CAN) ve plakalı eşanjörlere giden iki hattan oluşmaktadır. Tüketime giden hatta dört adet 165 m³/h debili, 35 mSS (metre su sütunu)' li, 30 kW motorlu (biri yedek) pompalar yer almaktadır. Eşanjörlere giden hatta ise iki adet ve bir adet de yedek olmak üzere toplam üç adet 385 m³/h debili, 19 mSS' li, 30 kW motorlu pompalar mevcuttur. Pompalardan bir tanesi frekans konvertörlü olarak çalışmaktadır.



Şekil 4.10 Evaporatörlere giden hattaki pompaların fotoğrafı



Şekil 4.11 Tüketime giden hatta yer alan dört pompanın fotoğrafı

4.7 Basıncılı Kaplar ve Glikol Tankı

Çizelge 4.1 Soğutma sistemindeki basınçlı kaplar ile glikol tankına ait bazı özellikler

Tank Türü	Sıvı Tankı	-3°C Ayırıcı Tankı	Glikol Tankı
Çap/en*uzunluk (mm)	960 * 2000	1600 * 4500	2000 * 10000
Yükseklik (mm)	-	-	2000
Montaj şekli	Dik	Yatay	Yatay

Sıvı ve ayırıcı tank (amonyak tankları) silindirik olup ayırıcı tank yalıtımlıdır. Glikol tankı ise küp şeklindedir ve yalıtımlıdır. Hem neme ve dış ortama karşı dayanıklı olması hem de yalıtım malzemesinin tankla bütünleşmesinin sağlanabilmesi amacıyla glikol tankının dışı emülsör boya ile boyanmıştır. Glikol tankının içinde sıcak ve soğuk glikolü birbirinden ayıran bir sac bulunmaktadır. Herhangi bir bölmedeki glikolün seviyesinde artış meydana geldiğinde o bölmedeki glikol diğer bölmeye geçebilmektedir.



Şekil 4.12 Glikol tankının profilden çekilmiş fotoğrafı



Şekil 4.13 Ayırıcı tankın fotoğrafı



Şekil 4.14 İki evaporatörün üstünde yer alan ayırıcı tankın fotoğrafı

Evaporatif kondenserlerin bulunduğu sistemlerde yoğuşan soğutucu akışkanı kondenslerden almak ve depolamak üzere bir soğutucu akışkan deposu (sıvı tankı) kullanılması tercih edilir hale gelmiştir. Bundaki amaç, kondenserin faydalı alanını sıvı depolamak için harcamamaktır [48].



Şekil 4.15 Sıvı tankının fotoğrafı



Şekil 4.16 Kondenserlerden sıvı tankına giden hattın fotoğrafı

BÖLÜM 5

UYGULAMA

Bu bölümde, Bölüm 3' te geçen kütle, enerji ve ekserji analizlerinin işletmenin soğutma sisteminde yer alan ve Bölüm 4' te gösterilen bileşenlere ayrı ayrı uygulanması ile her bir bileşen için kullanılacak eşitlikler çıkarılmıştır.

5.1 Kabuller

Analizlerin uygulanması sırasında bazı kabuller yapılmıştır. Bunları şöyle sıralayabiliriz;

- Her bir bileşende sürekli rejim söz konusudur.
- Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilebilir.
- Referans çevre, sistemin bulunduğu ortamdır.
- Evaporatörlere giren birincil soğutucu akışkan doymuş sıvı, evaporatörlerden çıkan birincil soğutucu akışkan ise doymuş buhardır. Basınç sabittir.
- Kompresör sistemlerine giren birincil soğutucu akışkan doymuş buhar, kompresör sistemlerinden çıkan birincil soğutucu akışkan ise kızgın buhardır.
- Kondensere giren birincil soğutucu akışkan kızgın buhar, kondensere çıkan birincil soğutucu akışkan ise doymuş sıvıdır. Basınç sabittir.

5.2 Kompresör Sistemi

- Sürekli rejim.
- Tek girişli-çıkışlı.
- Yalıtımsız.
- Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilebilir.

- Çevresiyle iş alışverişinde bulunmaktadır.

5.2.1 Kütle Denkliği

Kontrol hacminin sürekli rejimli ve tek girişli-çıkışlı olduğu bir durumda kütle denkliği ifadesi (3.1) bağıntısı temel alınarak şu şekilde ifade edilebilir;

$$\dot{m}_g = \dot{m}_ç = \dot{m}_a \quad (5.1)$$

5.2.2 Enerji Denkliği

Ele alınan kontrol hacmi, sürekli rejimli, tek girişli-çıkışlı, kinetik ve potansiyel enerjilerinin ihmal edilebilir, yalıtımsız ve çevresiyle iş alışverişi halindedir. Bu şartlar altında enerji denkliği, (3.3) eşitliğinden yararlanılarak şöyle ifade edilebilir;

$$\dot{W}_{KH} = \dot{Q}_{KH} + [\dot{m}_a \times (h_g - h_ç)] \quad (5.2)$$

5.2.3 Ekserji Denkliği

Sürekli rejimli, tek girişli-çıkışlı, kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilebilir, yalıtımsız, çevresiyle iş alışverişi halinde olan ve genleşme-daralma olmayan bir kontrol hacmi için ekserji denkliği, (3.10) eşitliği baz alınarak şöyle ifade edilebilir;

$$\dot{E}_{X_k} = \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_s} \right) \times \dot{Q}_{KH} \right] - \dot{W}_{KH} + [\dot{m}_a \times (ex_g - ex_ç)] \quad (5.3)$$

(3.11) ve (3.12) bağıntıları da (5.3) eşitliğinde yerine konduğunda kompresör sistemi için ekserji kaybını veren ifade elde edilir;

$$\dot{E}_{X_k} = (-T_0) \times \left[\frac{\dot{Q}_{KH}}{T_s} + (\dot{m}_a \times (s_g - s_ç)) \right] \quad (5.4)$$

5.3 Kondenser

- Sürekli rejim.
- Tek girişli-çıkışlı.
- Kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilebilir.
- Yalıtımsız.
- Çevre ile iş alışverişi söz konusu değil.

5.3.1 Kütle Denkliği

Kontrol hacminin sürekli rejimli ve tek girişli-çıkışlı olduğu bir durumda kütle denkliği ifadesi (3.1) bağıntısı temel alınarak şu şekilde ifade edilebilir;

$$\dot{m}_g = \dot{m}_ç = \dot{m}_a \quad (5.5)$$

5.3.2 Enerji Denkliği

Sürekli rejimli, tek girişli-çıkışlı, yalıtımsız, kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilebilir ve çevresiyle iş alışverişinde bulunmayan bir kontrol hacmi için (3.3) eşitliği temel alınarak enerji denkliği şöyle ifade edilebilir;

$$\dot{Q}_{KH} = \dot{m}_a \times (h_ç - h_g) \quad (5.6)$$

5.3.3 Ekserji Denkliği

Sürekli rejimli, tek girişli-çıkışlı, yalıtımsız, kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilebilir, genleşmeyen ve daralmayan, çevresiyle iş alışverişinde bulunmayan bir kontrol hacmi için (3.10) bağıntısı temel alınarak ekserji denkliği şöyle ifade edilebilir;

$$\dot{E}_{X_k} = \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_s} \right) \times \dot{Q}_{KH} \right] + \dot{m}_a \times \left[(h_g - h_ç) - \left(T_0 \times (s_g - s_ç) \right) \right] \quad (5.7)$$

5.4 Evaporatör

- Sürekli rejim.
- Her akışkan için tek giriş tek çıkış olmak üzere toplam iki giriş iki çıkış vardır.
- Yalıtımlı.
- Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilebilirdir.
- Çevresiyle iş alışverişinde bulunmamaktadır.

5.4.1 Kütle Denkliği

Kontrol hacminde iki farklı akışkan için iki giriş-çıkış vardır. Sürekli rejim söz konusudur. Bu şartlar altındaki bir kontrol hacmi için kütle denkliği, (3.1) eşitliğinden yararlanılarak şöyle ifade edilebilir;

$$\dot{m}_{g(a)} + \dot{m}_{g(gs)} = \dot{m}_{ç(a)} + \dot{m}_{ç(gs)} \quad (5.8)$$

Kontrol hacmindeki bu iki farklı akışkan birbiriyle karışmadığı için kütle denklikleri, her akışkan için ayrı ayrı da ifade edilebilir.

$$\dot{m}_{g(a)} = \dot{m}_{\zeta(a)} = \dot{m}_a \quad (5.9)$$

$$\dot{m}_{g(gs)} = \dot{m}_{\zeta(gs)} = \dot{m}_{gs} \quad (5.10)$$

5.4.2 Enerji Denkliği

Birbirine karışmayan her iki akışkan için tek girişli-çıkışlı, sürekli rejimli, yalıtımlı, kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilebilir ve çevresiyle iş alışverişinde bulunmayan bir kontrol hacmi için enerji denkliği, (3.3) bağıntısı göz önüne alınarak şöyle ifade edilebilir;

$$\sum_g (\dot{m}_g \times h_g) = \sum_{\zeta} (\dot{m}_{\zeta} \times h_{\zeta}) \quad (5.11)$$

(5.11) eşitliği açılırsa;

$$(\dot{m}_g \times h_g)_{gs} + (\dot{m}_g \times h_g)_a = (\dot{m}_{\zeta} \times h_{\zeta})_{gs} + (\dot{m}_{\zeta} \times h_{\zeta})_a \quad (5.12)$$

(5.9) ve (5.10) bağıntıları (5.12) eşitliğinde yerine konursa;

$$\dot{m}_{gs} \times (h_g - h_{\zeta})_{gs} = \dot{m}_a \times (h_{\zeta} - h_g)_a \quad (5.13)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{gs} \times \frac{(h_g - h_{\zeta})_{gs}}{(h_{\zeta} - h_g)_a} \quad (5.14)$$

Evaporatöre uygulanan enerji analizi ile amonyak debisinin, glikollü su debisine bağlı ifadesi tespit edildi.

5.4.3 Ekserji Denkliği

Birbirine karışmayan her iki akışkan için tek girişli-çıkışlı, sürekli rejimli, yalıtımlı, kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilebilir olan, çevresiyle iş alışverişinde bulunmayan ve de genişleme-daralma olmayan bir kontrol hacmi için (3.10) eşitliğinden yararlanılarak ekserji denkliği ifadesi şu şekilde ifade edilebilir;

$$\dot{E}_{X_k} = \sum_g (\dot{m}_g \times ex_g) - \sum_{\zeta} (\dot{m}_{\zeta} \times ex_{\zeta}) \quad (5.15)$$

(5.15) bağıntısı, (5.9) ve (5.10) eşitlikleri göz önüne alınıp açıldığı takdirde;

$$\dot{E}_{X_k} = \left[\dot{m}_{gs} \times (ex_g - ex_{\zeta})_{gs} \right] + \left[\dot{m}_a \times (ex_g - ex_{\zeta})_a \right] \quad (5.16)$$

(3.11) ve (3.12) eşitlikleri de uygulandığında;

$$\begin{aligned} \dot{E}_{X_k} = \dot{m}_{gs} \times & \left[(h_g - h_{\zeta}) - (T_0 \times (s_g - s_{\zeta})) \right]_{gs} + \dot{m}_a \\ & \times \left[(h_g - h_{\zeta}) - (T_0 \times (s_g - s_{\zeta})) \right]_a \end{aligned} \quad (5.17)$$

(5.13) bağıntısından yararlanılıp glikollü su debisi, amonyak debisi cinsinden ifade edildiğinde ve (5.17) eşitliğinde yerine konulduğunda evaporatör için ekserji kaybı ifadesi tespit edilmiş olur.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{X_k} = \dot{m}_a \times \frac{(h_{\zeta} - h_g)_a}{(h_g - h_{\zeta})_{gs}} \times & \left[(h_g - h_{\zeta}) - (T_0 \times (s_g - s_{\zeta})) \right]_{gs} + \dot{m}_a \\ & \times \left[(h_g - h_{\zeta}) - (T_0 \times (s_g - s_{\zeta})) \right]_a \end{aligned} \quad (5.18)$$

5.5 Genleşme Valfi

- Sürekli rejim.
- Tek girişli-çıkışlı.
- Yalıtımlı.
- İzentalpik.
- Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilebilirdir.
- Çevresiyle iş alışverişinde bulunmamaktadır.

5.5.1 Kütle Denkliği

Sürekli rejimin ve tek giriş-çıkışın söz konusu olduğu bir sistemde temel kütle denkliği (3.1) eşitliği şöyle ifade edilebilir;

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{\zeta} = \dot{m}_a \quad (5.19)$$

5.5.2 Enerji Denkliği

Temel enerji denkliği ifadesi (3.3) eşitliği olup sistemin s¼rekli rejimli, yalıtımlı, tek girişli-çıkışlı, kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilebilir olduğundan ve ayrıca çevre ile iş alışverişi söz konusu olmadığından (3.3) bağıntısı şu şekilde ifade edilebilir;

$$\dot{m}_g \times h_g = \dot{m}_ç \times h_ç \quad (5.20)$$

Genleşme valflerinde, giriş ve çıkış entalpilerinin birbirine eşit olması ve (5.19) eşitliği göz önüne alındığında (5.20) eşitliği şu hale gelir;

$$\dot{m}_a \times h = \dot{m}_a \times h \quad (5.21)$$

5.5.3 Ekserji Denkliği

S¼rekli rejimli, yalıtımlı, tek girişli-çıkışlı, kinetik ve potansiyel enerjileri ihmal edilebilir, çevre ile iş alışverişi söz konusu olmayan ve ayrıca genleşme-daralma olmayan bir kontrol hacminde ekserji denkliği, (3.10) eşitliği önderliğine şöyle ifade edilebilir;

$$\dot{E}_{X_k} = \dot{m}_a \times [ex_g - ex_ç] \quad (5.22)$$

(3.11) ve (3.12) eşitlikleri (5.22) bağıntısında yerine konduğunda;

$$\dot{E}_{X_k} = \dot{m}_a \times [(h_g - h_ç) - [T_0 \times (s_g - s_ç)]] \quad (5.23)$$

Genleşme valflerinde giriş ve çıkış entalpi değerleri birbirine eşit olduğundan (5.23) eşitliği şu duruma gelir;

$$\dot{E}_{X_k} = \dot{m}_a \times [-T_0 \times (s_g - s_ç)] \quad (5.24)$$

Böylece, genleşme valfinin birim zaman için ekserji kaybını veren ifade elde edilmiş olur.

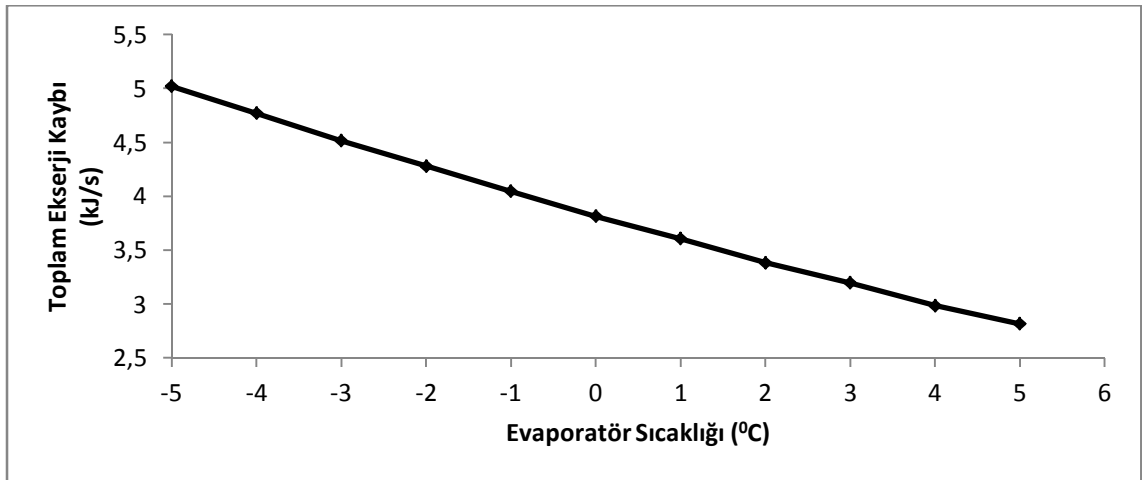
SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu bölümde öncelikle, ideal çevrim için saptanan sonuçlar incelenmiştir. Ardından da bu çalışmada tespit edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Son olarak da optimizasyon seçenekleri değerlendirilip en uygun öneri tespit edilmeye çalışılmıştır.

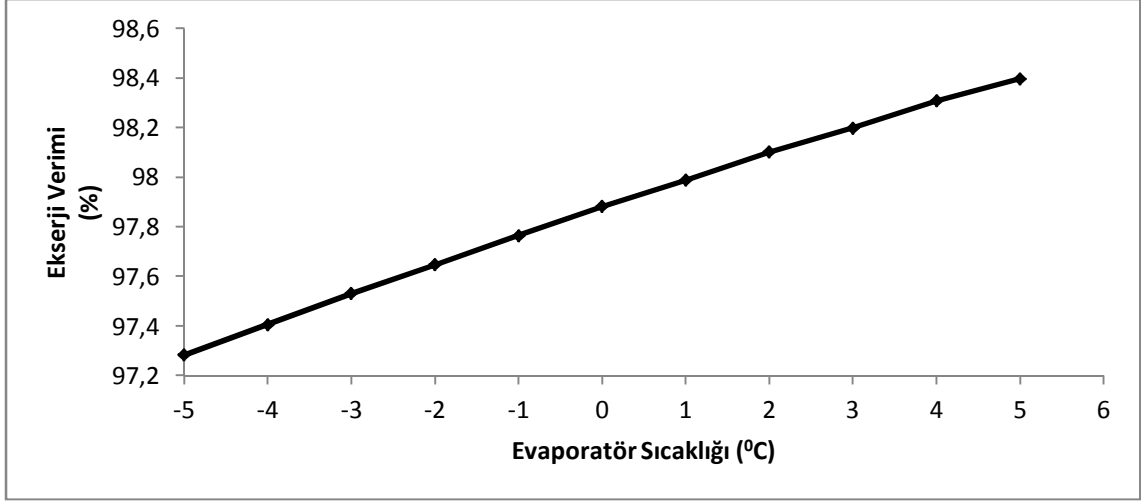
6.1 Sonuçlar

Bu çalışmada birincil soğutucu akışkana (R717) ait termodinamik özellikler için REFPROP 7.0 paket programından yararlanılırken ikincil soğutucu akışkana (glikollü su) dair termodinamik özellikler için ise PROPHYPLUS paket programından yararlanılmıştır.

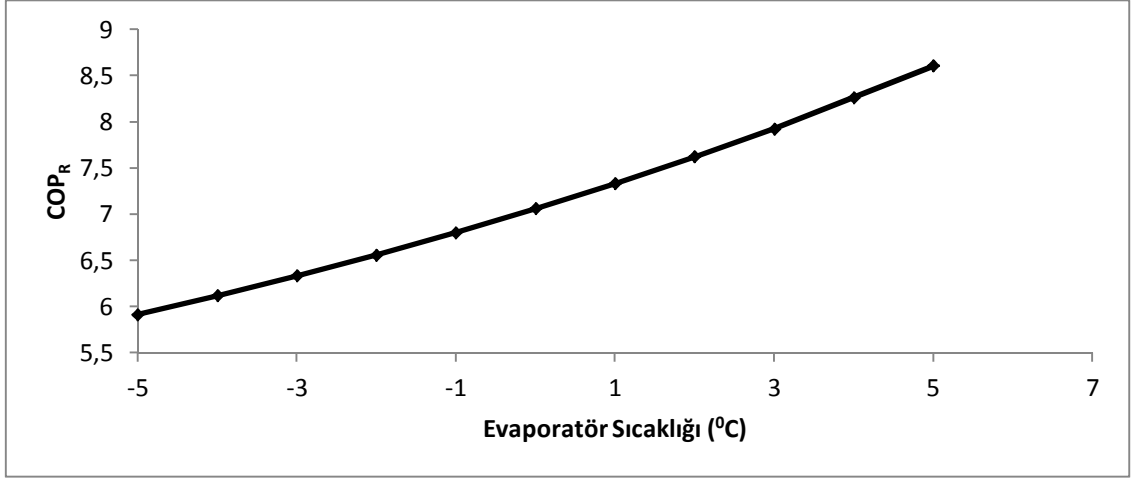
İdeal çevrimin ortam koşulları, ölü hal koşulları ($T_0=25^{\circ}\text{C}$, $P_0=1$ atm) olarak kabul edilmiştir. Ayrıca, çevrimin soğutucu akışkan (R717) debisi sabit (0.15 kg/s) tutulmuştur.



Şekil 6.1 İdeal çevrimde toplam ekserji kaybının evaporatör sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$



Şekil 6.2 İdeal çevrimde toplam ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$

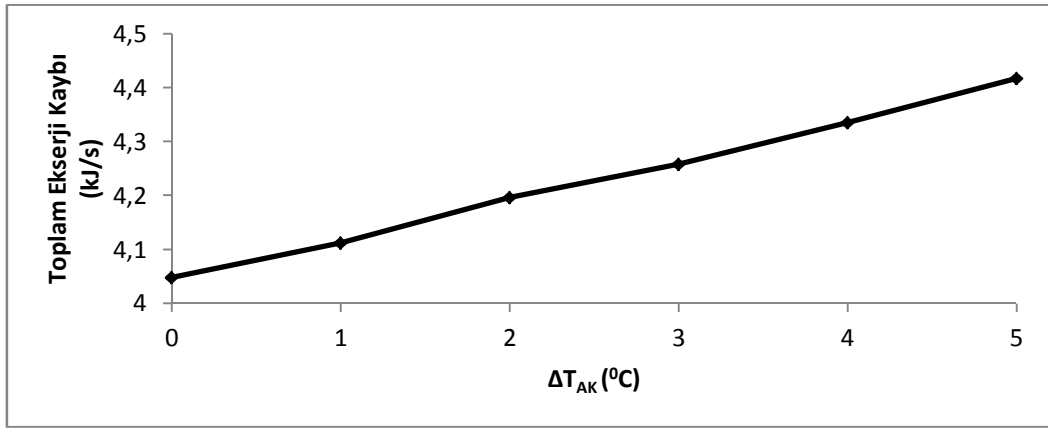


Şekil 6.3 İdeal çevrimde COP_R değerlerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$
Evaporatör sıcaklığının artması ile birlikte toplam ekserji kaybında azalış (Şekil 6.1), toplam ekserji veriminde ve COP_R değerlerinde ise artış (Şekil 6.2 ve Şekil 6.3) olduğu görülmüştür.

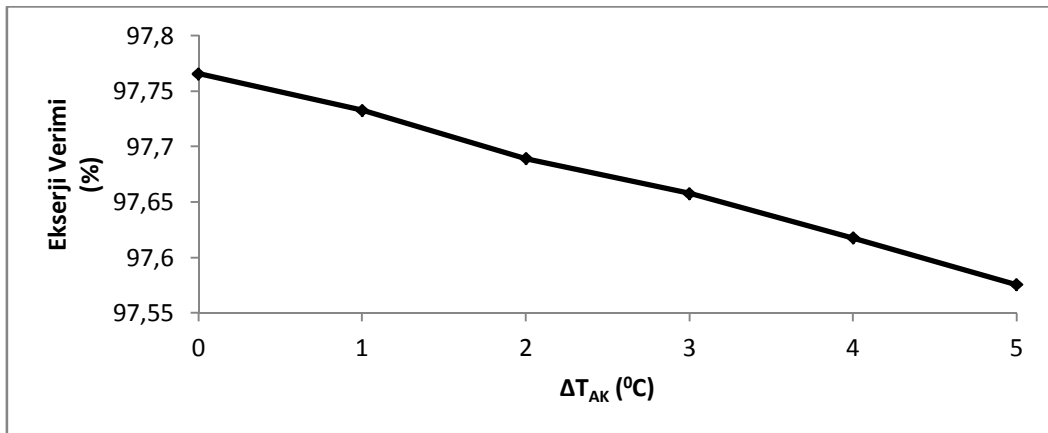
Kondenser basıncının sabit olduğu ideal bir çevrimde evaporatör sıcaklığı arttıkça, soğutucu akışkan basıncının, kompresör sistemince (kompresör motor çifti), kondenser basıncına yükseltilebilmesi için gerekli iş miktarı azalmıştır. Bunun yanı sıra, evaporatör sıcaklığı arttıkça soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığı (kızgınlığı) da düşmüştür ve kondenser boyunca akışkanın kızgın buhar halinden doymuş sıvı hale geçmesi için kaybedeceği ısı miktarı azalmıştır. Ayrıca artan evaporatör sıcaklığı ile birlikte genişleme valfinin, doymuş sıvı durumundaki soğutucu akışkanı kısacağı basınç aralığı (ΔP) ve

sıcaklık aralığı (ΔT) düştüğünden kısılma işlemi sırasındaki Δs miktarı da azalmıştır. Tüm bu işlemler, ekserji kaybını azaltıcı bir etkiye sahip olduğundan evaporatör sıcaklığının artması, toplam ekserji kaybını azaltmıştır. Evaporatör sıcaklığının yükselmesi, evaporatörün soğutma kapasitesini arttırmıştır. Her ne kadar, soğutma kapasitesinin yükselmesi ile birlikte sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinin artması sonucu ekserji kaybında artış meydana gelse de diğer bileşenlerde gerçekleşen azalma, çevrimin toplam ekserji kaybını azaltmıştır. Azalan ekserji kaybı ile birlikte toplam ekserji veriminde artış yaşanmıştır. Ayrıca, çevrimin soğutma kapasitesinin artması ve kompresör sistemi işinin düşmesi, COP_R değerlerinde artış sağlamıştır.

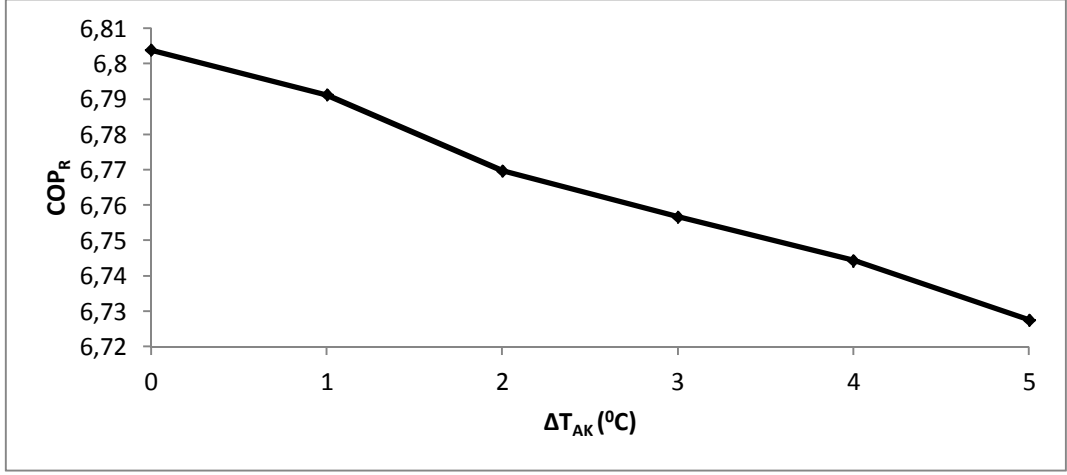
İdeal çevrim üzerinde farklı uygulamalar tatbik edilmek suretiyle de çeşitli sonuçlara ulaşılmıştır. Öncelikle, kondenser basıncı sabit tutulan çevrime aşırı kızdırma işlemi uygulanmıştır.



Şekil 6.4 İdeal çevrimde toplam ekserji kaybının aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi, $T_E = -1^{\circ}C$ ve $T_K = 33.672^{\circ}C$



Şekil 6.5 İdeal çevrimde toplam ekserji veriminin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi, $T_E = -1^{\circ}C$ ve $T_K = 33.672^{\circ}C$



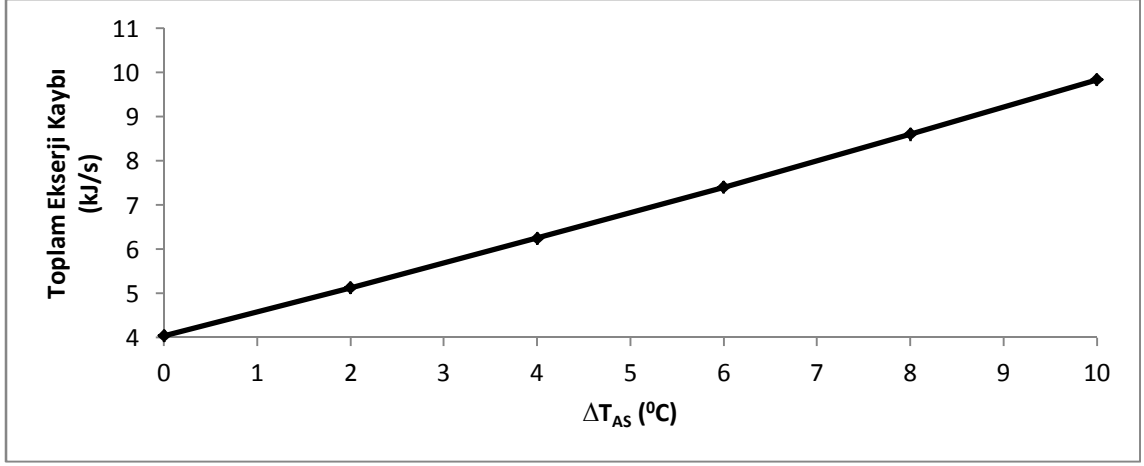
Şekil 6.6 İdeal çevrimde COP_R değerlerinin aşırı kızdırma sıcaklığı ile değişimi, $T_E=-1^{\circ}C$ ve $T_K=33.672^{\circ}C$

Aşırı kızdırma işleminin toplam ekserji kaybında artışa (Şekil 6.4), toplam ekserji veriminde ve COP_R değerlerinde ise düşüşe (Şekil 6.5 ve Şekil 6.6) neden olduğu görülmüştür.

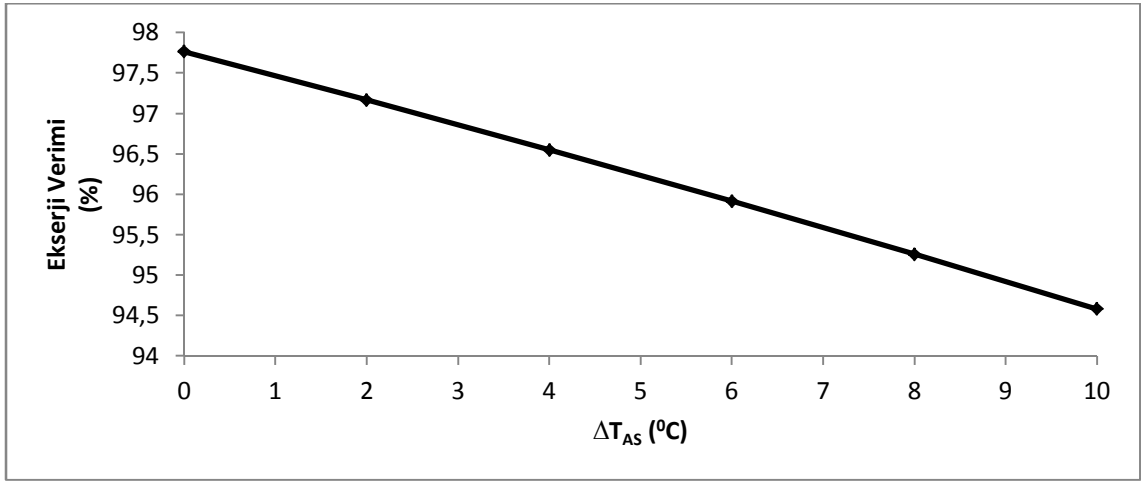
Sabit kondenser basıncında çalışan ideal bir çevrime uygulanan aşırı kızdırma işleminde sıcaklık arttıkça, soğutucu akışkanın kondensere giriş sıcaklığı (kızgınlığı) artmıştır. Dolayısıyla, kızdırma sıcaklığının yükselmesiyle birlikte bunu sağlamak için gerekli kompresör sistemi işi ve akışkanın kondenser boyunca kızgın halden doymuş sıvı hale geçmesi için kaybetmesi gereken ısı miktarı artmıştır. Her iki durum da ekserji kaybını arttırıcı bir etkiye sahiptir. Soğutucu akışkan, sürekli olarak sabit basınçta genleşme valfine girip sabit bir basınca kısıldığından ($\Delta s=sabit$) ekserji kaybı sabit olmuştur. Kızdırma sıcaklığı arttıkça evaporatörün soğutma kapasitesi yükselmiştir ve bu durum, evaporatördeki sonlu sıcaklık farkında ısı geçişini arttırdığından ekserji kaybını da arttırmıştır.

Tüm bunlar dikkate alındığında, kızdırma sıcaklığı arttıkça çevrimin toplam ekserji kaybında artış ve ekserji kaybındaki bu artış sebebiyle de çevrimin toplam ekserji veriminde düşüş yaşandığı saptanmıştır. Ayrıca, çevrimin soğutma kapasitesi, kızdırma sıcaklığı arttıkça yükselmesine karşın kompresör sistemi işi de arttığından COP_R değerlerinde düşüş gözlenmiştir.

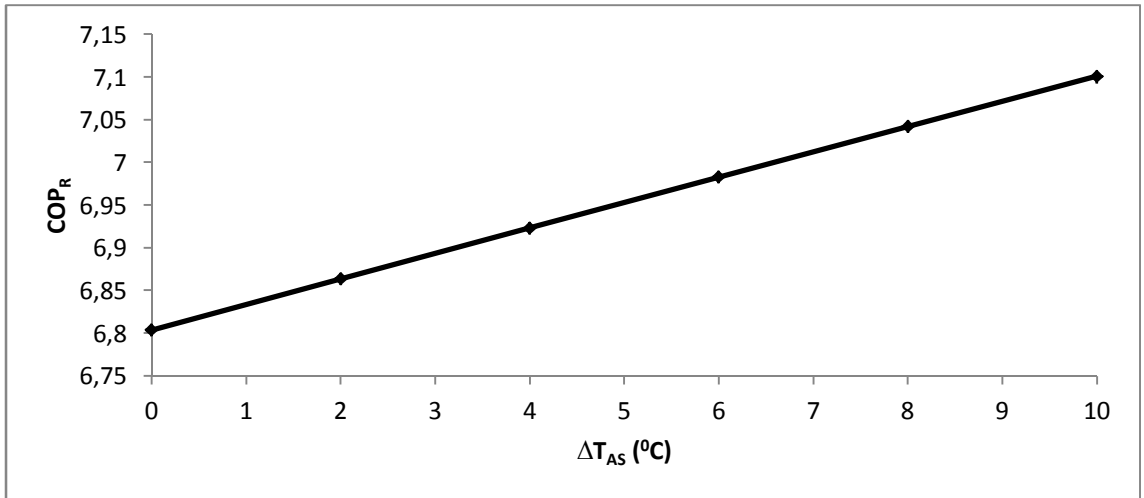
Sabit kondenser ve evaporatör basıncındaki ideal bir çevrime aşırı soğutma işlemi uygulanmıştır.



Şekil 6.7 İdeal çevrimde toplam ekserji kaybının aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$ ve $T_E=-1^{\circ}\text{C}$



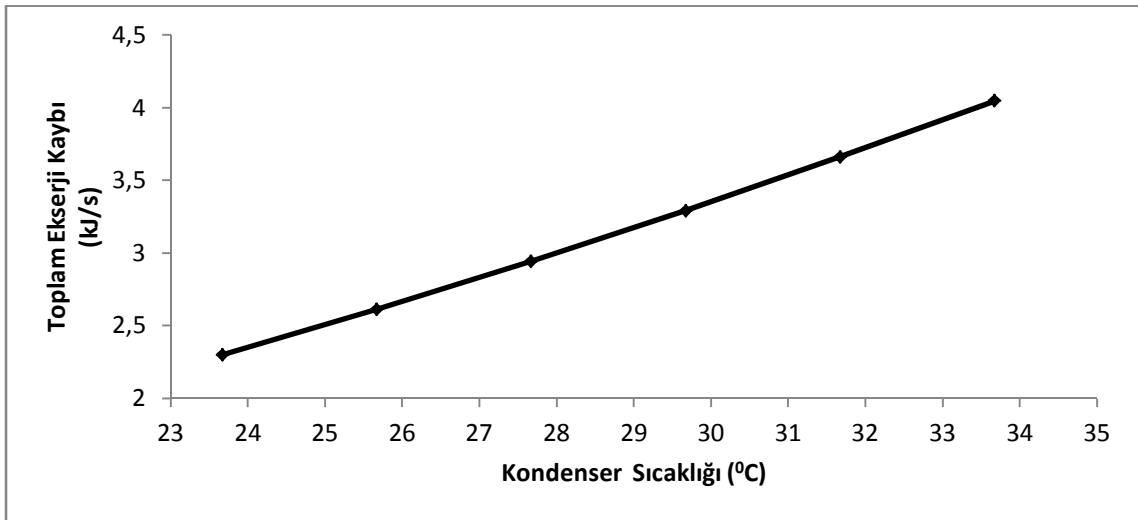
Şekil 6.8 İdeal çevrimde toplam ekserji veriminin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$ ve $T_E=-1^{\circ}\text{C}$



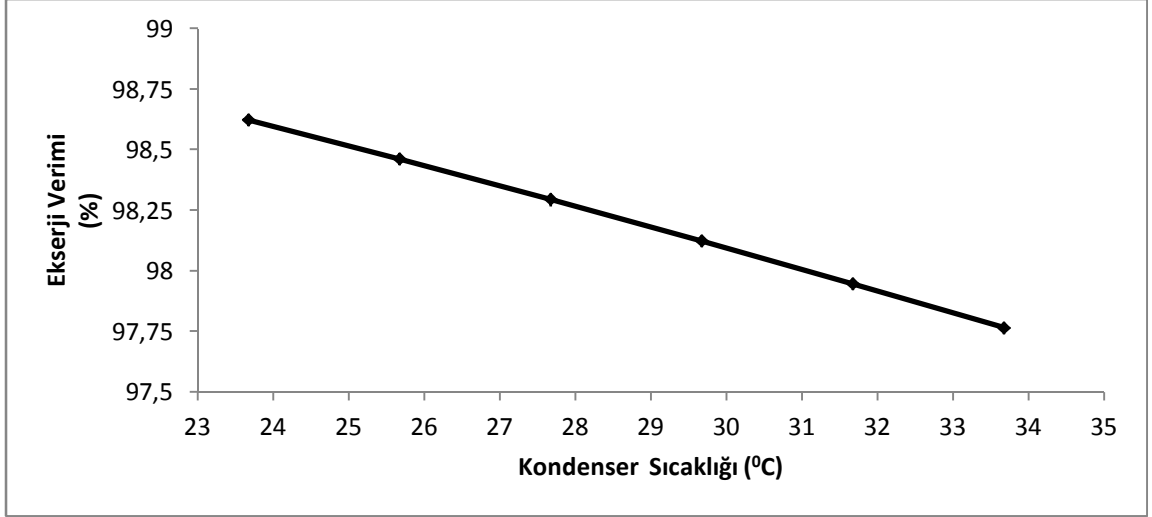
Şekil 6.9 İdeal Çevrimde COP_R değerlerinin aşırı soğutma sıcaklığı ile değişimi, $T_K=33.672^{\circ}\text{C}$ ve $T_E=-1^{\circ}\text{C}$

Sabit evaporatör ve kondenser sıcaklığında yapılan aşırı soğutma işlemi ile çevrimin soğutma kapasitesi artarken kompresör sistemi işi sabit kaldığından COP_R değerlerinde artış görülmüştür (Şekil 6.8). Aşırı soğutma sırasında çevrimin soğutma kapasitesi artarken birincil soğutucu akışkan ile ikincil soğutucu akışkan arasındaki sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi arttığından evaporatördeki ekserji kaybında artış gözlenmiştir. Bunun yanı sıra, aşırı soğutma miktarı arttıkça, kondensere giren kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın çıkana kadar kaybettiği ısı miktarı arttığından kondenserdeki ekserji kaybında artış yaşanmıştır. Aşırı soğutma miktarı arttıkça, soğutucu akışkan genleşme valfine daha da soğumuş bir halde girmiştir ve kısılma sırasındaki Δs miktarı giderek düşmüştür. Bu da ekserji kaybını azaltıcı bir etki yaratmıştır. Fakat kondenser ve evaporatörde gerçekleşen ekserji kaybı daha fazla olduğundan çevrimin toplamdaki ekserji kaybında artış yaşanmıştır (Şekil 6.7). Artış gösteren ekserji kaybı, çevrimin toplam ekserji verimini düşürmüştür (Şekil 6.9).

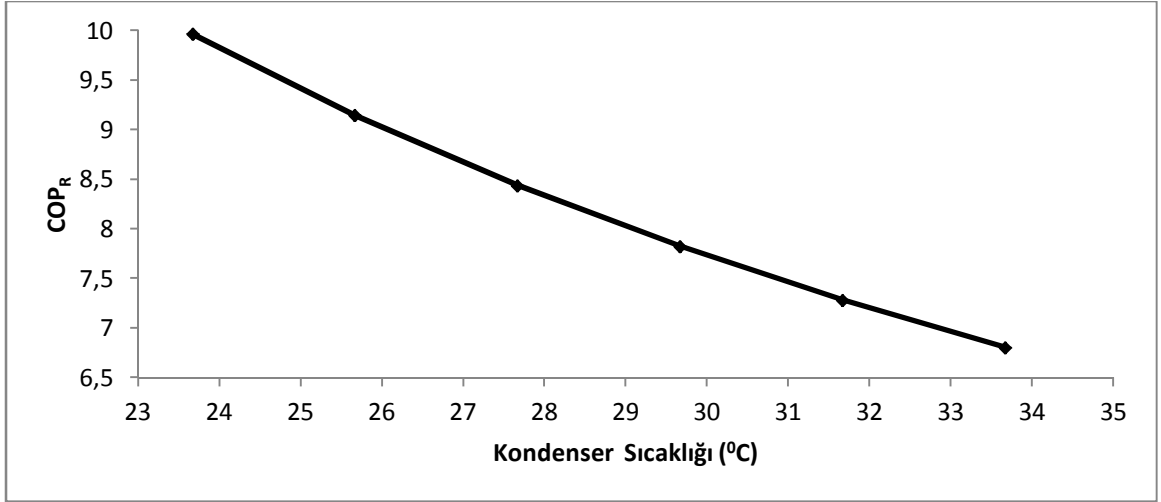
Sabit evaporatör basıncındaki ideal bir çevrimde farklı kondenser sıcaklık değerleri için çevrimin toplam ekserji kaybı, toplam ekserji verimi ve COP_R değişimi incelenmiştir.



Şekil 6.10 İdeal çevrimde toplam ekserji kaybının kondenser sıcaklığı ile değişimi,
 $T_E = -1^\circ\text{C}$



Şekil 6.11 İdeal çevrimde toplam ekserji veriminin kondenser sıcaklığı ile değişimi, $T_E = -1^{\circ}\text{C}$



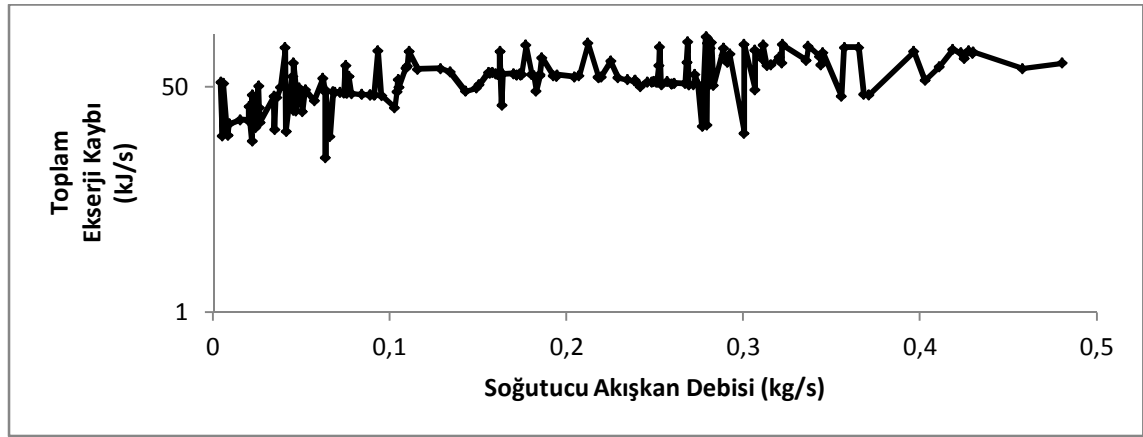
Şekil 6.12 İdeal çevrimde COP_R değerlerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi, $T_E = -1^{\circ}\text{C}$

Sabit evaporatör sıcaklığındaki ideal çevrimde akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığı düşürüldüğünde çevrimin toplam ekserji kaybında düşüş (Şekil 6.10), toplam ekserji veriminde ve COP_R değerlerinde ise artış (Şekil 6.11 ve Şekil 6.12) tespit edilmiştir.

Kondenser sıcaklığının düşürülmesi, soğutucu akışkanın kondensere daha düşük sıcaklık, basınç ve entalpide girmesine olanak sağladığından kompresör sistemi işi giderek azalış göstermiştir. Bunun yanında, soğutucu akışkanın kondenserdeki doyma sıcaklığı düşmüş ve çevre sıcaklığına yaklaşmıştır. Doyma sıcaklığının çevre sıcaklığına yaklaşması, ısının ekserji miktarını düşürdüğünden ekserji kaybında düşüşe yol açmıştır. Ayrıca, genleşme valfine giren soğutucu akışkanın basıncı giderek düştüğünden ve sabit evaporatör basıncına kısıldığından ΔP değeri azalmaktadır. Bu durum, giderek daha

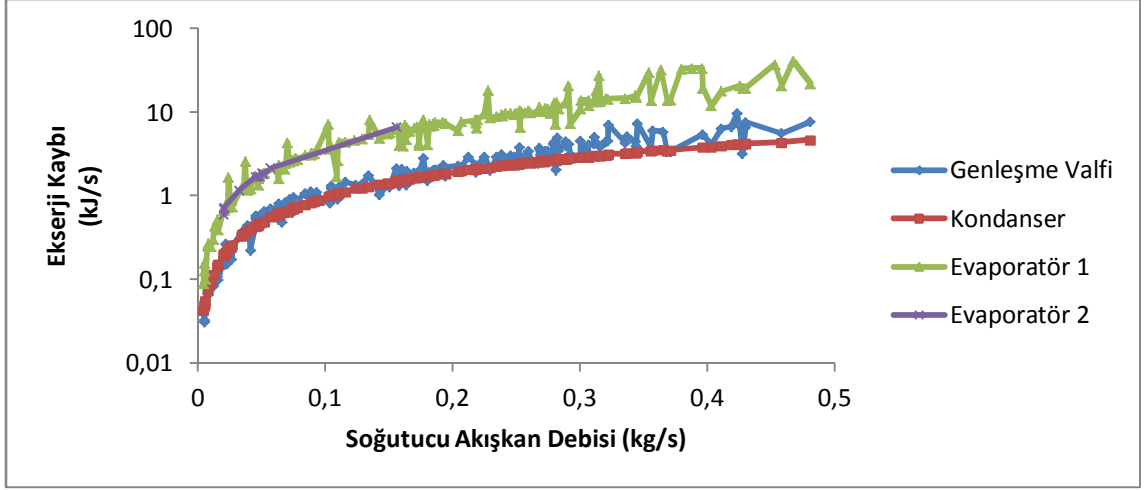
düşük bir Δs değeri sağladığından genişleme valfindeki ekserji kaybı azalış göstermiştir. Kondenser sıcaklığının düşmesiyle evaporatördeki soğutma kapasitesi artış göstermiştir. Soğutma kapasitesinin artması, birincil ve ikincil soğutucu akışkanlar arasında gerçekleşen sonlu sıcaklık farkında ısı geçiş miktarını arttırdığından evaporatördeki ekserji kaybını yükseltmiştir. Evaporatördeki ekserji kaybı artışına karşılık kompresör sisteminde, kondenserde ve genişleme valfinde gerçekleşen düşüş, çevrimin toplam ekserji kaybının düşmesine ve toplam ekserji veriminin ise artmasına yol açmıştır. Ayrıca, kompresör sistemi işinin giderek düşerken soğutma kapasitesinin artması, COP_R değerlerinde kayda değer bir yükselişe neden olmuştur.

Bu çalışmada bir işletmenin soğutma sistemi, gerçek ortam şartlarında incelenmiştir.



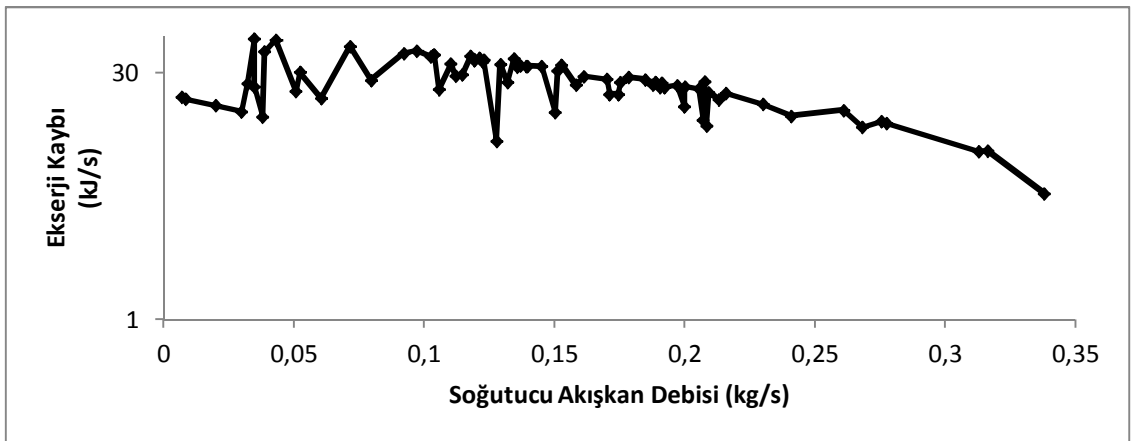
Şekil 6.13 Çevrimin toplam ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi

Çevrimde dolaştırılan soğutucu akışkan debisi arttıkça, toplam ekserji kaybı artma eğilimi göstermiştir (Şekil 6.13). Debi artışı, bileşenlerdeki kütle ile ekserji geçişini arttırdığından ekserji kaybını da arttırmıştır. Ayrıca debi artışı ile beraber çevrimde sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi ve alınan toplam iş de arttığından ekserji kaybı artmaktadır. Şekil 6.14' de ise kompresör sistemi hariç, çevrimde yer alan her bir bileşen için ekserji kaybının, soğutucu akışkan debisi ile değişimi yer almaktadır. Çevrimde dolaşan soğutucu akışkan debisi arttıkça genişleme valfi, kondenser ve evaporatörler için ekserji kaybı miktarının arttığı saptanmıştır.

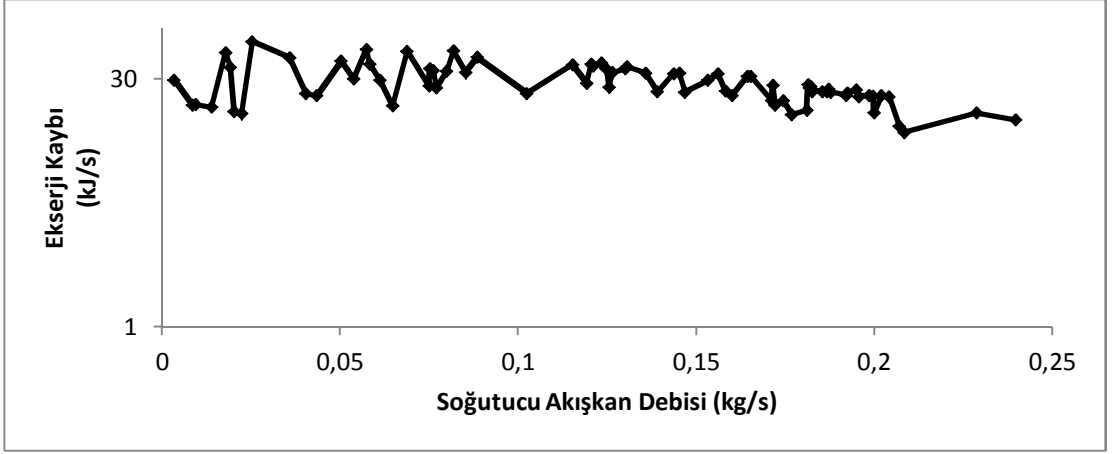


Şekil 6.14 Çevrimdeki bileşenlerin ekserji kayıplarının soğutucu akışkan debisi ile değişimi

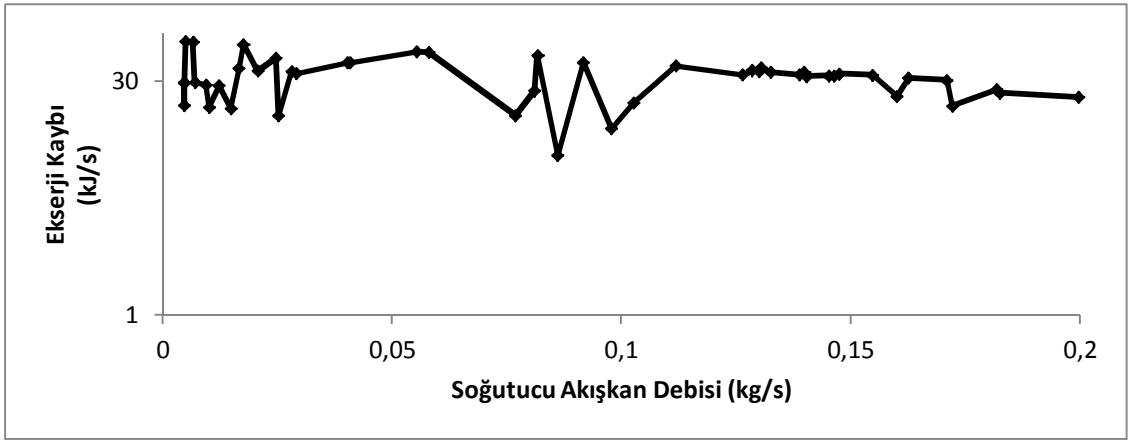
Şekil 6.13 ve Şekil 6.14 dikkatlice karşılaştırıldığında, Şekil 6.13'deki ekserji kaybı artışının Şekil 6.14' deki kadar keskin olmadığı fark edilmiştir. Çünkü debi artışıyla beraber çevrimde yer alan genleşme valfi, kondanser ve evaporatörler için ekserji kaybı kayda değer bir şekilde artarken kompresör sistemlerinde ise düşme eğilimine girdiği tespit edilmiştir. Çevrimde yer alan tüm kompresör sistemleri için çizilen grafikler (Şekil 6.15, Şekil 6.16, Şekil 6.17, Şekil 6.18, Şekil 6.19, Şekil 6.20) incelendiğinde, çevrimdeki soğutucu akışkan debisinin miktarı arttıkça önemli bir ekserji kaybı artışının meydana gelmediği, aksine genel olarak bir azalma eğiliminin söz konusu olduğu görülmüştür.



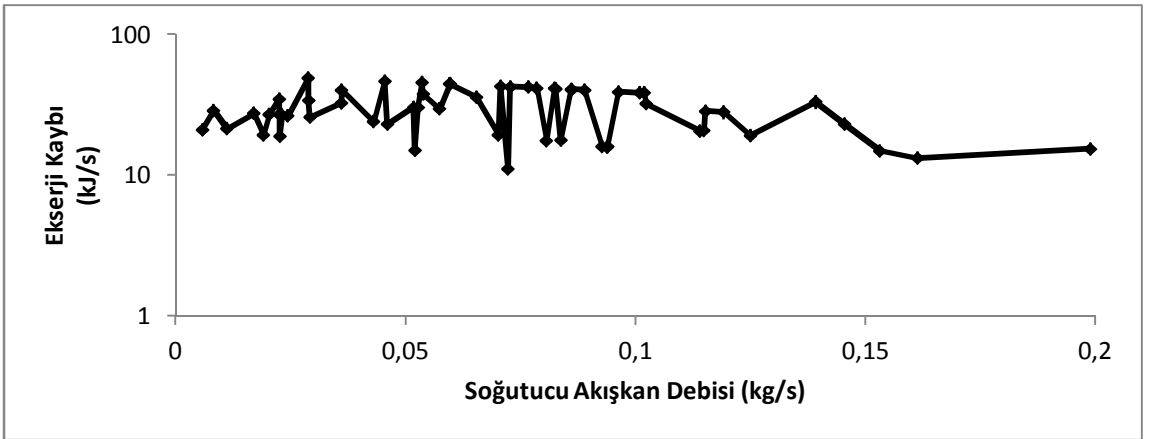
Şekil 6.15 Kompresör sistemi 1 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi



Şekil 6.16 Kompresör sistemi 2 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi

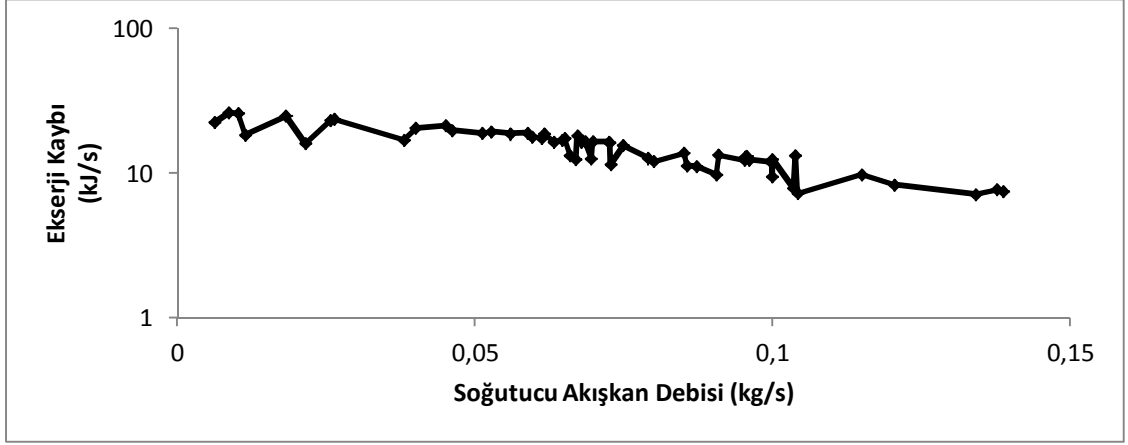


Şekil 6.17 Kompresör sistemi 3 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi

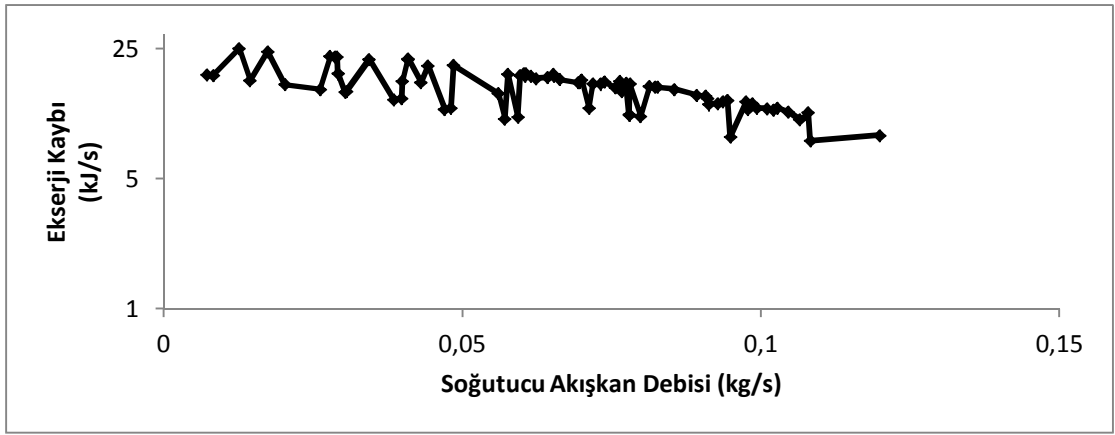


Şekil 6.18 Kompresör sistemi 4 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi

İlk dört kompresör sistemi için ekserji kaybının, 0,1 kg/s soğutucu akışkan debisinden itibaren önemli bir düşüş eğilimine girdiği gözlenmiştir.

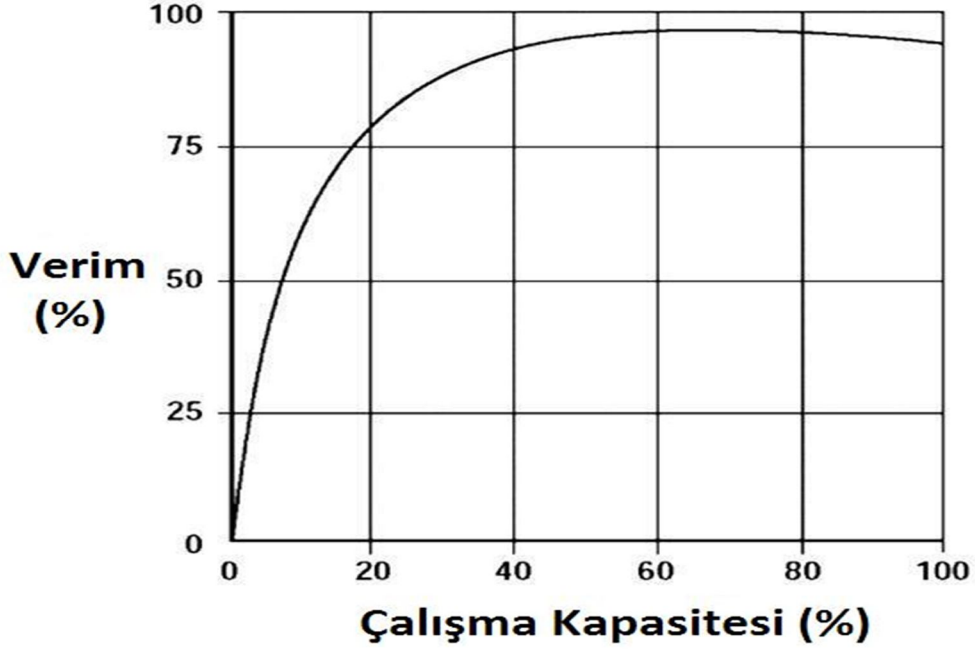


Şekil 6.19 Kompresör sistemi 5 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi



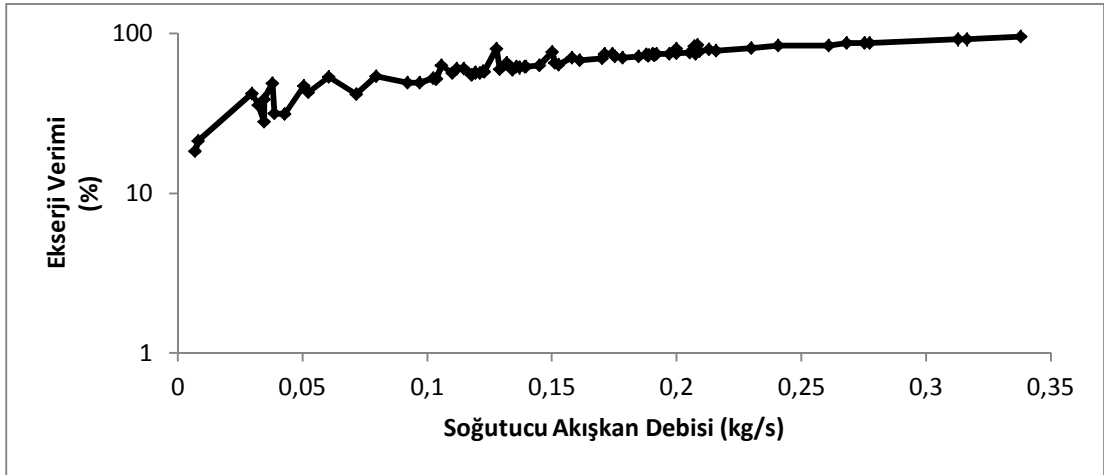
Şekil 6.20 Kompresör sistemi 6 için ekserji kaybının soğutucu akışkan debisi ile değişimi

Soğutucu akışkan debisinin artmasıyla beraber sıkıştırma işlemi için gerekli olan iş miktarı artar. Artan iş miktarı ile birlikte kompresör sisteminin bunu sağlayabilmesi için devir sayısı artar. Devir sayısı artışı, kompresörün verimini düşürürken elektrik motorunun verimini ise artırır. Şekil 6.21' de yer alan grafikte de görüleceği üzere alınan iş miktarı arttıkça elektrik motoru verimi kayda değer bir şekilde artmaktadır. Artan debiye paralel olarak gerekli iş miktarının artması, elektrik motorunun verimini önemli ölçüde arttırmaktadır. Bu da kompresör sisteminin bileşik verimini arttırdığından kontrol hacmindeki ekserji kayıplarında düşüş eğilimi yaratmaktadır.

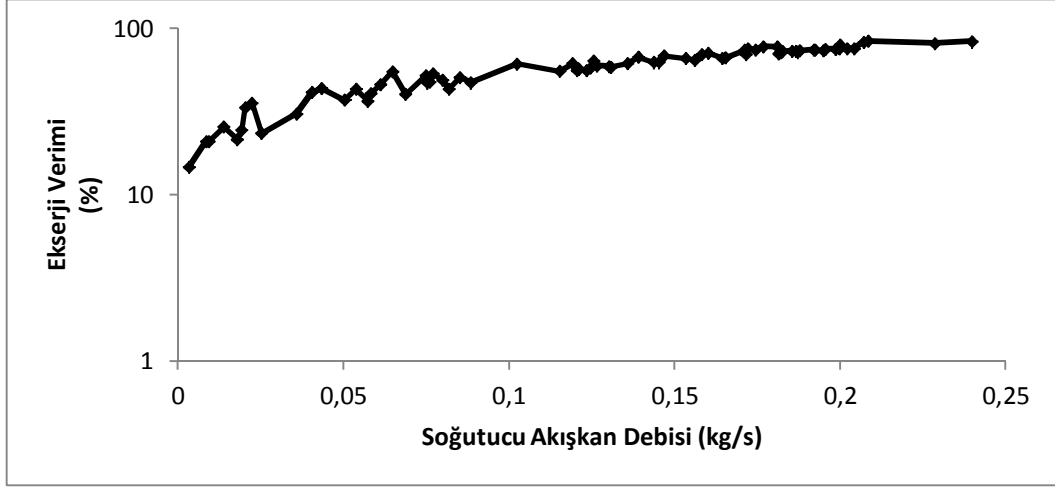


Şekil 6.21 Elektrik motoru verim eğrisi [49]

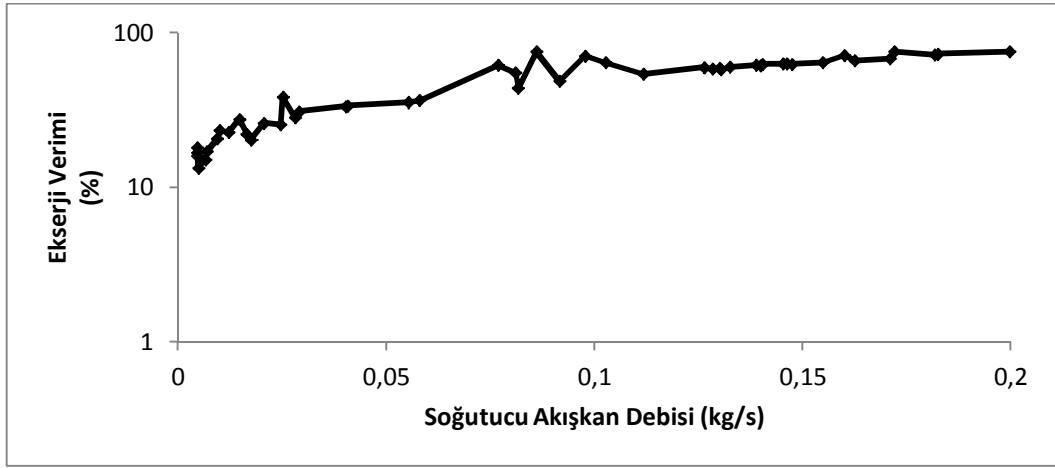
Soğutucu akışkan debisinin artması ile kompresör sistemlerindeki ekserji kayıplarının düşüş gösterdiği, aynı bileşenlerin ekserji verimlerinin soğutucu akışkan debisi ile değişimi incelendiğinde de ortaya çıkmıştır. Kompresör sistemlerinin ekserji verimlerinin, soğutucu akışkan debisi artışı ile paralel olarak artış gösterdiği gözlenmiştir.



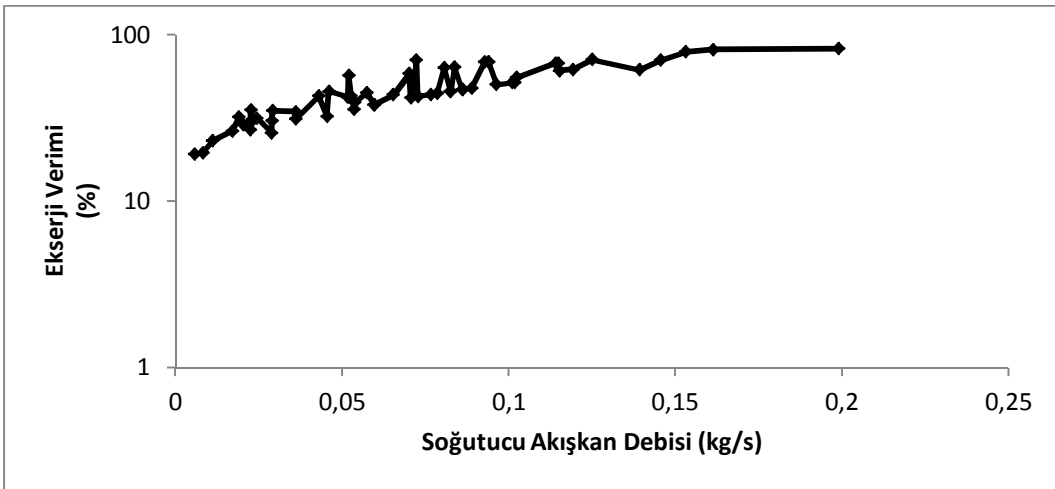
Şekil 6.22 Kompresör sistemi 1 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi



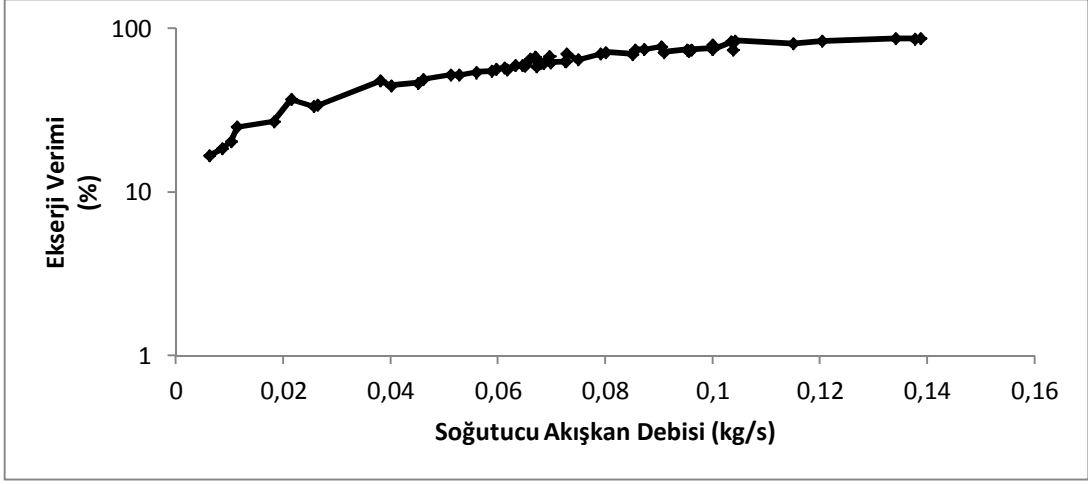
Şekil 6.23 Kompresör sistemi 2 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi



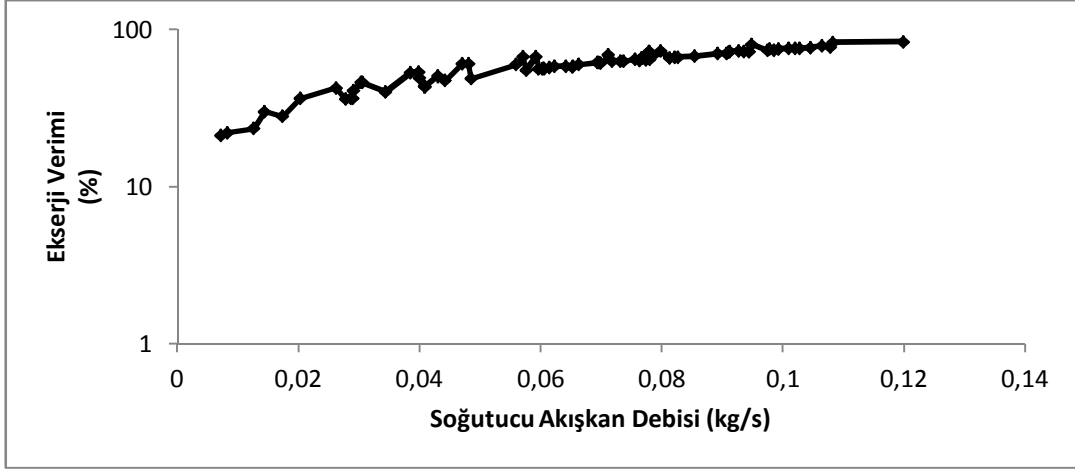
Şekil 6.24 Kompresör sistemi 3 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi



Şekil 6.25 Kompresör sistemi 4 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi

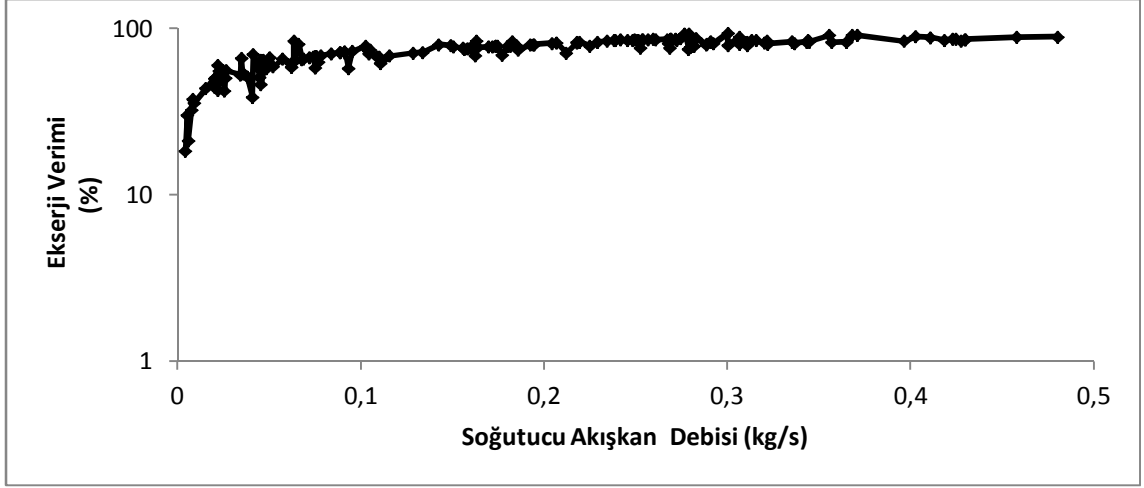


Şekil 6.26 Kompresör sistemi 5 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi



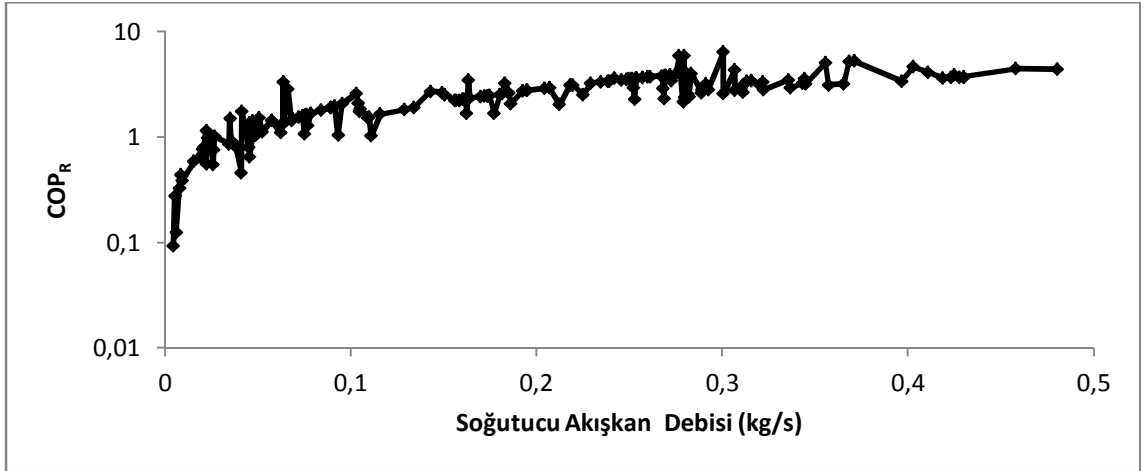
Şekil 6.27 Kompresör sistemi 6 için ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi

Şekil 6.22, Şekil 6.23, Şekil 6.24, Şekil 6.25, Şekil 6.26 ve Şekil 6.27' de yer alan grafiklerde, artan soğutucu akışkan debisi karşısında kompresör sistemlerinin ekserji verimlerinin artması, çevrimdeki toplam ekserji kaybında artış yaşanmasına rağmen çevrimin ekserji veriminde artışa neden olduğu tespit edilmiştir (Şekil 6.28).



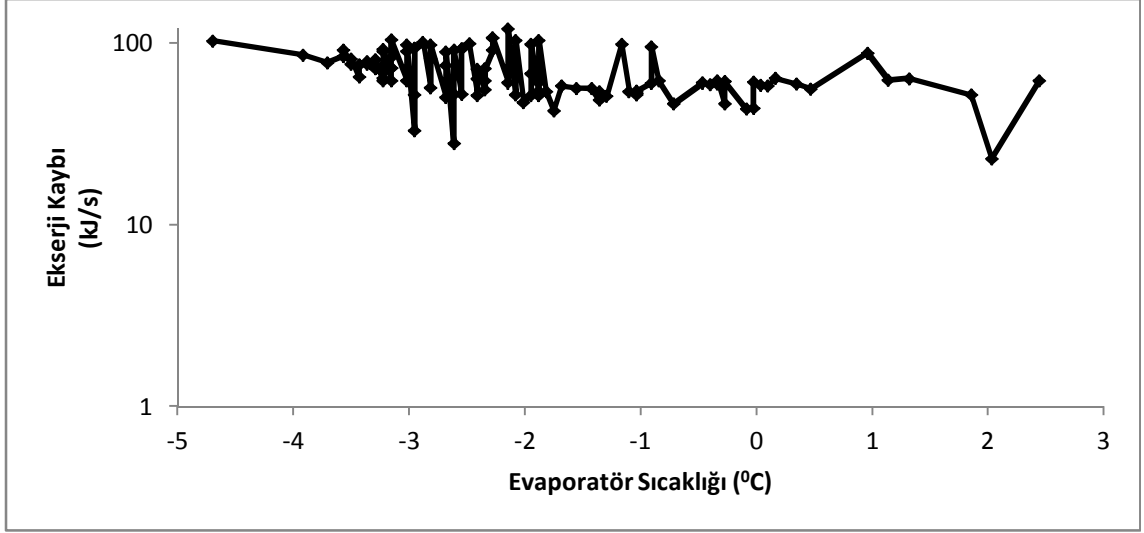
Şekil 6.28 Çevrimin ekserji veriminin soğutucu akışkan debisi ile değişimi

Soğutucu akışkan debisi arttıkça, kompresör sistemlerinin verimleri ve evaporatörlerdeki soğutma yükleri arttığından COP_R değerlerinde artış gözlenmiştir (Şekil 6.29).

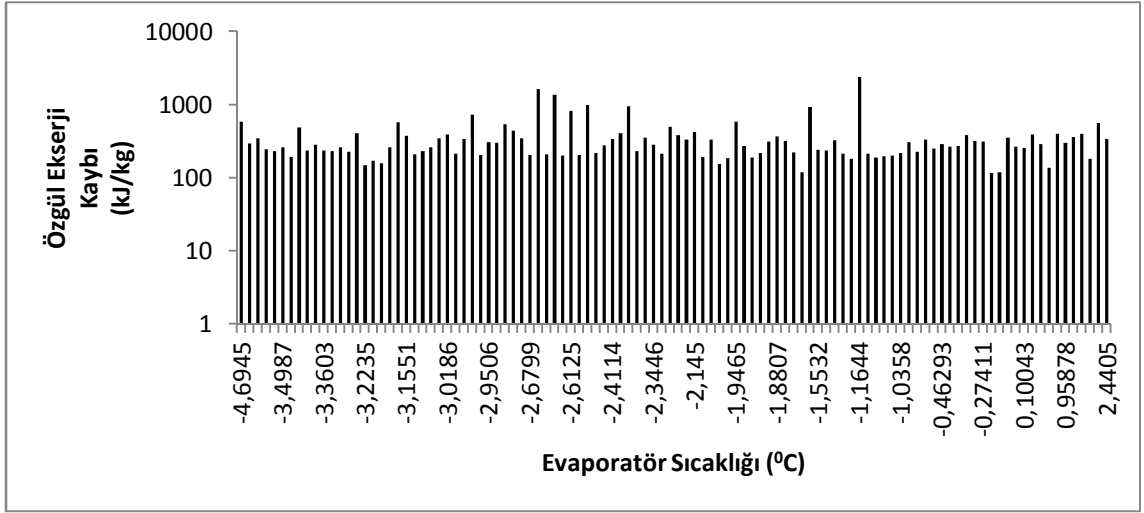


Şekil 6.29 COP_R değerlerinin soğutucu akışkan debisi ile değişimi

Çevrimin toplam ekserji kaybının evaporatör sıcaklığı ile değişimi Şekil 6.30' da yer almaktadır. Artan evaporatör sıcaklığı ile birlikte çevrimin toplam ekserji kaybının, kayda değer bir şekilde belli bir yönde değişmediği gözlenmemiştir.

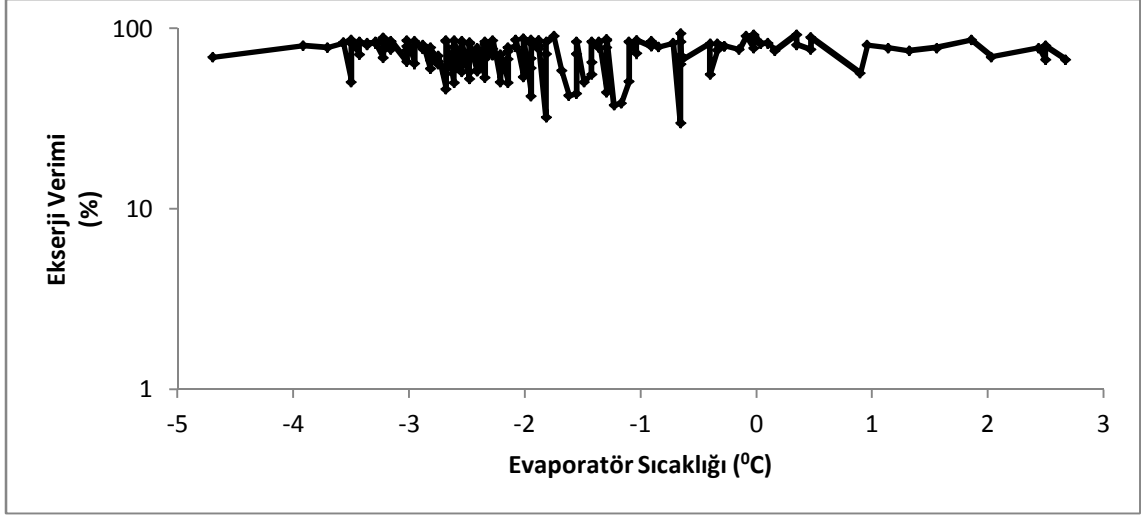


Şekil 6.30 Çevrimin toplam ekserji kaybının evaporatör sıcaklığı ile değişimi

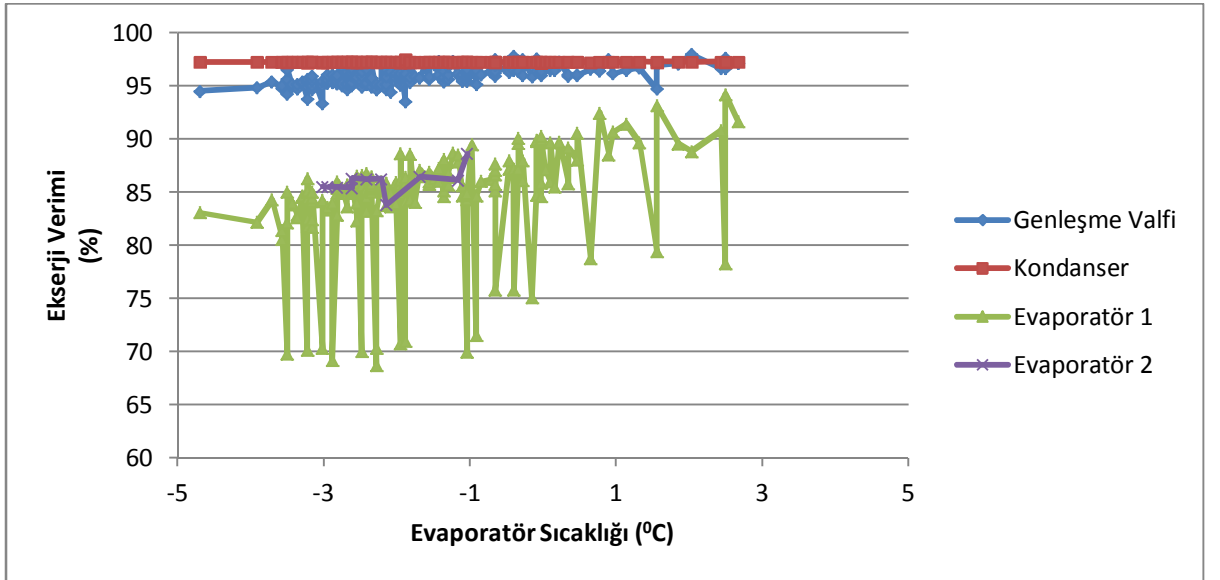


Şekil 6.31 Çevrimin özgül ekserji kaybının evaporatör sıcaklığı ile değişimi

Evaporatör sıcaklığının artması sırasında çevrimin toplam ekserji veriminin kayda değer bir değişim göstermediği Şekil 6.32' de görülmektedir. Fakat çevrimdeki bileşenlerin ekserji verimleri, teker teker incelendiğinde evaporatör sıcaklığının artmasıyla değişim gösterdiği gözlenmiştir.

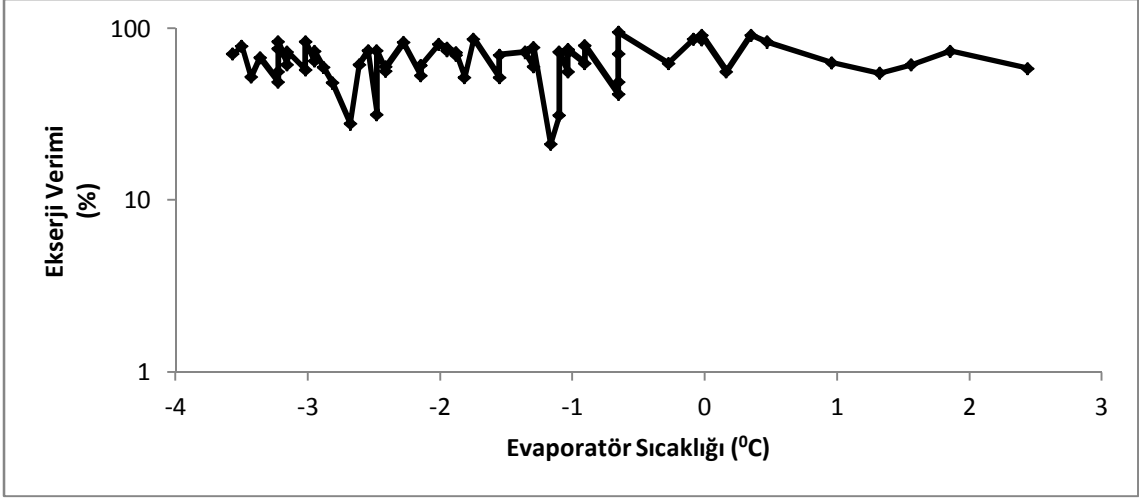


Şekil 6.32 Çevrimin toplam ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi

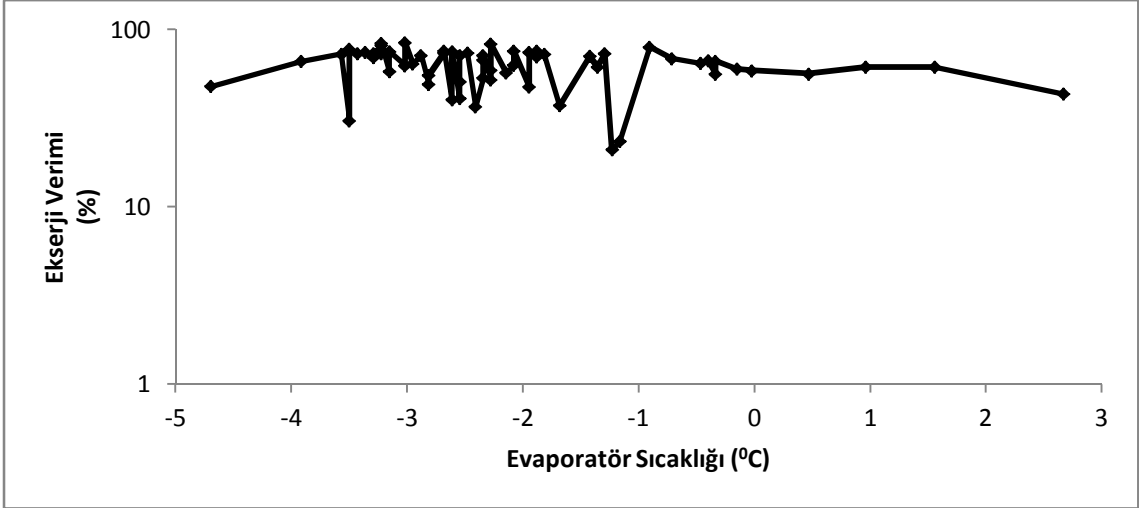


Şekil 6.33 Genleşme valfi, kondenser ve evaporatörler için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi

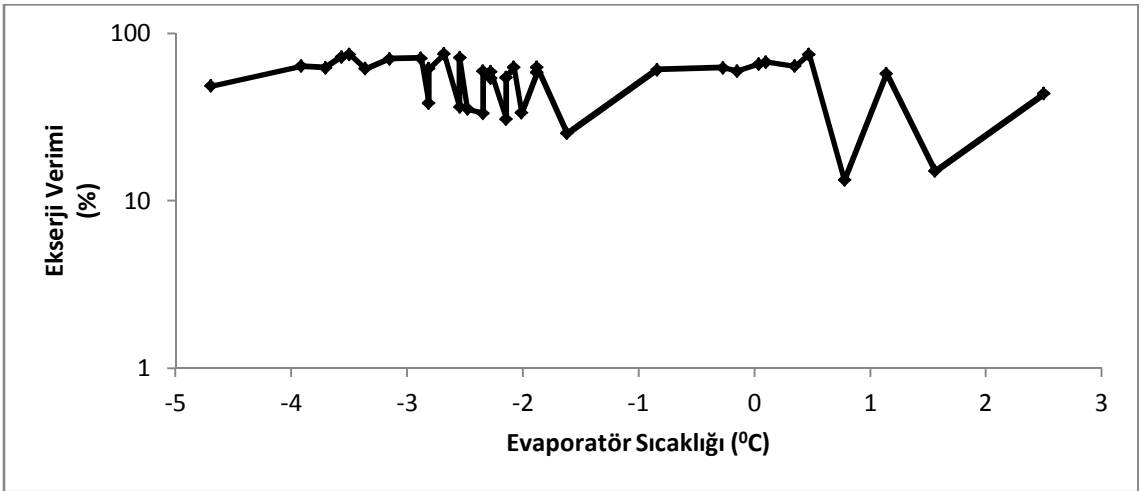
Şekil 6.33' te, evaporatör sıcaklığı artışı ile beraber genleşme valfinde ve her iki evaporatörde, ekserji veriminin artış eğilimi gösterdiği gözlenmektedir. Kondenserde ise önemli bir değişim gözlenmemiştir. Evaporatördeki ΔT (ikincil soğutucu akışkan ile evaporatör arasındaki sıcaklık farkı) değerlerinin düzensiz bir şekilde değiştiği zamanlarda, evaporatörün ekserji verimi sapmalar göstermiştir. Ayrıca, verilerin kaydedildiği Şubat ayında işletmenin düşük üretim kapasitesi ile çalışmasından dolayı evaporatör 2, evaporatör 1' e göre çok daha az kullanılmıştır.



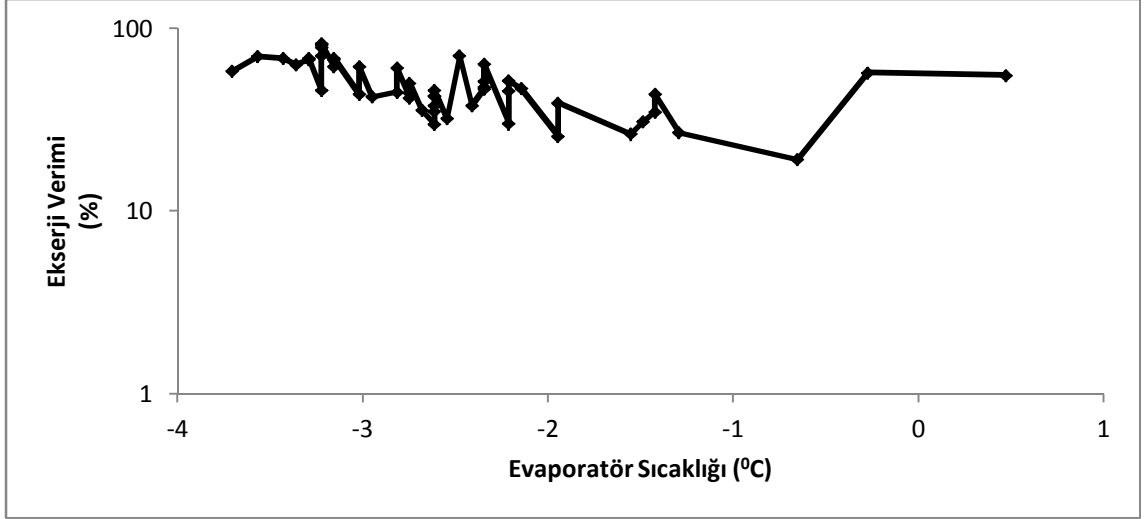
Şekil 6.34 Kompresör sistemi 1 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi



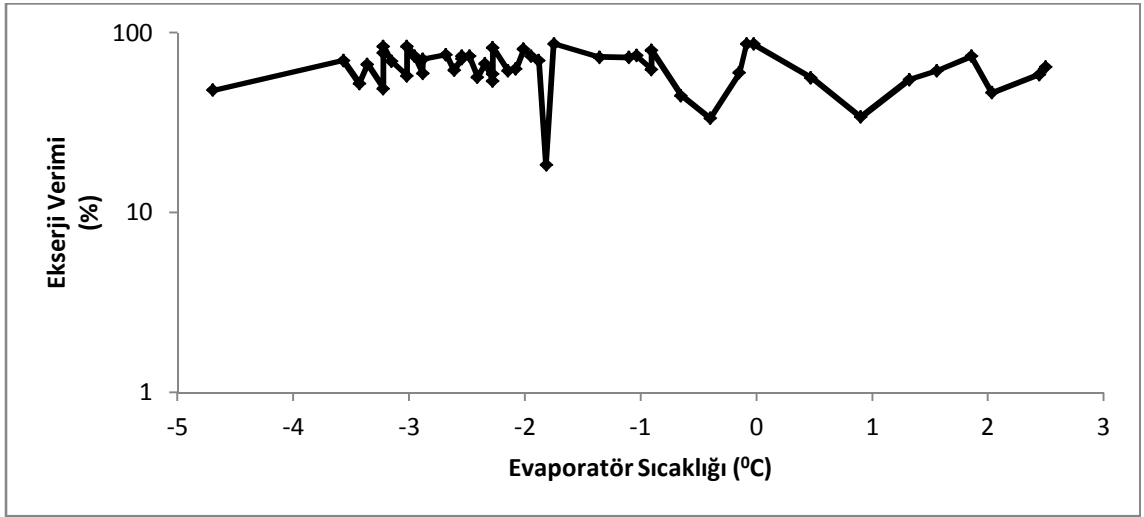
Şekil 6.35 Kompresör sistemi 2 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi



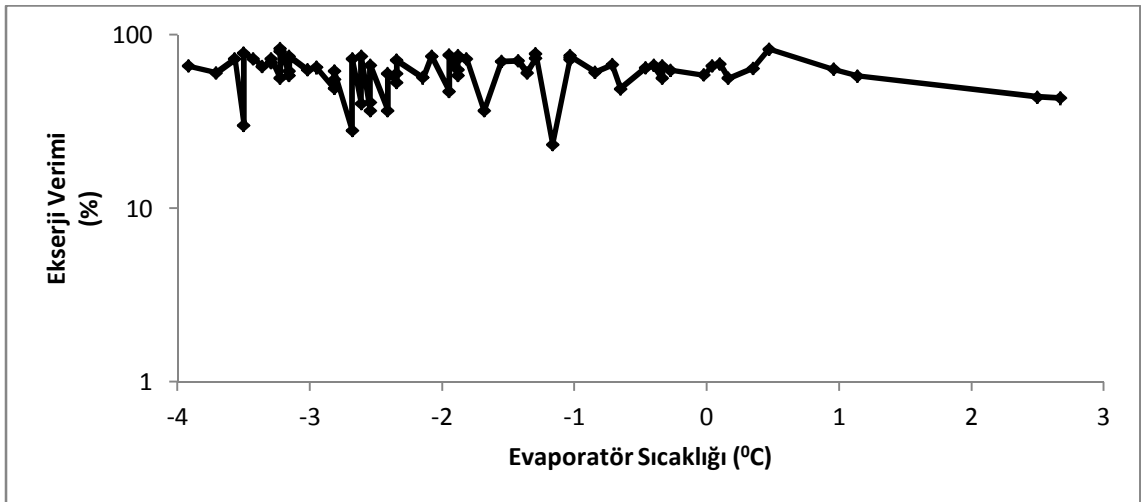
Şekil 6.36 Kompresör sistemi 3 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi



Şekil 6.37 Kompresör sistemi 4 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi



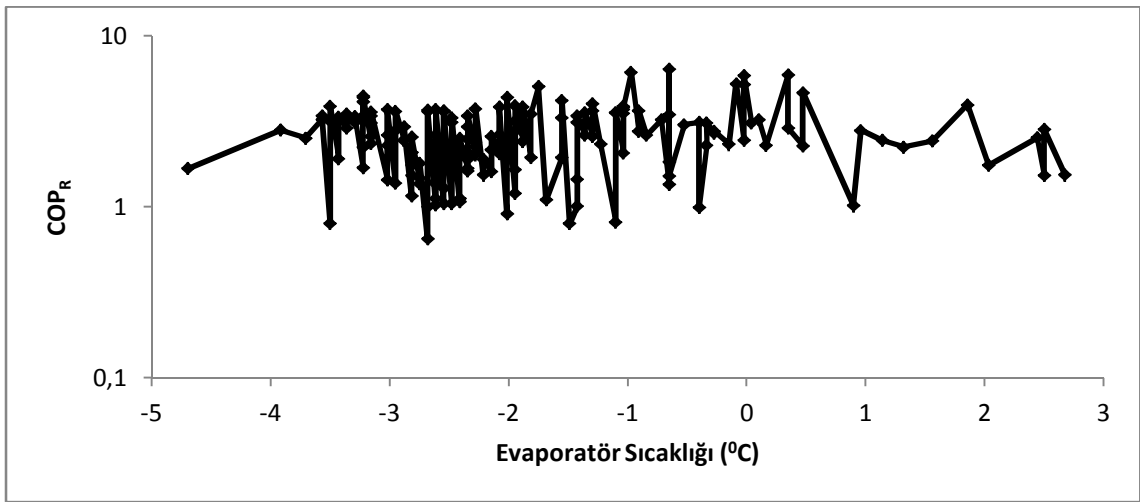
Şekil 6.38 Kompresör sistemi 5 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi



Şekil 6.39 Kompresör sistemi 6 için ekserji veriminin evaporatör sıcaklığı ile değişimi

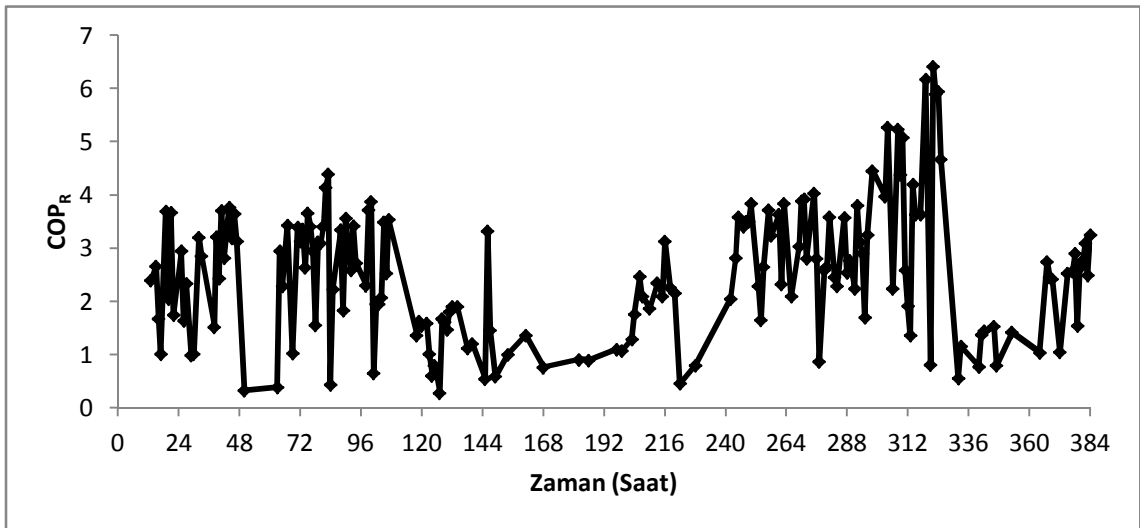
Kompresör sistemlerinin ekserji verimlerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimleri (Şekil 6.34, Şekil 6.35, Şekil 6.36, Şekil 6.37, Şekil 6.38, Şekil 6.39) incelendiğinde ise net bir değişimin olmadığı görülmektedir. Evaporatör sıcaklığının artması esansında ΔT değerlerinde meydana gelen değişimler, çevrimin debi değerlerini etkilemektedir. ΔT değerlerinde görülen düzensiz değişimler, çevrimdeki debilerin de dengesizce değişmesine yol açmıştır. Bu da kompresör sistemlerinin ekserji verimlerinde sapmalara neden olmuştur.

Şekil 6.40' da yer alan grafikte, COP_R değerlerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi yer almaktadır. Kayda değer bir değişim gözlenmemektedir.

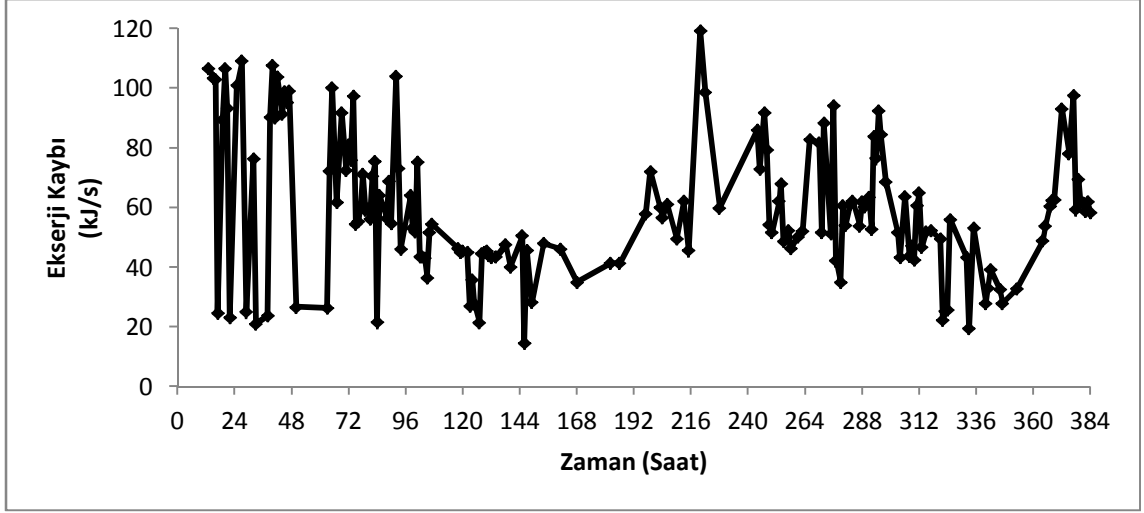


Şekil 6.40 COP_R değerlerinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi

COP_R değerlerinin zamana göre değişimi Şekil 6.41' de görülmektedir.



Şekil 6.41 COP_R değerlerinin zaman ile değişimi



Şekil 6.42 Çevrimin toplam ekserji kaybının zaman ile değişimi

Şekil 6.42' de zamana göre toplam ekserji kaybı değişimi yer almaktadır. COP_R değerlerinin ve toplam ekserji kaybının zamana göre değişimini veren grafiklerde (Şekil 6.41 ve Şekil 6.42), bazı günlerde (özellikle de ikinci haftaya denk gelen zaman diliminde) sonuçların genel olarak nispeten düşük çıktığı görülmektedir. Bu durum, o dönemde işletmenin düşük üretim kapasitesi ile çalışması sebebiyle soğutma sisteminin de düşük kapasiteyle çalışmasından ileri gelmiştir.

İdeal çevrim için bulunmuş sonuçlar ile gerçek şartlar altında incelenmiş çevrim için tespit edilen sonuçlar birbiriyle kıyaslandığında, incelenen soğutma çevrimindeki değerlerin ideal çevrime göre sapmalar gösterdiği göze çarpmıştır. Bunun nedeni ise incelenen çevrim ile ideal çevrim arasında bir takım farkların olmasıdır. Bu farklar;

- Çevre şartlarının sürekli değişmesi,
- Evaporatördeki ΔT değerlerinin düzensizce değişebilmesi,
- Kompresör sistemlerinin tersinir çalışmamasıdır.

Elde edilen sonuçlar, bu farklardan dolayı ister istemez ideallikten sapma göstermiştir. Bunun bir göstergesi olarak, ideal çevrimde evaporatör sıcaklığının artması ile;

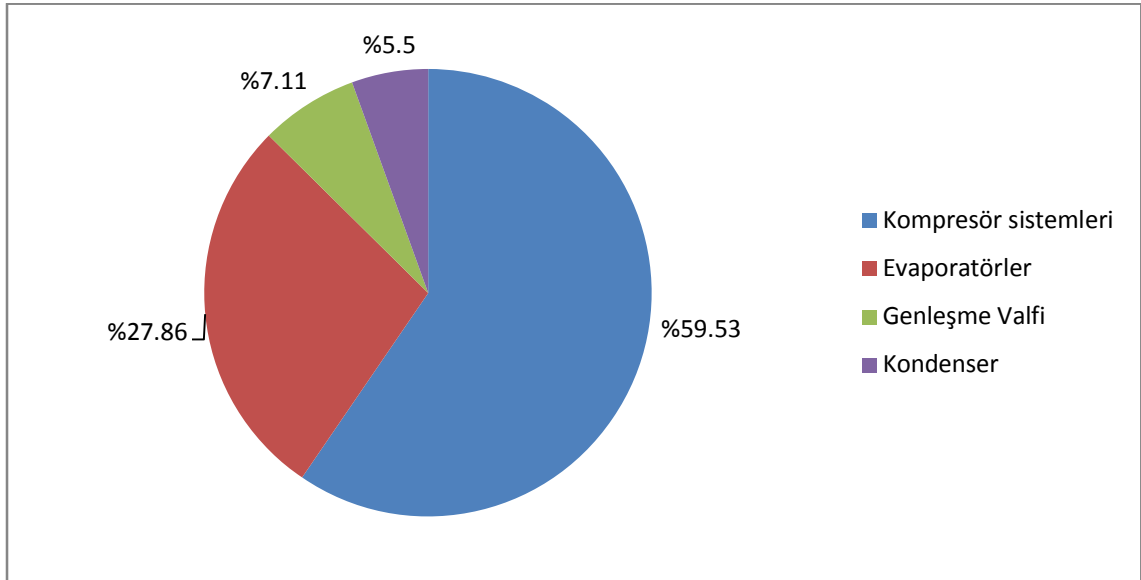
- Toplam ekserji kaybında keskin bir düşüş,
- Çevrimin toplam ekserji veriminde artış,
- COP_R değerlerinde artış görülmüştür.

İncelenen çevrimde ise evaporatör sıcaklığı arttıkça;

- Çevrimin toplam ekserji kaybında net bir değişim olmadığı,
- Çevrimin toplam ekserji veriminde kayda değer bir artış veya azalış olmadığı,
- COP_R değerlerinde önemli bir değişim olmadığı gözlenmiştir.

İncelenen çevrimde ortalama ekserji kaybı en fazla, bileşenlerde gerçekleşen ekserji kayıplarının çevrimin toplam ekserji kaybına oranı olarak sırasıyla şöyle olmuştur;

- Kompresör sistemleri
- Evaporatörler
- Genleşme valfi
- Kondenser



Şekil 6.43 Çevrimde yer alan bileşenlerin ekserji kaybı oranları

Kompresör sistemlerinde meydana gelen ekserji kaybı, diğer bileşenlerden açık ara fazla olmuştur. Bu sebeple, kompresör sistemleri ile ilgili yapılabilecek iyileştirmelerin kayda değer bir ekserji kaybı düşüşü sağlayacağı düşünülmektedir.

Kondenser (T_H) ile çevre (T_L), iki farklı sıcaklıktaki ısı depo gibi düşünülebilir. Bu iki ısı depo arasında çalışacak hayali bir ısı makinesi kurulup değişik çevre sıcaklıklarındaki Carnot verimleri hesaplanırsa;

- $T_H=33.672^{\circ}C$ ve $T_L=25^{\circ}C$ iken $\eta_c=0.028$,
- $T_H=33.672^{\circ}C$ ve $T_L=20^{\circ}C$ iken $\eta_c=0.044$,

- $T_H=33.672^{\circ}\text{C}$ ve $T_L=15^{\circ}\text{C}$ iken $\eta_c=0.060$,
- $T_H=33.672^{\circ}\text{C}$ ve $T_L=10^{\circ}\text{C}$ iken $\eta_c=0.077$,
- $T_H=33.672^{\circ}\text{C}$ ve $T_L=5^{\circ}\text{C}$ iken $\eta_c=0.093$ olmaktadır.

Kondenser sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasında çalışacak ideal Carnot ısı makinesinin değişik çevre sıcaklıklarındaki Carnot verimlerinin oldukça düşük olduğu görülmektedir. Tespit edilen Carnot verimlerinden, kondenserdeki ısının ekserjisinin (kullanılabilir) çok düşük olduğu anlaşılmıştır. Bu da kondenser ile kompresör sistemleri arasındaki kayda değer ekserji kaybı farkını açıklamaktadır.

İşletme tarafından kondenserdeki ikincil soğutucuya dair veriler ölçülmemektedir. Dolayısıyla bu çalışmada, kondenserdeki ekserji kaybı hesabına ikincil soğutucunun etkisi katılamamıştır. Bu da kondenserdeki ekserji kayıplarının olduğundan daha düşük saptanmasına yol açmıştır. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde, kondenserdeki ekserji kaybı saptanırken ikincil soğutucunun etkisinin dikkate alınmadığı çalışmalarda en yüksek ekserji kaybının, bu çalışmadaki gibi, kompresör bileşeninde meydana geldiği tespit edilmiştir. Kabul vd.'nin 2010 yılında gerçekleştirmiş olduğu çalışmada bir soğutma çevriminin ekserji analizi gerçekleştirilmiş ve kondenserdeki ikincil soğutucunun etkisi dikkate alınmamıştır. En yüksek ekserji kaybı kompresör bileşeninde tespit edilmiştir [5]. Anand ve Tyagi' nin 2012' de yapmış oldukları çalışmada da kondenserdeki ikincil soğutucu akışkan dikkate alınmamıştır. Soğutma çevriminin değişik akışkan yükleri için (%25, %50, %75, %100) gerçekleştirmiş oldukları çalışma sonucunda bütün akışkan yüklerinde çevrimdeki en yüksek ekserji kaybının kompresör bileşeninde olduğu belirlenmiştir. Hatta düşük akışkan yüklü (%25) çevrimdeki bileşenlerin ekserji kaybı sıralaması, bu çalışmada bulunan sıralama ile aynı olmuştur.

İncelenen soğutma çevriminde aşırı kızdırma, aşırı soğutma ve akışkanın kondenserden çıkış sıcaklığının düşürülmesi gibi uygulamalar tatbik edilmemektedir.

İdeal bir çevrimde kondenser sıcaklığının düşürülmesi ile;

- Toplam ekserji kaybında düşüş,
- Çevrimin ekserji veriminde artış,
- COP_R değerlerinde artış görülmüştür.

Bu uygulama ile çevrimin, termodinamiğin hem birinci yasa veriminde hem de ikinci yasa toplam veriminde artış yaşandığı belirlenmiştir.

Aşırı soğutma işlemi uygulandığında ise ideal çevrimde;

- Toplam ekserji kaybında artış,
- Çevrimin ekserji veriminde düşüş,
- COP_R değerlerinde artış saptanmıştır.

Bu yöntemde, çevrimin birinci yasa veriminde artış, ikinci yasa toplam veriminde ise düşüş meydana geldiği belirlenmiştir. Sisteme sağlanan ekserjinin ne kadarı yok olursa ikinci yasa verimi o kadar düşer [9], [19]. Bu uygulamada çevrimin toplam ekserji kaybı artış gösterdiğinden ikinci yasa verimi düşmüştür.

Aşırı kızdırma yöntemi uygulandığında ise ideal çevrimde;

- Toplam ekserji kaybında artış,
- Çevrimin ekserji veriminde düşüş,
- COP_R değerlerinde düşüş saptanmıştır.

Bu yöntemde, çevrimin hem birinci yasa veriminde hem de ikinci yasa toplam veriminde düşüş yaşandığı belirlenmiştir.

İncelenen soğutma sisteminde, aşırı soğutma yöntemi direkt olarak uygulanmamaktadır. Ancak, kondenserden çıkan soğutucu akışkan genleşme valfine girmeden önce, sıvı tankında depolanmaktadır. Bu da bazen kısmi bir aşırı soğutma etkisine neden olmaktadır. Bu etkinin olduğu saatlerde COP_R değerlerinde nispeten bir artış gözlenmiştir.

6.2 Öneriler

Bu çalışmadaki en fazla ekserji kaybının açık ara kompresör sistemlerinde saptandığı göz önüne alınıp çevrimdeki enerji ve ekserji kayıplarının düşürülebilmesi ve çevrim için toplam enerji ve ekserji veriminin arttırılabilmesi için;

- Kompresör sistemlerinde sıkıştırılan gazın özgül hacmini düşürerek alınması gereken işi azaltmak amacıyla kompresör sistemlerinde soğutma yapılması,

- Kapasite ihtiyacını kontrol eden, motordaki termal ve mekanik stresleri azaltan frekans konvertörünün kompresör sistemlerinde kullanılması,
- İşletmede her mevsim aynı sıcaklıkta çalışan kondenserlerin çalışma sıcaklığının düşürülmesi (özellikle de kış mevsiminde),
- Çevrimde aşırı soğutma yapılması önerilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Yumrutaş, R., Kunduz, M. ve Kanoğlu, M., (2002). "Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems". *Exergy, an International Journal*, 2(4): 266-274.
- [2] Ertaş, K. (2002) Soğutma Sistemlerinde Kullanılabilir Enerji (Ekserji)Uzmanlık Tezi, (yayımlanmamış) Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- [3] Akbulut, U. ve Kıncay, O., (2006). "Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi", *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 94: 24-32.
- [4] Morosuk, T. ve Tsatsaronis, G., (2009). "Advanced Exergetic Evaluation of Refrigeration Machines Using Different Working Fluids", *Energy*, 34: 2248–2258.
- [5] Kabul, A., Kızılkın, Ö. ve Yakut, A.K., (2010). "Gövde Borulu Isı Değiştiricili R404A Kullanılan Bir Soğutma Sisteminin Enerji Ve Ekserji Analizi", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30(2): 85-93.
- [6] Morosuk, T., Tsatsaronis, G. ve Zhang, C., (2012). "Conventional Thermodynamic and Advanced Exergetic Analysis of a Refrigeration Machine Using a Voorhees' Compression Process", *Energy Conversion and Management*, 60: 143–151.
- [7] Anand, S. ve Tyagi, K., (2011). "Exergy Analysis and Experimental Study of a Vapor Compression Refrigeration Cycle", *J Therm Anal Calorim*, 110:961–971.
- [8] Nielsel, D.R., Elmegaard, B. ve Bang-Moller, C., (2012). "Exergy Analysis of a CO₂ Recovery Plant for a Brewery", *The 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, 26-29 June 2012, Perugia.
- [9] Dinçer, I. ve Rosen, M.A., (2007). *Energy, Environment and Sustainable Development*, First Edition, Elsevier Ltd., Oxford.
- [10] Utlu, Z. ve Hepbasli, A., (2005). "A Review and Assessment of The Energy Utilization Efficiency in The Turkish Industrial Sector Using Energy and Exergy Analysis Method", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 11(2007): 1438–1459.

- [11] Bejan, A., Tsatsaronis G. ve Moran M. (1995). Thermal Design and Optimization, Wiley – Interscience Publication, New York.
- [12] Kızıllan, Ö., (2004). Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoekonomik Yönden İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- [13] Çengel, A.Y. ve Boles, A.M., (1994). Thermodynamics: An Engineering Approach, McGraw-Hill, New York.
- [14] Sincar, S., (1999). R134a Soğutucu Akışkan ile Çalışan Ticari Soğutucu Tasarımı, İmalatı ve Performans Deneylemleri, Yüksek Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.
- [15] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ. ve Coşkun, S., (2002). Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, VİPAŞ A.Ş., Bursa.
- [16] Radermacher, R. ve Hwang, Y., (2005). Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures, Taylor and Francis Group, Maryland.
- [17] Kızıllan, Ö., (2008). Alternatif Soğutucu Akışkanlı Değişken Hızlı Kompresörlü Bir Soğutma Sisteminin Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, SDÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- [18] Akdoğan, A., (2007). Bir Soğutma Sistemindeki Kondenser Kapasitesinin Değiştirilmesinin Enerji ve Ekserji Analizleri ile İncelenmesi, Bilim Uzmanlığı Tezi, ZKÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük.
- [19] Çengel, A.Y.ve Boles, A.M., (2008). Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla, Beşinci Baskı, İzmir Güven Kitabevi, İzmir.
- [20] Wang, J., (2009). “ Modern Thermodynamics – New Concepts Based on The Second Law of Thermodynamics”, Progress in Natural Science, 19: 125–135.
- [21] Dinçer, S. ve Salt, Y., (2007). Kullanılabilir Enerji Analizi Ders Notları (yayınlanmamış).
- [22] Annamalai K. ve Puri I.K., (2001). Advanced Thermodynamics Engineering, First Edition, CRC Press, New York.
- [23] McEvoy, J.P. ve Zarate, O., (2010). Kuantum Teorisi, İkinci Baskı, NTV Yayınları, İstanbul.
- [24] Singh, O., (2009). Applied Thermodynamics, Third Edition, New Age International, Delhi.
- [25] Atkins, P., (2007). Four Laws That Drive the Universe, First Edition, Oxford University Press, Oxford.
- [26] Sciubba, E., Bastianoni, S. ve Tiezzi, E., (2008). “Exergy and Extended Exergy Accounting of Very Large Complex Systems With An Application to The Province of Siena”, Journal of Environmental Management, 86(2): 372-382.
- [27] Özkaymak, M., (1998). Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Eşanjörlerinin Termo-Ekonomik Optimizasyonu, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

- [28] Kotas, T.,J., (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butter-Worths, London.
- [29] Arıkoğ, A. (1984) Ekserji Analizine Giriş, Ders Notları (yayınlanmamış).
- [30] Koçoğlu, A., (1993). Thermo-Economic Optimization of a Single State Heat Pump. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, Ankara.
- [31] Jørgensen, S.E. ve Nielsen, S.N.,(2007). "Application of Exergy as Thermodynamic Indicator in Ecology". Energy, 32(5): 673-685.
- [32] Tsatsaronis, G., (2007). "Definitions and Nomenclature in Exergy Analysis and Exergoeconomics". Energy, 32(4): 249-253.
- [33] Wall, G. ve Gong, M., (2001). "On Exergy and Sustainable Development-Part 1: Conditions and Concepts. Exergy", An International Journal, 1(3): 128-145.
- [34] Gong, M. ve Wall, G., (2001). "On Exergy and Sustainable Development-Part 2: Indicators and Methods. Exergy", An International Journal, 1(4): 217-233.
- [35] Dinçer, I., (2002). "The Role of Exergy in Energy Policy Making", Energy Policy, 30(2): 37-49.
- [36] Kanoğlu, M., Dinçer, I. ve Rosen, M.A., (2007). "Understanding Energy and Exergy Efficiencies for Improved Energy Management in Power Plants", Energy Policy, 35(7): 3967-3978.
- [37] Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz R.,(2003). "H₂O-LiBr ve NH₃- H₂O Eriyiđi Kullanan Tek Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması", DEÜ Mühendislik Fakóltesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 5(2): 73-87.
- [38] Oymak, M., (2007).Isıl Sistem Tasarımlarında Ekonomik Yalıtım Kalınlıklarının Ekserji Ekonomik Yöntemle Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, TÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne.
- [39] Moran, M.J. ve Shapiro, H.N., (2004). Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5th Edition, John Wiley & Sons, Chicester.
- [40] Karal Soğutma, Soğutucu Akışkanlar, <http://www.karalsogutma.com/sogutucu-akiskanlar.htm>, 20 Aralık 2012.
- [41] Mills, B., (2008), Amonnia-3D-balls-A.png, <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Ammonia-3D-balls-A.png>, 2 Mart 2013.
- [42] Meglobal, Product Guides, http://www.meglobal.biz/media/product_guides/MEGglobal_MEG.pdf, 10 Mart 2013
- [43] Mills, B., (2008), Water-3D-balls-A.png, <http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Water-3D-balls-A.png>, 2 Mart 2013.
- [44] Mills, B., (2007), Ethylene-glycol-3D-balls-A.png <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Ethylene-glycol-3D-balls.png>, 2 Mart 2013.
- [45] Öztürk, R., (2003)."Enerji Depolamalı ile Konvansiyonel Soğutma Gruplarının Analizi", TMMOB Tesisat Mühendisliği Dergisi, 76: 40-46.

- [46] Güzenge, O., (2007), Bir Soğuk Deposunun Ekserji Analizi, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir.
- [47] Karsu Soğutma, Ürünler/Evaporatif Kondenserler, <http://www.karsusogutma.com.tr/pdf/FOY3.pdf>, 5 Aralık 2012.
- [48] Ege, E., (2007). Hava Soğutmalı Kondenserlerin Isıl Analizi ve Tasarımı, Bitirme Projesi, DEÜ, Makine Fakültesi, İzmir.
- [49] Hart, R.,(2011). A Guidebook for Industrial Efficiency Programs, Consortium for Energy Efficiency, First Edition, Boston.

SAATLİK HAVA SICAKLIK DEĞERLERİ

01.02.2012-28.02.2012 tarihleri arasında Tekirdağ ili Çorlu ilçesi saatlik hava sıcaklık değerleri Meteoroloji Genel Müdürlüğünden temin edilmiştir.

Çizelge Ek-A.1 01.02.2012-28.02.2012 tarihleri arasında Tekirdağ ili Çorlu ilçesi için saatlik hava sıcaklık değerleri

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	1	0	-9.3
17054	2012	2	1	1	-9.1
17054	2012	2	1	2	-8.7
17054	2012	2	1	3	-8.7
17054	2012	2	1	4	-9.5
17054	2012	2	1	5	-9.7
17054	2012	2	1	6	-9.9
17054	2012	2	1	7	-9.0
17054	2012	2	1	8	-7.0
17054	2012	2	1	9	-5.3
17054	2012	2	1	10	-4.4
17054	2012	2	1	11	-3.7
17054	2012	2	1	12	-4.6
17054	2012	2	1	13	-4.5
17054	2012	2	1	14	-5.0
17054	2012	2	1	15	-5.6
17054	2012	2	1	16	-6.2
17054	2012	2	1	17	-6.6
17054	2012	2	1	18	-6.1
17054	2012	2	1	19	-6.2
17054	2012	2	1	20	-6.1
17054	2012	2	1	21	-6.2
17054	2012	2	1	22	-6.6
17054	2012	2	1	23	-6.3
17054	2012	2	2	0	-6.3

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	2	1	-5.0
17054	2012	2	2	2	-5.1
17054	2012	2	2	3	-4.7
17054	2012	2	2	4	-4.2
17054	2012	2	2	5	-3.4
17054	2012	2	2	6	-3.2
17054	2012	2	2	7	-2.6
17054	2012	2	2	8	-2.0
17054	2012	2	2	9	-1.3
17054	2012	2	2	10	-0.8
17054	2012	2	2	11	-0.6
17054	2012	2	2	12	-1.4
17054	2012	2	2	13	-1.5
17054	2012	2	2	14	-1.3
17054	2012	2	2	15	-1.4
17054	2012	2	2	16	-1.6
17054	2012	2	2	17	-1.6
17054	2012	2	2	18	-1.7
17054	2012	2	2	19	-1.8
17054	2012	2	2	20	-1.7
17054	2012	2	2	21	-2.0
17054	2012	2	2	22	-2.2
17054	2012	2	2	23	-3.0
17054	2012	2	3	0	-2.9
17054	2012	2	3	1	-2.7
17054	2012	2	3	2	-2.2
17054	2012	2	3	3	-1.1
17054	2012	2	3	4	0.0
17054	2012	2	3	5	0.3
17054	2012	2	3	6	0.8
17054	2012	2	3	7	1.2
17054	2012	2	3	8	1.7
17054	2012	2	3	9	2.0
17054	2012	2	3	10	2.5
17054	2012	2	3	11	2.7
17054	2012	2	3	12	2.8
17054	2012	2	3	13	2.8
17054	2012	2	3	14	2.8
17054	2012	2	3	15	2.3
17054	2012	2	3	16	2.8
17054	2012	2	3	17	3.2
17054	2012	2	3	18	3.4
17054	2012	2	3	19	0.0

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	3	20	3.4
17054	2012	2	3	21	3.8
17054	2012	2	3	22	3.5
17054	2012	2	3	23	4.3
17054	2012	2	4	0	4.4
17054	2012	2	4	1	4.5
17054	2012	2	4	2	4.7
17054	2012	2	4	3	4.6
17054	2012	2	4	4	5.0
17054	2012	2	4	5	5.0
17054	2012	2	4	6	5.0
17054	2012	2	4	7	6.5
17054	2012	2	4	8	7.6
17054	2012	2	4	9	9.5
17054	2012	2	4	10	9.6
17054	2012	2	4	11	10.5
17054	2012	2	4	12	10.6
17054	2012	2	4	13	10.3
17054	2012	2	4	14	9.8
17054	2012	2	4	15	9.5
17054	2012	2	4	16	8.9
17054	2012	2	4	17	8.7
17054	2012	2	4	18	9.1
17054	2012	2	4	19	8.6
17054	2012	2	4	20	8.0
17054	2012	2	4	21	7.5
17054	2012	2	4	22	7.7
17054	2012	2	4	23	7.5
17054	2012	2	5	0	6.8
17054	2012	2	5	1	6.5
17054	2012	2	5	2	6.2
17054	2012	2	5	3	6.0
17054	2012	2	5	4	5.7
17054	2012	2	5	5	5.5
17054	2012	2	5	6	5.5
17054	2012	2	5	7	6.7
17054	2012	2	5	8	7.7
17054	2012	2	5	9	8.5
17054	2012	2	5	10	9.6
17054	2012	2	5	11	10.8
17054	2012	2	5	12	10.8
17054	2012	2	5	13	11.4
17054	2012	2	5	14	10.7

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	5	15	10.2
17054	2012	2	5	16	9.5
17054	2012	2	5	17	9.3
17054	2012	2	5	18	9.8
17054	2012	2	5	19	9.2
17054	2012	2	5	20	8.7
17054	2012	2	5	21	8.3
17054	2012	2	5	22	7.7
17054	2012	2	5	23	3.6
17054	2012	2	6	0	3.3
17054	2012	2	6	1	2.2
17054	2012	2	6	2	1.9
17054	2012	2	6	3	1.9
17054	2012	2	6	4	1.8
17054	2012	2	6	5	1.8
17054	2012	2	6	6	1.5
17054	2012	2	6	7	2.3
17054	2012	2	6	8	3.1
17054	2012	2	6	9	4.5
17054	2012	2	6	10	4.1
17054	2012	2	6	11	3.8
17054	2012	2	6	12	3.4
17054	2012	2	6	13	2.6
17054	2012	2	6	14	2.3
17054	2012	2	6	15	2.5
17054	2012	2	6	16	2.4
17054	2012	2	6	17	2.5
17054	2012	2	6	18	2.6
17054	2012	2	6	19	4.0
17054	2012	2	6	20	4.2
17054	2012	2	6	21	4.4
17054	2012	2	6	22	4.7
17054	2012	2	6	23	4.6
17054	2012	2	7	0	4.5
17054	2012	2	7	1	4.7
17054	2012	2	7	2	4.7
17054	2012	2	7	3	4.8
17054	2012	2	7	4	4.9
17054	2012	2	7	5	4.8
17054	2012	2	7	6	5.0
17054	2012	2	7	7	5.2
17054	2012	2	7	8	5.4
17054	2012	2	7	9	5.5

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	7	10	5.7
17054	2012	2	7	11	5.7
17054	2012	2	7	12	5.3
17054	2012	2	7	13	4.8
17054	2012	2	7	14	4.4
17054	2012	2	7	15	3.3
17054	2012	2	7	16	2.2
17054	2012	2	7	17	1.4
17054	2012	2	7	18	0.3
17054	2012	2	7	19	0.2
17054	2012	2	7	20	1.0
17054	2012	2	7	21	0.7
17054	2012	2	7	22	0.8
17054	2012	2	7	23	0.6
17054	2012	2	8	0	-1.5
17054	2012	2	8	1	-3.7
17054	2012	2	8	2	-4.3
17054	2012	2	8	3	-4.3
17054	2012	2	8	4	-4.6
17054	2012	2	8	5	-5.1
17054	2012	2	8	6	-5.0
17054	2012	2	8	7	-4.9
17054	2012	2	8	8	-4.7
17054	2012	2	8	9	-4.4
17054	2012	2	8	10	-4.4
17054	2012	2	8	11	-4.3
17054	2012	2	8	12	-4.5
17054	2012	2	8	13	-4.2
17054	2012	2	8	14	-3.8
17054	2012	2	8	15	-3.4
17054	2012	2	8	16	-4.5
17054	2012	2	8	17	-4.6
17054	2012	2	8	18	-4.0
17054	2012	2	8	21	-5.4
17054	2012	2	8	22	-5.4
17054	2012	2	9	0	-5.1
17054	2012	2	9	2	-5.6
17054	2012	2	9	3	-5.8
17054	2012	2	9	4	-5.9
17054	2012	2	9	5	-6.2
17054	2012	2	9	6	-6.4
17054	2012	2	9	7	-6.3
17054	2012	2	9	8	-5.6

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	9	10	-5.0
17054	2012	2	9	11	-5.2
17054	2012	2	9	12	-5.4
17054	2012	2	9	13	-5.3
17054	2012	2	9	14	-5.6
17054	2012	2	9	15	-5.7
17054	2012	2	9	16	-6.2
17054	2012	2	9	17	-6.1
17054	2012	2	9	18	-5.9
17054	2012	2	9	19	-5.9
17054	2012	2	9	20	-6.2
17054	2012	2	9	21	-6.4
17054	2012	2	9	22	-6.5
17054	2012	2	9	23	-6.4
17054	2012	2	10	0	-6.2
17054	2012	2	10	1	-6.0
17054	2012	2	10	2	-6.0
17054	2012	2	10	3	-6.2
17054	2012	2	10	4	-6.3
17054	2012	2	10	5	-5.9
17054	2012	2	10	6	-5.5
17054	2012	2	10	7	-5.1
17054	2012	2	10	8	-4.1
17054	2012	2	10	9	-3.1
17054	2012	2	10	10	-2.5
17054	2012	2	10	11	-2.2
17054	2012	2	10	12	-2.4
17054	2012	2	10	13	-2.8
17054	2012	2	10	14	-3.4
17054	2012	2	10	15	-4.6
17054	2012	2	10	16	-5.7
17054	2012	2	10	17	-5.9
17054	2012	2	10	18	-5.8
17054	2012	2	10	19	-5.7
17054	2012	2	10	20	-5.7
17054	2012	2	10	21	-5.8
17054	2012	2	10	22	-5.3
17054	2012	2	10	23	-5.6
17054	2012	2	11	0	-5.4
17054	2012	2	11	1	-5.2
17054	2012	2	11	2	-5.2
17054	2012	2	11	3	-5.4
17054	2012	2	11	4	-5.5

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	11	5	-5.3
17054	2012	2	11	6	-4.5
17054	2012	2	11	7	-2.7
17054	2012	2	11	8	-1.1
17054	2012	2	11	9	0.3
17054	2012	2	11	10	0.4
17054	2012	2	11	11	1.2
17054	2012	2	11	12	1.8
17054	2012	2	11	13	2.9
17054	2012	2	11	14	2.4
17054	2012	2	11	15	1.2
17054	2012	2	11	16	0.5
17054	2012	2	11	17	0.3
17054	2012	2	11	18	0.2
17054	2012	2	11	19	0.6
17054	2012	2	11	20	0.9
17054	2012	2	11	21	1.0
17054	2012	2	11	22	1.0
17054	2012	2	11	23	1.0
17054	2012	2	12	0	1.0
17054	2012	2	12	1	1.0
17054	2012	2	12	2	1.0
17054	2012	2	12	3	1.0
17054	2012	2	12	4	0.9
17054	2012	2	12	5	0.8
17054	2012	2	12	6	1.2
17054	2012	2	12	7	2.6
17054	2012	2	12	8	3.7
17054	2012	2	12	9	5.4
17054	2012	2	12	10	6.4
17054	2012	2	12	11	6.6
17054	2012	2	12	12	6.5
17054	2012	2	12	13	6.4
17054	2012	2	12	14	5.6
17054	2012	2	12	15	4.1
17054	2012	2	12	16	2.9
17054	2012	2	12	17	2.7
17054	2012	2	12	18	2.9
17054	2012	2	12	19	2.4
17054	2012	2	12	20	2.2
17054	2012	2	12	21	1.8
17054	2012	2	12	22	1.5
17054	2012	2	12	23	1.5

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	13	0	2.0
17054	2012	2	13	1	1.9
17054	2012	2	13	2	1.4
17054	2012	2	13	3	1.8
17054	2012	2	13	4	1.5
17054	2012	2	13	5	1.7
17054	2012	2	13	6	2.4
17054	2012	2	13	7	4.7
17054	2012	2	13	8	5.3
17054	2012	2	13	9	7.0
17054	2012	2	13	10	6.9
17054	2012	2	13	11	7.3
17054	2012	2	13	12	6.2
17054	2012	2	13	13	4.4
17054	2012	2	13	14	4.4
17054	2012	2	13	15	4.5
17054	2012	2	13	16	4.8
17054	2012	2	13	17	4.7
17054	2012	2	13	18	5.7
17054	2012	2	13	19	5.2
17054	2012	2	13	20	5.7
17054	2012	2	13	21	5.3
17054	2012	2	13	22	4.0
17054	2012	2	13	23	2.6
17054	2012	2	14	0	2.3
17054	2012	2	14	1	1.7
17054	2012	2	14	2	1.4
17054	2012	2	14	3	1.3
17054	2012	2	14	4	0.7
17054	2012	2	14	5	0.3
17054	2012	2	14	6	0.1
17054	2012	2	14	7	0.8
17054	2012	2	14	8	1.4
17054	2012	2	14	9	2.3
17054	2012	2	14	10	3.1
17054	2012	2	14	11	4.1
17054	2012	2	14	12	4.5
17054	2012	2	14	13	4.6
17054	2012	2	14	14	3.9
17054	2012	2	14	15	2.5
17054	2012	2	14	16	1.7
17054	2012	2	14	17	1.3
17054	2012	2	14	18	1.4

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	14	19	1.6
17054	2012	2	14	20	1.7
17054	2012	2	14	21	1.4
17054	2012	2	14	22	0.7
17054	2012	2	14	23	0.6
17054	2012	2	15	0	0.3
17054	2012	2	15	1	0.2
17054	2012	2	15	2	0.1
17054	2012	2	15	3	-0.2
17054	2012	2	15	4	-0.3
17054	2012	2	15	5	-1.1
17054	2012	2	15	6	-1.6
17054	2012	2	15	7	-1.8
17054	2012	2	15	8	-1.1
17054	2012	2	15	9	-0.8
17054	2012	2	15	10	-0.9
17054	2012	2	15	11	-0.1
17054	2012	2	15	12	0.3
17054	2012	2	15	13	0.7
17054	2012	2	15	14	1.0
17054	2012	2	15	15	0.5
17054	2012	2	15	16	0.6
17054	2012	2	15	17	0.9
17054	2012	2	15	18	0.4
17054	2012	2	15	19	0.5
17054	2012	2	15	20	0.9
17054	2012	2	15	21	1.4
17054	2012	2	15	22	1.6
17054	2012	2	15	23	1.9
17054	2012	2	16	0	2.2
17054	2012	2	16	1	2.3
17054	2012	2	16	2	2.2
17054	2012	2	16	3	2.0
17054	2012	2	16	4	2.3
17054	2012	2	16	5	1.2
17054	2012	2	16	6	1.8
17054	2012	2	16	7	3.0
17054	2012	2	16	8	4.2
17054	2012	2	16	9	4.8
17054	2012	2	16	10	5.3
17054	2012	2	16	11	5.5
17054	2012	2	16	12	5.5
17054	2012	2	16	13	5.4

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	16	14	5.5
17054	2012	2	16	15	5.2
17054	2012	2	16	16	3.8
17054	2012	2	16	17	2.6
17054	2012	2	16	18	2.4
17054	2012	2	16	19	2.0
17054	2012	2	16	20	0.7
17054	2012	2	16	21	-0.1
17054	2012	2	16	22	-0.4
17054	2012	2	16	23	-0.4
17054	2012	2	17	0	-0.5
17054	2012	2	17	1	-0.8
17054	2012	2	17	2	-0.7
17054	2012	2	17	3	-1.0
17054	2012	2	17	4	-2.0
17054	2012	2	17	5	-2.6
17054	2012	2	17	6	-2.7
17054	2012	2	17	7	-3.3
17054	2012	2	17	8	-2.8
17054	2012	2	17	9	-2.1
17054	2012	2	17	10	-1.1
17054	2012	2	17	11	0.2
17054	2012	2	17	12	0.8
17054	2012	2	17	13	1.0
17054	2012	2	17	14	-0.3
17054	2012	2	17	15	-0.1
17054	2012	2	17	16	-1.2
17054	2012	2	17	17	-1.7
17054	2012	2	17	18	-1.8
17054	2012	2	17	19	-2.3
17054	2012	2	17	20	-2.7
17054	2012	2	17	21	-3.2
17054	2012	2	17	22	-2.7
17054	2012	2	17	23	-2.6
17054	2012	2	18	0	-3.0
17054	2012	2	18	1	-3.8
17054	2012	2	18	2	-3.9
17054	2012	2	18	3	-4.8
17054	2012	2	18	4	-4.3
17054	2012	2	18	5	-3.8
17054	2012	2	18	6	-1.8
17054	2012	2	18	7	-0.3
17054	2012	2	18	8	1.0

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	18	9	1.9
17054	2012	2	18	10	2.9
17054	2012	2	18	11	2.5
17054	2012	2	18	12	2.3
17054	2012	2	18	13	2.2
17054	2012	2	18	14	2.2
17054	2012	2	18	15	1.9
17054	2012	2	18	16	1.2
17054	2012	2	18	17	0.2
17054	2012	2	18	18	-0.2
17054	2012	2	18	19	-0.7
17054	2012	2	18	20	-1.1
17054	2012	2	18	21	-1.5
17054	2012	2	18	22	-1.6
17054	2012	2	18	23	-1.8
17054	2012	2	19	0	-2.1
17054	2012	2	19	1	-2.2
17054	2012	2	19	2	-2.3
17054	2012	2	19	3	-2.9
17054	2012	2	19	4	-3.4
17054	2012	2	19	5	-3.5
17054	2012	2	19	6	-3.5
17054	2012	2	19	7	-1.5
17054	2012	2	19	8	1.0
17054	2012	2	19	9	1.4
17054	2012	2	19	10	1.1
17054	2012	2	19	11	2.8
17054	2012	2	19	12	4.3
17054	2012	2	19	13	4.0
17054	2012	2	19	14	3.9
17054	2012	2	19	15	3.7
17054	2012	2	19	16	3.0
17054	2012	2	19	17	1.7
17054	2012	2	19	18	1.4
17054	2012	2	19	19	1.4
17054	2012	2	19	20	1.5
17054	2012	2	19	21	1.7
17054	2012	2	19	22	1.7
17054	2012	2	19	23	1.6
17054	2012	2	20	0	1.3
17054	2012	2	20	1	1.4
17054	2012	2	20	2	1.4
17054	2012	2	20	3	1.3

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	20	4	1.2
17054	2012	2	20	5	1.2
17054	2012	2	20	6	2.4
17054	2012	2	20	7	4.0
17054	2012	2	20	8	5.1
17054	2012	2	20	9	6.1
17054	2012	2	20	10	7.3
17054	2012	2	20	11	7.1
17054	2012	2	20	12	6.9
17054	2012	2	20	13	7.1
17054	2012	2	20	14	6.8
17054	2012	2	20	15	5.7
17054	2012	2	20	16	4.3
17054	2012	2	20	17	3.9
17054	2012	2	20	18	3.9
17054	2012	2	20	19	3.6
17054	2012	2	20	20	3.6
17054	2012	2	20	21	4.1
17054	2012	2	20	22	3.7
17054	2012	2	20	23	3.8
17054	2012	2	21	0	3.5
17054	2012	2	21	1	2.8
17054	2012	2	21	2	2.7
17054	2012	2	21	3	2.7
17054	2012	2	21	4	2.6
17054	2012	2	21	5	2.4
17054	2012	2	21	6	3.9
17054	2012	2	21	7	5.3
17054	2012	2	21	8	6.8
17054	2012	2	21	9	8.2
17054	2012	2	21	10	9.3
17054	2012	2	21	11	9.6
17054	2012	2	21	12	9.2
17054	2012	2	21	13	8.9
17054	2012	2	21	14	8.5
17054	2012	2	21	15	8.1
17054	2012	2	21	16	6.8
17054	2012	2	21	17	4.0
17054	2012	2	21	18	2.5
17054	2012	2	21	19	2.0
17054	2012	2	21	20	1.7
17054	2012	2	21	21	1.3
17054	2012	2	21	22	1.2

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	21	23	1.2
17054	2012	2	22	0	1.2
17054	2012	2	22	1	1.2
17054	2012	2	22	2	1.4
17054	2012	2	22	3	1.5
17054	2012	2	22	4	1.5
17054	2012	2	22	5	1.4
17054	2012	2	22	6	1.7
17054	2012	2	22	7	2.8
17054	2012	2	22	8	4.5
17054	2012	2	22	9	6.7
17054	2012	2	22	10	7.8
17054	2012	2	22	11	9.3
17054	2012	2	22	12	9.4
17054	2012	2	22	14	7.3
17054	2012	2	22	15	6.4
17054	2012	2	22	16	3.7
17054	2012	2	22	17	3.2
17054	2012	2	22	19	2.9
17054	2012	2	22	20	2.6
17054	2012	2	22	21	2.3
17054	2012	2	22	22	2.3
17054	2012	2	22	23	2.2
17054	2012	2	23	0	2.2
17054	2012	2	23	1	2.1
17054	2012	2	23	2	1.9
17054	2012	2	23	3	1.8
17054	2012	2	23	4	1.6
17054	2012	2	23	5	1.7
17054	2012	2	23	6	1.7
17054	2012	2	23	7	2.2
17054	2012	2	23	8	3.1
17054	2012	2	23	9	6.2
17054	2012	2	23	10	7.4
17054	2012	2	23	11	8.9
17054	2012	2	23	12	8.6
17054	2012	2	23	13	8.8
17054	2012	2	23	14	8.4
17054	2012	2	23	15	8.1
17054	2012	2	23	16	5.6
17054	2012	2	23	17	4.1
17054	2012	2	23	18	3.5
17054	2012	2	23	19	3.3

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	23	20	3.4
17054	2012	2	23	21	2.3
17054	2012	2	23	22	3.0
17054	2012	2	23	23	2.5
17054	2012	2	24	0	2.0
17054	2012	2	24	1	2.1
17054	2012	2	24	2	1.9
17054	2012	2	24	3	2.0
17054	2012	2	24	4	2.2
17054	2012	2	24	5	2.8
17054	2012	2	24	6	3.2
17054	2012	2	24	7	4.8
17054	2012	2	24	8	5.3
17054	2012	2	24	9	6.3
17054	2012	2	24	10	6.9
17054	2012	2	24	11	9.8
17054	2012	2	24	12	9.2
17054	2012	2	24	13	10.1
17054	2012	2	24	14	10.3
17054	2012	2	24	15	10.8
17054	2012	2	24	16	6.9
17054	2012	2	24	17	4.9
17054	2012	2	24	18	4.9
17054	2012	2	24	19	4.7
17054	2012	2	24	20	5.0
17054	2012	2	24	21	5.1
17054	2012	2	24	22	5.0
17054	2012	2	24	23	5.0
17054	2012	2	25	0	4.6
17054	2012	2	25	1	5.0
17054	2012	2	25	2	5.1
17054	2012	2	25	3	4.6
17054	2012	2	25	4	4.6
17054	2012	2	25	5	5.0
17054	2012	2	25	6	6.7
17054	2012	2	25	7	8.4
17054	2012	2	25	8	9.2
17054	2012	2	25	9	10.1
17054	2012	2	25	10	11.3
17054	2012	2	25	11	12.1
17054	2012	2	25	12	13.9
17054	2012	2	25	13	15.4
17054	2012	2	25	14	15.2

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	25	15	14.5
17054	2012	2	25	16	13.5
17054	2012	2	25	17	12.1
17054	2012	2	25	18	11.1
17054	2012	2	25	19	9.3
17054	2012	2	25	20	8.5
17054	2012	2	25	21	8.0
17054	2012	2	25	22	6.8
17054	2012	2	25	23	5.8
17054	2012	2	26	0	6.7
17054	2012	2	26	1	6.2
17054	2012	2	26	2	6.1
17054	2012	2	26	3	5.8
17054	2012	2	26	4	5.6
17054	2012	2	26	5	4.8
17054	2012	2	26	6	6.4
17054	2012	2	26	7	7.4
17054	2012	2	26	8	11.3
17054	2012	2	26	9	12.1
17054	2012	2	26	10	13.2
17054	2012	2	26	11	13.8
17054	2012	2	26	12	13.7
17054	2012	2	26	13	13.7
17054	2012	2	26	14	13.0
17054	2012	2	26	15	12.0
17054	2012	2	26	16	11.0
17054	2012	2	26	17	10.2
17054	2012	2	26	18	10.1
17054	2012	2	26	19	8.2
17054	2012	2	26	20	7.5
17054	2012	2	26	22	6.4
17054	2012	2	26	23	5.7
17054	2012	2	27	0	4.9
17054	2012	2	27	1	4.1
17054	2012	2	27	2	3.5
17054	2012	2	27	3	3.0
17054	2012	2	27	4	3.1
17054	2012	2	27	5	2.8
17054	2012	2	27	6	2.9
17054	2012	2	27	7	2.9
17054	2012	2	27	8	2.9
17054	2012	2	27	9	3.5
17054	2012	2	27	10	3.4

Çizelge Ek-A.1 (devam)

İstasyon No	Yıl	Ay	Gün	Saat (UTC)	Sıcaklık (°C)
17054	2012	2	27	11	3.1
17054	2012	2	27	12	2.9
17054	2012	2	27	13	2.6
17054	2012	2	27	14	2.2
17054	2012	2	27	15	1.8
17054	2012	2	27	16	2.0
17054	2012	2	27	17	1.8
17054	2012	2	27	18	1.9
17054	2012	2	27	19	1.5
17054	2012	2	27	20	1.2
17054	2012	2	27	21	-0.1
17054	2012	2	27	22	0.2
17054	2012	2	27	23	-0.1
17054	2012	2	28	0	0.1
17054	2012	2	28	1	-0.6
17054	2012	2	28	2	-0.8
17054	2012	2	28	3	-1.0
17054	2012	2	28	4	-1.5
17054	2012	2	28	5	-1.8
17054	2012	2	28	6	-1.0
17054	2012	2	28	7	-0.2
17054	2012	2	28	8	0.4
17054	2012	2	28	9	0.7
17054	2012	2	28	10	1.8
17054	2012	2	28	11	1.5
17054	2012	2	28	12	2.1
17054	2012	2	28	13	1.1
17054	2012	2	28	14	0.6
17054	2012	2	28	15	-0.2
17054	2012	2	28	16	-1.3
17054	2012	2	28	17	-2.0
17054	2012	2	28	18	-2.4
17054	2012	2	28	19	-2.6
17054	2012	2	28	20	-2.8
17054	2012	2	28	21	-3.3
17054	2012	2	28	22	-3.8
17054	2012	2	28	23	-3.4

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Ümit ÜNAL
Doğum Tarihi ve Yeri :25.12.1986/Henstedt Ulzburg (ALMANYA)
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :f2210106@std.yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Kimya Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniveritesi	2010
Lise	Fen Bilimleri	Edirne Lisesi	2005