

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR İLAÇ FABRİKASINDA TRİJENERASYON
SİSTEMİ KURULMASININ TERMOEKONOMİK
ANALİZİ**

Makine Müh. Ferhat HABERDAR

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Y. Doç. Dr. Derya B. TÜMER ÖZKAN

İSTANBUL, 2009

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
1.1 Önceki Çalışmalar	2
2. GENEL TERMODİNAMİK TANIMLARI ve BAĞINTILARI	6
2.1 Termodinamiğin Birinci Yasası	6
2.1.1 Entalpi	6
2.1.2 Sürekli Akışlı Açık Sistem.....	6
2.1.2.1 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Kütleinin Korunumu	7
2.1.2.2 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu	8
2.1.3 Adyabatik Verim	9
2.1.3.1 Türbinin Adyabatik Verimi.....	9
2.1.3.2 Pompanın Adyabatik Verimi.....	10
2.1.4 Soğutma Makinaları.....	11
2.2 Termodinamiğin İkinci Yasası	12
2.2.1 Entropi.....	12
2.2.1.1 Saf Maddenin Entropi Değişimi	12
2.2.2 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi	13
2.2.3 Kimyasal Reaksiyona Giren Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi.....	14
2.3 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Yanma	15
3. TERMOEKONOMİK ANALİZ VE DEĞERLENDİRME	17
3.1 Termoekonomik Çözümleme Yöntemi.....	17
3.2 Tersinir İş ve Tersinmezlik	18
3.3 Ekserji	18
3.3.1 Ekserji Bileşenleri.....	20
3.3.1.1 Fiziksel Ekserji	21
3.3.1.2 Kimyasal Ekserji.....	21
3.4 Ekserji Kaybı ve Yıkımı	21
3.5 Ekserji Maliyeti	22
4. ENDÜSTRİYEL BİR TESİSE TRİJENERASYON UYGULAMASI	24

4.1	Tesisteki Mevcut Sistemin İncelenmesi.....	24
4.2	Tesisteki Yapılacak İyileştirmenin İncelenmesi.....	26
4.3	Trijenerasyon Sisteminin Termoekonomik Yönden Modellenmesi ve İlgili Hesaplamalar	29
4.3.1	Sistem Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi	30
4.3.1.1	Proses Buharı İhtiyacı	30
4.3.1.2	Proses Isı Değiştiricisi Parametreleri.....	30
4.3.1.3	Kaynatici Parametreleri.....	31
4.3.1.4	Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Parametreleri.....	33
4.3.1.5	Alçak Basınç Pompası Parametreleri.....	34
4.3.1.6	Havalandırıcı Parametreleri.....	37
4.3.1.7	Yüksek Basınç Pompası Parametreleri	38
4.3.1.8	Kazan Besi Pompası Parametreleri.....	40
4.3.1.9	Türbin Parametreleri	43
4.3.1.10	Buhar Kazanı Parametreleri	44
4.3.1.11	Mevcut Sistemde Tüketilen Yakıt Miktarının Bulunması	49
4.3.1.12	Trijenerasyon Sisteminde Tüketilen Yakıt Miktarının Bulunması.....	50
4.3.2	Trijenerasyon Sistemindeki Akımların Ekserjilerinin Bulunması	51
4.3.2.1	Akımların Fiziksel Ekserjileri	51
4.3.2.2	Akımların Kimyasal Ekserjileri.....	60
4.3.3	Trijenerasyon Sisteminde Ekipmanların Ekserji Kayıplarının Bulunması	63
4.4	Trijenerasyon Sisteminin Ekonomik Açından İncelenmesi.....	66
4.4.1	Yatırımın Fizibilitesinin İncelenmesi	66
4.4.1.1	Trijenerasyon Sisteminde Buhar Kazanı ve Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Yedekli Kurulması Hali	67
4.4.1.2	Trijenerasyon Sisteminde Buhar Kazanı ve Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Yedeksiz Kurulma Hali.....	71
4.4.2	Trijenerasyon Sisteminin Ekserji Maliyeti Hesabı ve Eksergoekonomik Analizi	73
4.4.2.1	Sistem Ekipmanlarında Akım Maliyetlerinin ve Eksergoekonomik Parametrelerin Hesaplanması.....	75
5.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	87
	KAYNAKLAR.....	89
	ÖZGEÇMİŞ.....	91

SİMGE LİSTESİ

A	Seviyelendirilmiş fiyat düzeltme faktörü
c	Birim ekserjinin maliyeti, (\$/kJ)
C	Saatlik toplam ekserji akısının maliyeti, (\$/h)
C_p	Sabit basınçta özgül ısı, (kJ/kg.K)
C_v	Sabit hacimde özgül ısı, (kJ/kg.K)
CELF	Yıllık düzenli artış oranı düzeltme faktörü
CRF	Anapara geri kazanım faktörü
e	Özgül ekserji, (kJ/kg)
E	Ekserji debisi, (kJ/h)
f	Eksergoekonomik faktör
h	Özgül entalpi, (kJ/kg)
\bar{h}	Yanma entalpisi, (kJ/kmol)
\bar{h}^0	Oluşum entalpisi, (kJ/kmol)
H	Toplam entalpi, (kJ)
i	Özgül tersinmezlik, (kJ/kmol)
i_{eff}	Efektif geri dönüş oranı, (%)
I	Toplam tersinmezlik, (kJ)
m	Kütle, (kg)
M	Mol Kütle, (kg/kmol)
n	Mol miktarı, (kmol)
P	Basınç, (bar)
Q	Isı geçişi, (kJ)
r_n	Yıllık düzenli artış oranı, (%)
s	Özgül entropi, (kJ/kg.K)
T	Sıcaklık
u	Özgül iç enerji, (kJ/kg)
U	Toplam iç enerji, (kJ)
v	Özgül hacim, (m ³ /kg)
V	Toplam hacim, (m ³)
W	Toplam iş, (kJ)
y	Ekserji kaybı oranı, (%)
Z	Seviyelendirilmiş ilk yatırım, işletme ve bakım maliyetleri toplamı, (\$/h)
Δ	Miktarda sonlu değişim

η_{th}	Isıl verim
η_{II}	İkinci yasa verimi
ρ	Yoğunluk, (kg/m ³)

Alt Simgeler

0	Çevre hali
ç	Çıkış koşulları
g	Giriş koşulları
ky	Kayıp
kh	Kontrol hacmi
tr	Tersinir durum
y	Yararlı miktar

Üst Simgeler

.(üst nokta) Birim zamanda

-(üst çizgi) Birim mol için

⁰ Standart referans hali

CH Kimyasal

PH Fiziksel

KISALTMA LİSTESİ

ABP	Alçak Basınç Pompası
AIK	Atık Isı Kazanı
ASS	Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi
BP	Besi Pompası
CCGT	Bileşik Gaz Türbini Çevrimi
COP	Soğutma Etkinlik Katsayısı
HRSG	Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü
MOPSA	Isıl Sistemlerin İyileştirilmiş Üretken Yapı Analizi
MSS	Mekanik Soğutma Sistemi
SPECO	Özgül Ekserji Maliyet Yöntemi
YBP	Yüksek Basınç Pompası

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Türbinde izantropik ve adyabatik hal değişimleri (Sonntag v.d., 1997)	10
Şekil 2.2 Pompada izantropik ve adyabatik hal değişimleri (Sonntag v.d., 1997).....	11
Şekil 3.1 Verilen durum ile çevre şartları arasında çalışan tersinir bir ısı makinası (Çomaklı v.d.,2004).....	19
Şekil 4.1 Tesisteki mevcut sistemin akış şeması	25
Şekil 4.2 Yeni kurulacak trijenerasyon sisteminin akış şeması.....	27
Şekil 4.3 Trijenerasyon sisteminin buhar ve güç çevriminin T-S diyagramında gösterimi	28
Şekil 4.4 Proses ısı değiştiricisi akım şeması	30
Şekil 4.5 Kullanma suyu kaynatıcısı akım şeması.....	31
Şekil 4.6 Absorpsiyonlu soğutma sistemi akım şeması	33
Şekil 4.7 Alçak basınç pompası akım şeması.....	34
Şekil 4.8 Havalandırıcı akım şeması.....	37
Şekil 4.9 Yüksek basınç pompası akım şeması	38
Şekil 4.10 Kazan besisi pompası akım şeması.....	40
Şekil 4.11 Türbin akım şeması	43
Şekil 4.12 Buhar kazanı akım şeması	44
Şekil 4.13 Kazan buhar tarafı akım şeması	49
Şekil 4.14 Trijenerasyon sisteminde incelenen ekipmanlar için ekserji kaybı oranları.....	85
Şekil 4.15 Trijenerasyon sisteminde incelenen ekipmanlar için eksergoekonomik faktörlerin karşılaştırılması	86

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Enerji ve ekserjinin karşılaştırılması (Dinçer, 2000).....	20
Çizelge 4.1 Mevcut sistemde ekipmanların yıllık elektrik sarfiyatları	26
Çizelge 4.2 Türbinde üretilecek elektriğin kullanım yerleri	29
Çizelge 4.3 Proses ısı değiştiricisi akımları termodinamik özellikleri	31
Çizelge 4.4 Kullanma suyu kaynatıcısı akımları termodinamik özellikleri	32
Çizelge 4.5 Absorpsiyonlu soğutma sistemi akımları termodinamik özellikleri	33
Çizelge 4.6 Alçak basınç pompası giriş akımı termodinamik özellikleri	35
Çizelge 4.7 Alçak basınç pompası çıkış akımı termodinamik özellikleri	36
Çizelge 4.8 Havalandırıcı akımlarının termodinamik özellikleri	37
Çizelge 4.9 Yüksek basınç pompası giriş akımı termodinamik özellikleri.....	39
Çizelge 4.10 Yüksek basınç pompası çıkış akımı termodinamik özellikleri	40
Çizelge 4.11 Kazan besleme pompası giriş akımı termodinamik özellikleri.....	41
Çizelge 4.12 Kazan besleme pompası çıkış akımı termodinamik özellikleri	42
Çizelge 4.13 Türbin akımları termodinamik özellikleri.....	44
Çizelge 4.14 Buhar kazanında sıvı akımları termodinamik özellikleri.....	45
Çizelge 4.15 Kazanda yakılan doğalgaz yakıtının bileşimi ve bileşimi oluşturan gazların mol oranları.....	45
Çizelge 4.16 Kazan içerisine verilen yakma havasının gaz bileşimi ve mol oranları	46
Çizelge 4.17 Kazandaki yanma reaksiyonuna giren ve çıkan maddelerin entalpileri	47
Çizelge 4.18 Mevcut kazan sisteminin buhar tarafı akım parametreleri.....	49
Çizelge 4.19 Trijenerasyon sisteminde, kazan sisteminin buhar tarafı akım parametreleri.....	50
Çizelge 4.20 Trijenerasyon sistemindeki akımların termodinamik özellikleri	52
Çizelge 4.21 Baca gazı bileşenlerinin termodinamik özellikleri	57
Çizelge 4.22 Bazı gazların standart kimyasal ekserjileri	61
Çizelge 4.23 Trijenerasyon sistemindeki akımların kimyasal ve fiziksel ekserji tablosu	63
Çizelge 4.24 Mevcut sistemle trijenerasyon sistemi enerji tüketim tablosu	67
Çizelge 4.25 Kazan ve absorpsiyonlu soğutma sistemi yedekli durumda yatırım maliyetleri	68
Çizelge 4.26 Buhar kazanı ve abs. soğutma sistemi yedekli olması durumunda yatırımın geri ödeme planı.....	70
Çizelge 4.27 Kazan ve absorpsiyonlu soğutma sistemi yedeksiz durumda yatırım maliyetleri	71
Çizelge 4.28 Buhar kazanı ve abs. soğutma sistemi yedeksiz olması durumunda yatırımın geri ödeme planı.....	72
Çizelge 4.29 Trijenerasyon sistemi ekipmanlarının maliyet analizi.....	73

Çizelge 4.30 Trijenerasyon sisteminde incelenen bileşenler için hesaplanan termoeconomik değerler	85
---	----

ÖNSÖZ

Enerjinin, günden güne daha çok önem kazandığı, toplumların gelişmişlik düzeyinin çok önemli derecede ölçütü olduğu bir dönemde yaşamaktayız. Ve ne yazık ki kaynakları sınırlı olan dünyamızda tüketilmekte olan enerjinin büyük bir kısmı fosil yakıtlardan sağlanmaktadır. Şu anki teknolojiyle fosil yakıtların yerini tamamen doldurabilecek başka bir enerji kaynağı bulunmamaktadır. Ama bu noktada biz mühendislere düşen görev, enerjiyi tüketme yollarını mümkün olan en verimli noktaya taşımaktır. Bu çalışma da, bu fikirden yola çıkılarak oluşturulmuştur.

Bu tez çalışması esnasında, konunun tespitinden tezin bitimine kadar her aşamasında gerek maddi gerekse manevi olarak yardım bilgi ve birikimlerini esirgemeyen değerli hocalarım Y.Doç. Dr. Derya B. TÜMER ÖZKAN, Y. Doç. Dr. M.Handan ÇUBUK, Prof. Dr. F. Taner ÖZKAYNAK'a, Türkiye Bilimsel Teknolojik Araştırma Kurumuna, çok sevdiğim arkadaşım ve meslektaşım Eser KORYÜREK'e, çalışmalarım sırasında beni sürekli motive eden aileme ve kız arkadaşım Birsen Deniz COŞKUN'a teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

Bir sistemi mühendislik yaklaşımıyla irdelediğimizde, sadece termodinamik açıdan incelemek ve bu inceleme ışığında sistemleri birbirleriyle karşılaştırmak pek doğru olmaz. Termodinamik incelemede, maliyetler dikkate alınmaz. Sistemin performansını termodinamik açıdan iyileştirilirken, sistemin yatırım maliyeti çok artabilir. Aynı mantıkla sadece yatırım maliyeti göz önünde bulundurulursa, sistemin performansı düşer ve bu da sistemin işletme maliyetinin artmasına sebep olur. Bu nedenle termodinamik analiz ile maliyet etkisi birlikte düşünülerek optimum tasarım parametreleri belirlenmelidir. Bu tarife en uygun yöntemlerden biri de bu çalışmada uygulanan termoekonomik analizdir.

Bu çalışmada ısıtma ihtiyacı buhar kazanından, soğutma ihtiyacı mekanik soğutma sisteminden, elektrik ihtiyacı şebekeden sağlanan, ilaç üretimi yapan bir tesiste, enerji tasarrufu yapmak amacıyla buhar kazanı, buhar türbini ve absorpsiyonlu soğutma sisteminden oluşan trijenerasyon sistemi tasarımı yapılmıştır.

İlk aşamada trijenerasyon sistemi yatırımının fizibilitesi incelenmiştir. Fizibilite değerlendirmesi iki farklı durum için yapılmıştır. Birinci durum olarak sistemin ana ekipmanlarından olan buhar kazanı ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin yedekli olarak, bir arıza halinde tesisin çalışmaya devam etmesini sağlayacak şekilde yapılacak yatırım fizibilitesi değerlendirilmiştir. İkinci durum olarak ise aynı ekipmanların yedeksiz kurularak bir arıza halinde tesis üretim kapasitesi yarıya düşürülecek şekilde yatırım fizibilitesi değerlendirilmiştir.

İkinci aşamada ise parametreleri belirlenmiş olan trijenerasyon sisteminin termoekonomik analizi yapılarak akımlarda ekserji maliyetleri, ekserji kaybı maliyetleri, ekserji kaybı oranları ve ekipmanların eksergoekonomik faktör parametreleri bulunmuştur. Bu parametreler doğrultusunda sistem ekipmanları ve bu ekipmanlarda yapılabilecek iyileştirmeler konusunda değerlendirmeler yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Trijenerasyon, termoekonomik analiz, enerji verimliliği, ekserji

ABSTRACT

When a system is studied from an engineering point of view, it is not enough to analyze the system for one thermodynamic parameter and to compare the system according to this analysis. In a thermodynamic examination, costs are not considered. While the thermodynamic performance of the system is getting better the investment costs can increase. On the other hand, if only investment costs are considered, the system performance can decrease and it causes a higher operating cost. So, it is better to take notice both of thermodynamic analysis and cost effects, and determine the optimum design parameters. The most suitable method for this kind of optimization is the “thermoeconomic analysis” which is used in this study.

In this study, a trigeneration system which composed of a steam generator, a steam turbine and an absorption cooling system is designed for a pharmacy plant supplies its electricity from the grid, its cooling duty a mechanical cooling unit and its heating duty a steam generator.

Firstly, the investment feasibility of the trigeneration system is analyzed. The feasibility study is made for two different cases. In the first case the investment feasibility is examined when a back up steam generator and an absorption cooling system is used to maintain the process when a problem occurs. In the second case the investment feasibility is examined when back up equipment is not used. In this situation, the production capacity of the plant decreases to half.

Secondly, the thermodynamic calculations are done for the trigeneration system. The exergy costs, exergy lost costs, exergy lost rates and the exergoeconomic factor of the equipment are determined. According to these parameters, system equipment and the possible revisions which can be made on these pieces of equipment are examined.

Key words: Thermoeconomic analysis, trigeneration, energy efficiency, exergy

1. GİRİŞ

Enerji modern yaşamın temel gereksinimlerinden birisi olup, değişikliklere yol açan etken olarak tanımlanabilir. Enerji; elektrik, ısı (ısıtma, soğutma), nükleer, kinetik, potansiyel, manyetik ve kimyasal gibi farklı formlarda olabilir. Bu enerji türlerinin tümünün toplamı, sistemin toplam enerjisini oluşturur. Kişi başına enerji tüketimi ülkelerin gelişmişlik seviyelerini göstermektedir. Ekonomik büyüme, nüfus artışı ve sosyal yaşamdaki değişim hızına bağlı olarak, dünyadaki enerji tüketim miktarı da hızla artmaktadır. Gelişmiş ülkelerde enerji tüketimi daha yavaş bir artış gösterirken, Türkiye gibi gelişmekte olan ülkelerde ise enerji tüketimi daha hızlı artmaktadır. Özellikle ısı ve elektrik enerjisi, günlük yaşamda karşılaştığımız en önemli enerji türlerindedir. Birincil enerji kaynaklarının sınırlı ve yakın gelecekte tükenecek olması ve enerji tüketim hızına bağlı olarak artan talepler enerjiyi daha da değerli yapmaktadır. Dünyadaki araştırmalar, birincil enerji kaynaklarını en verimli ve ucuz şekilde faydalı enerjilere (elektrik, ısı) dönüştüren sistemler üzerine yoğunlaşmıştır. Bu nedenle enerji iletiminde kullanılan teknolojiler giderek önem kazanmaktadır (Erdem, 2002, Sevilgen, 2002).

Günümüzde sınırlı doğal kaynaklardan elde edilen enerjinin (yakıtın) giderek artan tüketim karşısında daha da kıymetli hale geldiği göz önüne alındığında, sistemlerin hem daha ucuz hem de daha verimli olacak şekilde kullanılabilirlik hesaplamaları yapılabilmektedir tasarlanması gerekmektedir.

Kojenerasyon sistemleri, yakıttan elektrik ve ısı enerjisi üreten sistemlerdir. Kojenerasyon sistemleri, yüksek verim, kullanım yerinde üretim yaparak elektrik üretim ve dağıtım kayıplarının en aza indirilmesi, iletim dağıtım hatlarına yapılacak yatırımların azaltılması, yük değişimlerine hızlı uyum sağlanması gibi avantajları sağlar. Ayrıca, yüksek verimlerinden dolayı yakıt tüketimini düşürerek, hem işletmelerin enerjiye harcadıkları masrafları düşürmekte hem de çevreye salınan emisyonları azaltmaktadır. Kojenerasyon sistemlerinin kullanımları, yukarıda belirtilen avantajlardan ve konvansiyonel elektrik enerjisi ve ısı enerjisi üretim sistemlerine göre sahip olduğu üstünlüklerinden dolayı, giderek artmaktadır (Erdem vd., 2004).

Trijenerasyon sistemleri ise, tek bir enerji kaynağından üç farklı formda (elektrik, ısıtma ve soğutma) enerji üreten sistemlerdir. Özellikle sıcak bölgelerde, ısıtmanın yanında soğutma enerjisine de ihtiyaç duyulan alanlarda (konutlar, iş merkezleri ve endüstri), trijenerasyon

sisteminin kullanımı önemli avantajlar sağlar.

Genel olarak mekanik ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri olmak üzere iki tip soğutma sistemi vardır. Mekanik soğutma sistemleri (MSS), enerji kaynağı olarak elektriği kullanırlar. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri (ASS) ise, buhar türbinlerinden alınan düşük ve orta basınçtaki buharı, motor soğutma sularını, proseste kullanılan makinelerin soğutma sularını ve egzoz gazlarının doğrudan kullanılmasıyla ısı değiştiriciler aracılığı ile elde edilen sıcak suları enerji kaynağı olarak kullanırlar. Başka bir deyişle, ASS atık ısıları enerji kaynağı olarak kullanmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanımı, ülkemizde kojenerasyon sistemlerinin yaygınlaşmasıyla birlikte artmıştır. Termoeconomik açıdan incelendiğinde, ASS'nin kojenerasyon sistemlerine ilavesiyle toplam verim önemli oranda artmakta ve soğutma maliyeti oldukça düşmektedir (Havelky, 1999).

Bu çalışmada, geleneksel yöntemlerle ısıtma, soğutma ve elektrik ihtiyacı karşılanmakta olan (ısıtma ihtiyacı buhar kazanı, soğutma ihtiyacı mekanik soğutma sistemi ve elektrik ihtiyacı devletten satın alınmakta), ilaç üretimi yapan bir tesiste, enerji tasarrufu sağlamak amacıyla trijenerasyon sistemi tasarımı yapılmıştır. Öncelikle yeni kurulacak olan sistemin tasarım parametreleri belirlenmiş ve bu parametreler doğrultusunda yapılması gereken yatırım belirlenmiştir. Daha sonra ise bu yatırımın fizibilitesi incelenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında ise tasarım parametreleri belirlenmiş olan trijenerasyon sisteminin termoeconomik analizi yapılarak hangi ekipmanların iyileştirmeye müsait olduğu ve ekipmanların iyileştirme önceliğinin nasıl olduğu tespit edilmiştir.

1.1 Önceki Çalışmalar

Temir ve Bilge (2004), trijenerasyon sisteminin termoeconomik analizini yapmışlardır. Bu çalışmada doğalgaz beslemeli bir elektrik jeneratörü ile bu jeneratörün egzoz gazlarının ısı enerjisinden faydalanan ve absorpsiyonlu soğutma sisteminden meydana gelen trijenerasyon sistemi termoeconomik olarak incelenmiştir. Bu inceleme yapılırken akımların ekserjileri, ekipmanların ekserji kayıpları, akım maliyetleri ve kayıp ekserji maliyetleri, yatırım ve işletme maliyetleri belirlenmiştir. Bu hesaplamalar doğrultusunda sistemin daha verimli çalışması için hangi parametrelerin ne şekilde değiştirilmesi gerektiğini ortaya koymuşlardır.

Hernandez Santoyo ve Sanchez Cifuentes (2003), kojenerasyon sistemi ile trijenerasyon sisteminin karşılaştırılması üzerine çalışmışlardır. Yaptıkları çalışmada kojenerasyon sistemi

ve trijenerasyon sisteminlerinin termoeconomik analizlerini yaparak hangi sistemin hangi durumlarda daha avantajlı olduğunu ifade etmişlerdir.

KWon, KWak ve Oh (2001), kojenerasyon ve kombine çevrim santralleri gibi tek yakıt ile çift ürün üreten tesislerde, ürünlerin ayrı ayrı birim maliyetlerinin tespitinin çok zor, ama önemli olduğunu belirtmişler ve 1000 kW'lık bir gaz türbin kojenerasyon tesisine eksergoekonomik analiz yapmışlardır. Bu tesisin birim ürün ekserji maliyetlerini hesaplayarak, akış esnasındaki herbir nokta için ekserji dengesini yazmışlar ve her bir birim için bu ekserji değerlerine bağlı olarak ekserjiekonomik denge denklemini oluşturmuşlardır. Çalışmada, Tsatsaronis tarafından geliştirilen özgül ekserji maliyet yöntemi (SPECO) ve Kim tarafından geliştirilen MOPSA (Isıl Sistemlerin İyileştirilmiş Üretken Yapı Analizi) yöntemini kullanmışlar ve daha sonra bu iki ekserjoekonomik analizden elde edilen ürün maliyetlerini karşılaştırmışlardır. Her iki yöntemin CGAM (Küresel Atmosferik Modelleme için Merkezleme) problemine uygulaması karşılaştırıldığında; SPECO'da atık ısı kazanı (AIK) kullanımı elektriğin birim, ekserji maliyetini değiştirmedeği halde, MOPSA'da maliyetin düştüğünü, buharın birim ekserji maliyetinin değişmediğini görmüşlerdir. Çalışmada alınan 1000 kW'lık gaz türbini kojenerasyon tesisinin, her bir birimin maliyetleri çıkarılmış ve toplam maliyet içerisindeki payları gösterilmiştir. Yatırım maliyetleri bir değere getirilmiş ve hesaplarda da bu kullanılmıştır. SPECO kullanıldığında elektrik maliyetini, özellikle türbin ve kompresör maliyetlerinin etkilediği, MOPSA'da AIK'nın da maliyeti etkilediğini, buhar maliyetini ise her iki yöntemde de bütün ekipmanların maliyetlerinin etkilediğini göstermişlerdir.

Valdes, Dolores Duran ve Rovira (2003), yaptıkları çalışmada kojenerasyon tesislerinde (CCGT) termoeconomik optimizasyonu yapabilmek için kullanılabilecek bir yol göstermektedirler. Bu optimizasyon genetik algoritma kullanılarak, tek basıncılı bir kojenerasyon sistemine uygulanmıştır. Bir kez uyarlanan bu sistem ısı geri kazanımlı buhar jeneratöründe (HRSG) 2-3 basıncı kademesi olan daha kompleks tesislerin optimizasyonunda da kullanılmıştır. Optimizasyon için göz önünde bulundurulmuş değişkenler, HRSG'nin tasarımı için belirlenecek termodinamik parametrelerdir. Çalışmada, iki farklı fonksiyon önerilmiştir: biri birim çıkış başına üretim maliyetini minimize eder, diğeri ise yıllık nakit akışını maksimize eder. Sonuçlar iki fonksiyonun karşılaştırılarak en iyi optimizasyon stratejisinin belirlenmesine yardımcı olur. Sonuçlar bize her bir tasarım parametresi için optimum bir değer bulunabileceğinin mümkün olduğunu gösterir. Bu optimum değerler, seçilen optimizasyon stratejisine bağlıdır.

Bandyapadhyay, Bera ve Bhattacharyya (2001) yaptıkları çalışmada, tersinmezliğin tanınması ve kabul edilmesiyle beraber tesislerin tasarımında ve işletilmesinde esas olan sınırlayıcıların, işletme zamanı, tesisin büyüklüğü, yatırım maliyeti, güç üretimi gibi sınırlı kaynakların olduğunu tespit etmişlerdir. Bu çalışmada sınırlayıcı sınırlı kaynaklar göz önünde bulundurularak, içten tesinmez Carnot çevrimlerini de kapsayan bir kojenerasyon tesisinin termoeconomik optimizasyonu gösterilmiştir. Maksimum güç üretimi veya minimum işletme maliyetini sağlamaya çalışan çok kademeli bir kojenerasyon sisteminin veriminin tek bir içten tersinir ısı makinasının verimine eş olup olmadığı incelenmiştir. Artan kademe sayısı güç üretimini azaltır fakat tesisin yıllık maliyetini artırır. Aynı zamanda bu çalışmada ısı değiştiricilerin maksimum verim elde etmek için yüzey alanları, ısı iletimleri, akış yönleri ısı transferi kanunları göz önünde bulundurularak incelenmiştir. Akışkan seçimindeki ve işletme basıncını belirlemedeki esneklikle kojenerasyon tesisinin optimum tasarım ve işletme şartları belirlenmiştir.

Misra, Sahoo and Gupta (2006), yaptıkları çalışmada, su-amonyak çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminin, termoeconomik incelemeyle üretim maliyetlerinin minimuma indirilmesi hedeflenmektedir. Termoeconomik analiz, basitleştirilmiş maliyet minimizasyonunu yöntemini temel alarak, sistemin içindeki bütün akışların ve ürünlerin maliyetlerini termoeconomik maliyet dengeleri eşitlikleriyle formüle eder. Böylece sistemde tasarım parametrelerinin maliyete etkisi belirlenebilir ve sistemin enerji ve maliyet açısından daha etkili çalışmasını sağlamak üzere tasarım parametrelerinde öneride bulunmayı mümkün kılar. Bu önerileri temel alarak ilerlemek suretiyle, optimizasyon işlemi bir iterasyon prosedürüne girmiş olur. Sonuçlar bize ek bir yatırım yapılmaksızın, sistem performansında kayda değer bir gelişim olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak, hassas bir analizle yakıt maliyetlerinin sistem parametreleriyle ilişkisi ortaya çıkarılmıştır.

Huan, Hung ve Chen (2000), buhar enjekteli gaz türbin gruplu kojenerasyon sistemine ekserji analizi uygulamışlardır. Sistemde ikinci ürün olarak çok amaçlı soğutma hedeflemiştir. Sistemin her bir birimi için kütle, enerji ve ekserji denge denklemlerini yazarak ekserji kayıplarını belirlemiştir. Parametre olarak kompresör basınç oranı, enjekte edilen buhar oranı, buhar sıcaklığı ve besleme suyu miktarını alarak, birinci ve ikinci kanun verimlerini yazmışlar ve ısı-güç oranını hesaplamışlardır. Sisteme yoğuşma suyu pompası ilave edip, dışarıya atılan yoğuşma suyunu sisteme dahil ederek aynı hesapları tekrarlamışlardır. Fakat bunun sistemin birinci ve ikinci kanun verimini değiştirmediğini görmüşlerdir. En fazla

ekserji yıkımının yanma odasında, en fazla ekserji kaybının da baca gazlarıyla olduğunu belirtmişlerdir.

Silveira ve Tuna (2003), kojenerasyon santrallerinin termoekonomik analizini yapmışlardır. Çalışmalarında, hava ve yanma ürünleri ideal gaz kabul edilmiş ve yanma odası dışındaki tüm birimlerin adyabatik olduğu düşünülmüştür. Amaç fonksiyonu olarak, termodinamiğin ikinci kanununa dayanan ekserji üretim maliyetlerinin en aza indirilmesini esas almışlardır. Ekserji maliyetleri hesaplarında, proses buharı ve elektrik üretimi sabit alınmıştır. Optimizasyonda, buhar türbini kullanılması durumunda kazan çıkışındaki buharın basıncı ve sıcaklığı, gaz türbini kullanılması durumunda ise basınç oranı, türbin egzoz gazı çıkış sıcaklığı ve kütleli debi değişken olarak alınmıştır. Her bir birimin ve ürünlerin yatırım maliyetlerini hesaplamak için gerekli denklemler ise, bu karar değişkenlerinin fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. Model ilk olarak basit Rankine çevrimine daha sonra da rejeneratörlü gaz türbin kojenerasyon sistemine uygulanmıştır. Hesaplamalar yapılırken önce her bir birimin çıkışındaki maliyet bulunmuş ve bu bir sonraki birimin giriş maliyeti olarak alınmıştır. Sonuç olarak da amaç fonksiyonunu oluşturan buharın, elektriğin ve yanma ürünlerinin ekserji maliyetleri bulunmuş ve basit Rankine çevrimi ve rejeneratörlü gaz türbin kojenerasyon sistemi için en düşük maliyeti veren şartlar elde edilmiştir. Çalışmada, Sao Paulo'daki çok amaçlı bir kimya endüstrisinin gerçek verileri kullanılarak da, modelin uygulaması gösterilmiştir.

Benelmir ve Feitdt (1998), kojenerasyon sistemlerine olan yatırımların konvansiyonel sistemlerden daha fazla olduğunu, aynı zamanda kojenerasyon sistemlerin geri ödeme zamanının daha kısa, karının ise daha fazla olduğunu vurgulayarak, ısı ve elektrik üreten kojenerasyon sistem ve aynı enerji kaynağını kullanarak aynı miktarda ısı üreten konvansiyonel sistemi, elektrik üretiminin en düşük maliyeti için incelenmişlerdir. Elektrik üretim maliyetini, kojenerasyon sisteminin elektrik verimine ve ısı üretiminden dolayı konvansiyonel sistemin ve kojenerasyon sisteminin genel verimine bağlı olarak ifade etmişlerdir. Fakat elektrik üretim maliyetini hesaplarken yatırım, işletme ve bakım maliyetlerinin etkisini dikkate almamışlardır. Benelmir ve Feitdt, mevcut üç kojenerasyon sistemine termoekonomik analiz yapmışlar ve güçlü bir enerji yönetim stratejisinin eksikliğinden dolayı bu sistemlerin yeteri kadar karlı olmadığını göstermişlerdir. Ayrıca çalışmada, kojenerasyon sistemlerinin yatırım maliyeti, daha kısa geri ödeme zamanının olması için konvansiyonel elektrik üretim sistemlerinin yatırım maliyetlerinin %64'ünü geçmemesi gerektiğini vurgulamışlardır.

2. GENEL TERMODİNAMİK TANIMLARI ve BAĞINTILARI

2.1 Termodinamiğin Birinci Yasası

Genel olarak ifade edilirse termodinamik bir enerji bilimidir. Enerji, bir cismin veya bir sistemin iş yapma yeteneğidir. Başlıca enerjiler ısı enerjisi, nükleer enerji, elektriksel enerji, potansiyel enerji, kinetik enerji v.s.'dir. Termodinamik, bu enerjileri ve bunların dönüşümlerinin gerçekleştirildiği düzenekleri inceler. Termodinamiğin birinci yasası ise sistemdeki enerji bilançosunu belirler. (Telli, 1984)

Daha matematiksel ifadeyle birinci kanun;

$$J\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (2.1)$$

Bu eşitlikte, $\oint \delta Q$ ifadesi çevrim boyunca meydana gelen net ısı transferini ifade ederken, $\oint \delta W$ ise çevrim boyunca oluşan net işi belirtir. Denklemdaki J ise ünitenin iş ve ısı için kullanılmasına bağlı olan oransal faktördür. (Sonntag v.d., 1997)

2.1.1 Entalpi

Özellikle güç üretimi ve yanma prosesleri ile ilgili sistemleri ve hal değişimlerini incelerken, birkaç özelliğin bileşimden oluşan $u+pv$ terimine sıkça rastlanır. Bu terim termodinamikte entalpi olarak tanımlanır, h ile gösterilir.

$$H=U+PV \quad (\text{kJ}) \quad (2.2)$$

Birim kütle için,

$$h=u+pv \quad (\text{kJ}) \quad (2.3)$$

Bu denklemlerde P basıncı, V hacmi belirtmektedir. (Çengel ve Boles, 1994)

2.1.2 Sürekli Akışlı Açık Sistem

Tez konusu olan sistemdeki bütün ekipmanlar sürekli açık sistem kabulüyle incelenecektir. Sürekli akışlı açık sistemler için aşağıdaki gözlemler yapılabilir:

- Kontrol hacmi içinde, yeğin veya yaygın hiçbir özellik zamanla değişmez. Ayrıca, kontrol hacmine giren toplam kütle ve enerji, kontrol hacminden çıkan toplam kütle ve enerjiye

eşit olmak zorundadır, çünkü m_{kh} ve E_{kh} sabittir.

- Kontrol hacminin sınırlarındaki hiçbir özellik zamanla değişmez. Bu nedenle giren ve çıkan akışkanların özellikleri zamana göre sabittir. Giriş ve çıkıştaki kütle debisi sabittir.
- Sistemin çevresiyle birim zamanda yaptığı ısı alışverişi veya birim zamanda yaptığı iş sabittir (Çengel ve Boles, 1994).

2.1.2.1 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Kütle Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez ($m_{kh}=\text{sabit}$). Bu durumda, kütle korunumu ilkesi uyarınca kontrol hacmine giren toplam kütle, kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olması gerekir.

Birçok girişi ve çıkışı olan genel bir sürekli akışlı açık sistem için, kütle korunumu ilkesi aşağıdaki gibidir:

$$\begin{bmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{KH'ye giren} \\ \text{toplam kütle} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam kütle} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Veya,

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\phi \quad (\text{kg/s}) \quad (2.5)$$

Burada g indisi girişi, ϕ indisi de çıkışı simgelemektedir. (Çengel ve Boles, 1994)

Sistemdeki kütle korunumu prensibi süreklilik denklemiyle ifade edilir. Bir borunun içinden geçen kütleli debisi \dot{M} ise;

$$\dot{M} = \rho \dot{V} = \rho AV \quad (2.6)$$

Süreklilik denkleminde;

\dot{M} : Kütleli debi (kg/s)

\dot{V} : Hacimsel debi (m^3/s)

ρ : Akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)

A: Akışa dik kesit alanı (m^2)

V: Akışkanın hızı (ortalama) (m/s) (Todd ve Ellis, 1976)

2.1.2.2 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmaz ($\Delta E_{kh}=0$). Böylece sürekli akışlı açık sistemde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur.

Enerjinin korunumu ilkesi sürekli akışlı açık sistemler için aşağıdaki gibi yazılır:

$$\begin{bmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{sınırları geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'ye giren} \\ \text{toplam enerji} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Veya,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\varphi \theta_\varphi - \sum \dot{m}_g \theta_g \quad (2.8)$$

Burada, θ akış işi de içinde olmak üzere akışkanın birim kütesinin toplam enerjisidir.

Giriş ve çıkış halleri sırasıyla 1 ve 2 indisleriyle gösterilir, kütle debisinin değişmediği göz önüne alınırsa ($\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$) ayrıca potansiyel ve kinetik enerjilerin değişmediği kabul edilirse, bir geçişli ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için enerjinin korunumu denklemi;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} [h_2 - h_1] \quad (\text{kW}) \quad (2.9)$$

Şeklinde yazılır. Bu denklem kütle debisi \dot{m} ile bölünürse ve iş ihmal edilirse, birinci yasa birim kütle için ifade edilmiş olur:

$$q = h_2 - h_1 = \Delta h \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.10)$$

Burada,

$$q = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad (\text{birim kütle geçişi, kJ/kg}) \quad (2.11)$$

olmaktadır. Burada:

\dot{Q} = kontrol hacmi ile çevresi arasında birim zamanda olan ısı geçişi

Bir akışkanın entalpi değişimi, giriş ve çıkış halleri için entalpi değerlerinin özellik

çizelgelerinden okuyarak kolayca bulunabilir. (Çengel ve Boles, 1994)

2.1.3 Adyabatik Verim

Mükemmel bir hal değişiminde tersinmezlikler yoktur, çünkü tersinmezlikler makinalarda kayıplara yol açar. Bu gerekçelerle izantropik hal değişimi, sürekli akışlı makinalar için mükemmeli simgleyen bir modeldir.

Gerçek hal değişimi, izantropik hal değişimine ne kadar yakın olursa, makinanın çalışması da o ölçüde iyi olacaktır. Bu nedenle gerçek makinanın, modele ne ölçüde yaklaştığını sayısal olarak ifade eden bir parametrenin tanımlanmasında yarar vardır. Bu parametre izantropik veya adyabatik verim diye adlandırılır ve gerçek hal değişiminin, izantropik hal değişiminden sapmasını gösterir. Farklı amaçlara yönelik tasarlanmış makinaların adyabatik verimleri de farklı biçimlerde tanımlanır. (Çengel ve Boles, 1994)

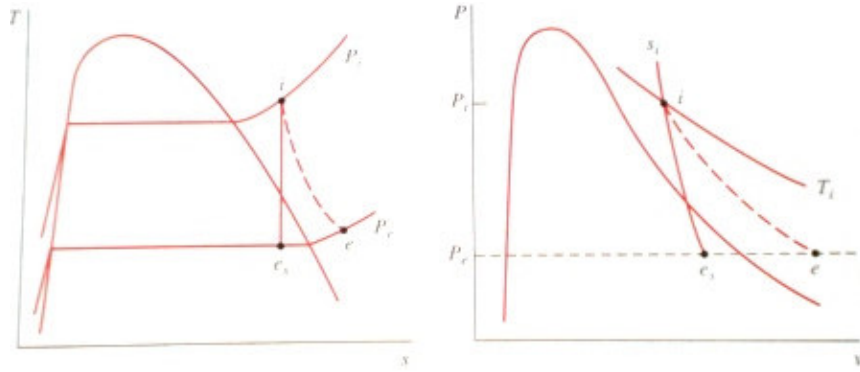
2.1.3.1 Türbinin Adyabatik Verimi

Sürekli akışlı bir türbin için akışkanın giriş haliyle çıkış basıncı belirlidir. Bu nedenle türbin için mükemmel hal değişimi giriş haliyle çıkış basıncı arasındaki izantropik hal değişimidir. Türbinde amaçlanan, iş üretimidir. Bu durumda türbinin adyabatik verimi, türbinde yapılan gerçek işin, giriş hali ile çıkış basıncı arasında izantropik bir genişleme olması durumunda elde edilecek işe oranı olarak tanımlanmıştır. Bu bir bağıntı olarak ifade edilirse;

$$\eta_T = \frac{\text{gerçek türbin işi}}{\text{izantropik türbin işi}} \quad (2.12)$$

şeklinde yazılabilir. Türbinden geçen akışkanın kinetik ve potansiyel enerjilerindeki değişimler, genellikle entalpi değişimine oranla çok daha küçük olduğu için ihmal edilebilir. Bu durumda adyabatik bir türbinin işi entalpi değişimine eşit olacaktır ve (2.12) şöyle yazılabilir;

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (2.13)$$



Şekil 2.1 Türbinde izantropik ve adyabatik hal değişimleri (Sonntag v.d., 1997)

2.1.3.2 Pompanın Adyabatik Verimi

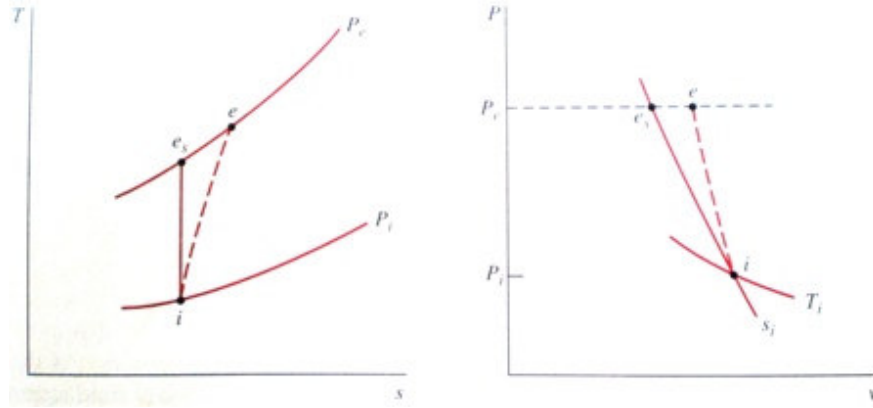
Bir pompanın adyabatik verimi, sıvının verilen basınca izantropik hal değişimiyle sıkıştırmak için gerekli işin, gerçek işe oranı biçiminde tanımlanır. Bu bir bağıntı olarak ifade edilirse,

$$\eta_p = \frac{\text{izantropik pompa işi}}{\text{gerçek pompa işi}} \quad (2.14)$$

şeklinde yazılabilir. Dikkat edilirse adyabatik pompa verimi tanımlanırken izantropik iş girişi paydada değil payda yer almıştır. Bunun nedeni w_s 'nin w 'den daha küçük olmasıdır, böylece verim %100'den daha küçük bir değer alır ve gerçek pompaların daha etkin olduğu biçiminde bir yanlış anlamaya yol açılmaz. Ayrıca her iki hal değişimi için giriş halinin ve çıkış basıncının aynı olduğu not edilmelidir (Çengel ve Boles, 1994).

Basıncı artırılan sıvının kinetik ve potansiyel enerji değişimleri küçük olduğu zaman, adyabatik pompanın sıkıştırma işi entalpi değişimine eşit olur ve (2.14) şöyle yazılabilir;

$$\eta_p = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_2 - h_1} \quad (2.15)$$



Şekil 2.2 Pompada izantropik ve adyabatik hal değişimleri (Sonntag v.d., 1997)

2.1.4 Soğutma Makinaları

Doğada ısı enerjisi, yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa transfer olma eğilimindedir. Bu durumun tersi kendiliğinden gerçekleşmez. Ancak dışarıdan iş veya enerji vermek suretiyle soğutma makinaları tarafından gerçekleştirilir. Bu çalışmada, inceleyeceğimiz sistemde soğuk su elde etmek amacıyla atık buhar enerjisini kullanan absorpsiyonlu soğutma makinası kullanılmıştır.

Bir soğutma makinasının verimi, etkinlik katsayısı ile ifade edilir ve COP_{SM} ile gösterilir. Soğutma makinasının amacı soğuk ortamdan ısı çekmektir (Q_L). Bu amacı gerçekleştirmek için yapılması gereken iş $W_{net, giren}$ 'dir. Bu durumda;

$$COP_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} = \frac{Q_L}{W_{net, giren}} \quad (2.16)$$

Bir çevrim için enerjinin korunumu ilkesi;

$$W_{net, giren} = Q_H - Q_L \quad (kJ) \quad (2.17)$$

olduğundan etkinlik katsayısı;

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (2.18)$$

biçiminde de yazılabilir.

2.2 Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin niceliği yanında niteliğini de ön plana çıkarır. İkinci yasa enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar.

Birinci yasa iş ve ısı arasında bir ayırım gözetmezken, ikinci yasa ciddi ayrımlar ortaya koyar. Yani bir iş makinasında verilen enerjinin tamamı işe dönüşmez. Bunun yanında birinci yasa hal değişimlerinin yönü hakkında bir kısıtlama koymazken, ikinci yasa bunu net bir şekilde ortaya koyar.

Örneğin, bir gazın serbest genişmesi mümkündür fakat serbest sıkıştırma mümkün değildir veya bir yanma reaksiyonunu tersten gerçekleştirmenin mümkün olmadığı gibi bir odada kendiliğinden soğuyan bir kahvenin kendiliğinden ısınması da mümkün değildir (Schmidt v.d., 1993).

2.2.1 Entropi

Entropinin temelini oluşturan Clausius eşitsizliğinin entropi üretimine eşitlenmesiyle bulunan bağıntıyı şu şekilde yazabiliriz;

$$S_{\text{üretim,çevrim}} \geq -\oint \frac{\delta Q}{T} \quad (2.19)$$

Bu bağıntıda yer alan $S_{\text{üretim,çevrim}}$ çevrim boyunca üretilen entropidir ve çevrim sırasında oluşan tersinmezliklerin ve mükemmellikten uzaklaşmanın bir ölçüsüdür. T sistem sıcaklığı, Q ise hal değişimi sırasındaki ısı geçiştir. Tersinir bir hal değişimi için eşitsizlik hali eşitliğe çevrilebilir.

Sistem sınırlarından iş geçişi sırasında entropi geçişi olmaz. Ancak, sistem içinde enerji daha az kullanılabilir biçimlere dönüşürken entropi üretimi olur. Hal değişimi sırasındaki entropi üretimi hiçbir zaman sıfırdan küçük olamaz (Çengel ve Boles, 1994).

2.2.1.1 Saf Maddenin Entropi Değişimi

Sıkıştırılmış sıvı ve kızgın buhar bölgelerinde entropi, verilen hal için doğrudan çizelgeden okunur.

Doymuş sıvı ve buhar karışımı bölgesinde entropi;

$$s_x = s_f + x s_{fg} \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (2.20)$$

bağıntısından hesaplanır.

Sıvı ve katılarda özgül ısının sıcaklıkla değişimi ihmal edilebilecek kadar küçük olduğu kabulüyle;

$$s_2 - s_1 = c_{\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (2.21)$$

bağıntısıyla hesaplanır.

Bu çalışmada, pompadaki sıkıştırma prosesinde gerçekleşen entropi artışını daha az hatayla hesaplamak için aşağıdaki denklemden faydalanılmıştır. (Wark, 1995)

$$i = \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right) \frac{T_0 v \Delta P}{T} = T_0 \Delta s \quad (2.22)$$

Bu denklemde i tersinmezliği, η_p adyabatik verimi, v sıvının özgül hacmini, ΔP sıvının sıkıştırılmasındaki basınç farkını, T_0 çevre sıcaklığını ve T sıvının sıcaklığını belirtmektedir.

2.2.2 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

Aşağıdaki ikinci yasa çözümlemesi, lüle, türbin, kompresör, pompa ve ısı değiştiricisi gibi içinde sürekli akışın gerçekleştiği açık sistemler için kullanışlıdır.

Sürekli akışlı açık sistem için termodinamiğin ikinci yasası aşağıdaki gibi yazılır;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0} \quad (2.23)$$

Burada $\dot{Q}_{\text{çevre}} = -\dot{Q}$ ve $\dot{S}_{\text{üretim}}$, açık sistemin toplam entropi üretimidir. Bu birinci kanun da kullanarak ısı geçişi terimi yok edilirse;

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g z_\zeta - T_0 s_\zeta \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2.24)$$

eşitliği bulunur. Bu denklemde verilen \dot{W} , açık sistemde yapılan gerçek iştir, aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu değildir. Çevreyle yapılan iş yararlı iş tanımının dışında kalır.

Sürekli akışlı açık sistemin bir girişi ve bir çıkışı varsa potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse, tersinir iş;

$$\dot{W}_{tr} = \dot{m} \left[(h_g - h_\zeta) - T_0 (s_g - s_\zeta) \right] \quad (\text{kW}) \quad (2.25)$$

Veya sistemden geçen birim kütle için;

$$\dot{w}_{tr} = (h_g - h_\zeta) - T_0 (s_g - s_\zeta) = T_0 \Delta s \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.26)$$

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

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (\text{kW}) \quad (2.27)$$

Birim kütle için tersinmezlik ise;

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 s_{\text{üretim}} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.28)$$

2.2.3 Kimyasal Reaksiyona Giren Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi

Toplam entropi değişimi veya entropi üretimi hesaplandıktan sonra, kimyasal reaksiyonla ilişkili tersinmezlik;

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (\text{kJ}) \quad (2.29)$$

bağıntısıyla belirlenir. Burada T_0 , çevrenin mutlak sıcaklığıdır.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin ihmal edildiği ve ısı alışverişinin sadece T_0 sıcaklığındaki çevreyle olduğu sürekli akışlı bir yanma işlemi için tersinir iş;

$$\dot{W}_{tr} = \sum n_g (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0 - T_0 \bar{s})_g - \sum n_\zeta (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0 - T_0 \bar{s})_\zeta \quad (2.30)$$

olarak ifade edilir.

2.3 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Yanma

Burada entalpi terimi standart referans halinde oluşum entalpisi \bar{h}_f^0 'vermelidir. Bu düşünceyle, yanma işlemine giren veya çıkan bir karışanın entalpisi, birim mol için aşağıda gösterildiği gibi ifade edilir:

$$\text{Entalpi} = \bar{h}_f^0 + (\bar{h} - \bar{h}^0) \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (2.31)$$

Burada parantez içindeki terim standart referans haline göre duyulur entalpiyi göstermektedir. Bu terim, verilen haldeki duyulur entalpi \bar{h} ile, standart referans hali olan 25 °C sıcaklık ve 1 bar basınçtaki duyulur entalpi \bar{h}^0 arasındaki farka eşittir.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edildiği zaman, kimyasal reaksiyonun olduğu sürekli akışlı açık bir sistemde enerjinin korunumu bağıntısı birim zaman için aşağıda gösterildiği gibi yazılır;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{n}_\zeta (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_\zeta - \sum \dot{n}_g (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_g \quad (\text{kJ/s}) \quad (2.32)$$

Burada, \dot{n}_ζ ve \dot{n}_g sırasıyla yanma işleminden çıkan (yiç) ve yanma işlemine girenlerin (yig) mol debilerini göstermektedir.

Yakıtın birim mol miktarına göre ifade edilmiş bağıntıyı, (2.32)'nin her terimini yakıtın mol debisine bölerek elde ederiz:

$$Q - W = \sum n_\zeta (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_\zeta - \sum n_g (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_g \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (2.33)$$

Burada n_ζ ve n_g sırasıyla yanma işleminden çıkan ve yanma işlemine girenlerin mol miktarlarını göstermektedir.

Denklemleri kısaltarak yazmak istersek;

$$H_{\text{yiç}} = \sum n_\zeta (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_\zeta \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (2.34)$$

$$H_{\text{yig}} = \sum n_g (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_g \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (2.35)$$

$$Q - W = H_{\text{yiç}} - H_{\text{yig}} \quad (\text{kJ/kmol yakıt}) \quad (2.36)$$

olmaktadır. Reaksiyonda yanma entalpisi biliniyorsa, sürekli akışlı açık sistemin birim mol

için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir: (Çengel ve Boles, 1994)

$$Q - W = \bar{h}_C^0 + \sum n_{\zeta} (\bar{h} - \bar{h}^0)_{\zeta} - \sum n_g (\bar{h} - \bar{h}^0)_g \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (2.37)$$

3. TERMOEKONOMİK ANALİZ VE DEĞERLENDİRME

Termodinamik ile ekonomik incelemeyi birleştiren termoeconomik analiz, ekserji kavramının tanımlanmasıyla yeni bir boyut kazanmıştır. Ekserji analizi ile ekonomik analiz birlikte ele alındığından, bu yöntem eksergoekonomik analiz olarak adlandırılır. .

Eksergoekonomik analiz, ekserji analiziyle ekonomik prensipleri, sistemi tasarlayana geleneksel enerji ve ekonomik analizlerin sağlayamadığı, verimli bir sistem tasarımı için çok önemli olan bilgileri sağlamak için, birleştiren bir yöntemdir. Eksergoekonomik analizi, ekserji tabanlı maliyet minimizasyonu olarak düşenebiliriz.

Bu metotlar sistemlerin termodinamik verimsizliklerini değerlendirirler. Bunlar kısaca ekserji yıkımı ve ekserji kayıplarıdır. Yine de çoğunlukla bu verimsizliklerin maliyetini bilmek isteriz. Bu maliyetlerin bilinmesiyle sistemin maliyet verimleri geliştirilebilip, sistemin son ürün maliyetleri azaltılır.

Bununla birlikte, örneğin bir kojenerasyon sistemi gibi, eğer sistemin birden çok ürünü varsa her bir ürünün maliyetlerini bilmek isteriz. Bu, elektrik gücünün, soğutulmuş suyun, basınçlı havanın ve çeşitli basınçtaki buharın bir yerde üretilip diğer ünitelere verildiği kimyasal tesisatlardaki bir problemdir. Tesis işletmecisi, tesisat elemanlarının üretildiği yerdeki gerçek maliyeti bilmek ister. Bu maliyetler daha sonra, son ürünü oluşturmak için kullanılan ekipmanların tip ve büyüklüğüne uygun olarak son ürün maliyetlerine eklenir. Termal sistem tasarımında, bu gibi maliyet ayrımı, maliyet verimini proseslerde, işlemlerde belirlemede ve maliyet verimini yükseltebilecek teknik seçimleri tanımlamaya da olumlu katkıları vardır.

Buna bağlı olarak, termoeconomik analizdeki amaçlar,

- Birden fazla ürünü olan sistemlerin ürünlerinin maliyetlerini ayrı ayrı hesaplamak
- Maliyet oluşum prosesini ve sistemdeki maliyet akımını anlamak
- Tek bir bileşendeki belirli bir değişkeni optimize etmek
- Tüm sistemin optimizasyonu veya optmizasyona yönelik tavsiyeler olabilir (Odyakmaz, 2005)

3.1 Termoeconomik Çözümleme Yöntemi

Yöntem iki adımda gerçekleştirilir. Birinci adımda termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları kullanılarak ele alınan sistemde, tersinmezlikler nedeniyle kaybolan ekserji miktarları ve

yerleri belirlenir. Daha sonra ikinci adım olarak sistemin işletme ve yatırım maliyetleri hesaplanarak sistem ve ekipmanları üzerinde akımların maliyetleri hesaplanır. Birinci adımda hesaplanan ekserji kayıpları ile bu maliyetler birleştirilerek bir analiz yapılır. Bu analiz sonucunda hangi ekipmanda en fazla kaybın olduğu belirlenerek iyileştirme yapılabilecek ekipmanların doğru seçilmesi sağlanır.

3.2 Tersinir İş ve Tersinmezlik

Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır ve I ile gösterilen bu fark aşağıdaki bağıntılarla ifade edilir:

$$I = W_{tr} - W_y \quad (\text{kJ}) \quad (3.1)$$

$$i = w_{tr} - w_y \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.2)$$

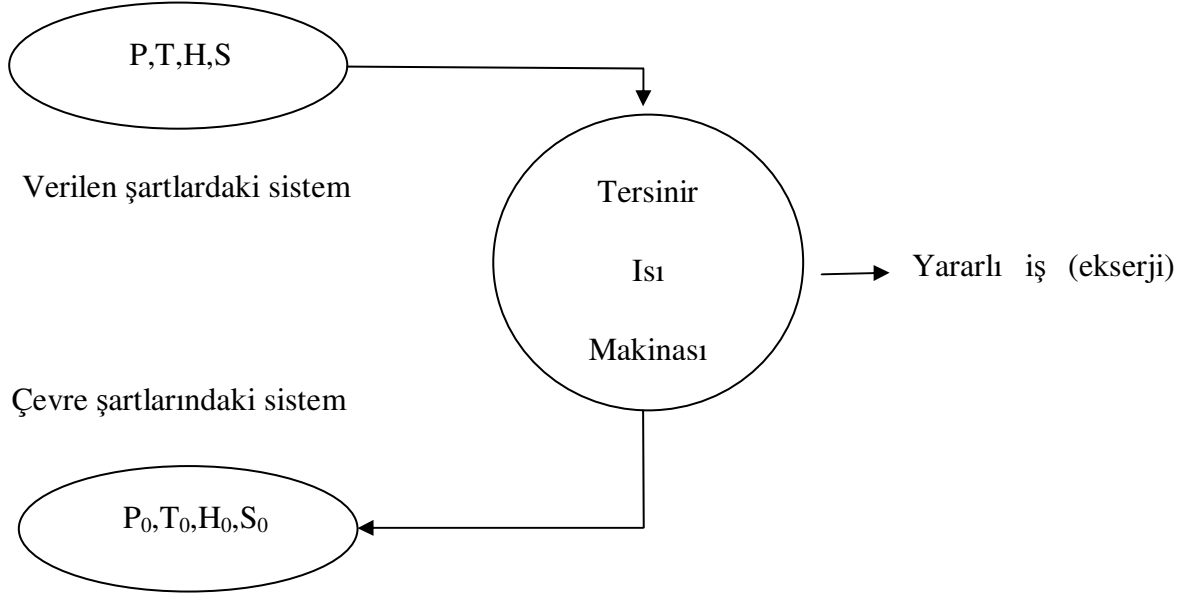
$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \quad (\text{kW}) \quad (3.3)$$

(Çengel ve Boles, 1994)

3.3 Ekserji

Ekserji terimi, Yunanca ex (dış) ve argon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiş ve ilk kez 1824 yılında Carnot tarafından kullanılmıştır (G.Wall, 1998). Ekserji analizi konusundaki çalışmalar ise Gouy ve Stodola ile başlamıştır. Bu yüzyılın başlarında, Jouget, Lewis, Randall, DeBaufre, Darrieus, Keenan, Lerberghe ve Glansdorf gibi bilim adamlarının termodinamiğin ve ekserji kavramının gelişimine büyük katkıları olmuştur. 1935'te Bosnjakowic, ekserji kavramının sistemlerin termodinamik analizlerinde uygulama çalışmalarını başlatmıştır (Rivero, 1977).

Rant ekserjiyi, tamamen başka bir enerjiye dönüşen enerjinin bir çeşidi olarak tanımlamıştır (Szargut, 1998). Baehr ise ekserjiyi, verilmiş bir ortamda bütün diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kullanılan enerji olarak ifade etmiştir (Arıkol, 1985). Daha sonraları ekserji, verilen şartlarda, çevre ile aynı şartlara (ölü hal) getirilmesi sonucu bir sistemden elde edilebilecek maksimum iş şeklinde tanımlanmıştır (Kotas, 1995).



Şekil 3.1 Verilen durum ile çevre şartları arasında çalışan tersinir bir ısı makinası (Çomaklı v.d.,2004)

Ekserji, sistem halinin çevre haline uzaklığının bir ölçüsüdür. Dolayısıyla, sistemin ve çevrenin birlikte bir özelliğidir. Ancak, çevre belirtildiğinde, ekserjiye sadece sistem özelliklerinin değerleri cinsinden bir değer verilebilir.; böylece, ekserji, sistemin ekstensif bir özelliği sayılabilir. Ekserji diğer ekstensif özellikler (kütle, enerji ve entropi) gibi sistemler arasında aktarılabilir (Bejan, 1996).

Bir sistem ölü halde iken çevresi ile eşit sıcaklık ve basıncıdadır. Yani çevre ile ısı, mekanik ya da termodinamik dengededir. Sistemin ölü haldeki özellikleri, (P_0, T_0, h_0, u_0 ve s_0) sıfır indisleri ile gösterilir. Aksi belirtilmedikçe, ölü hal sıcaklığı 298 K, basıncı ise 1 bar alınır. Bir sistemin ölü haldeki ekserjisi sıfırdır (Çengel ve Boles, 1994).

Enerjinin faydalı kısmını ekserji oluştururken enerjinin kullanılmayan yani bir başka enerji türüne dönüştürülemeyen kısmı anergi olarak adlandırılır. Dolayısıyla, bütün enerji türleri için en genel ifade şöyle yazılabilir (Szargut, 1988);

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

Enerji ve ekserji arasındaki karşılaştırma aşağıdaki Çizelge 3.1’de görülmektedir.

Çizelge 3.1 Enerji ve ekserjinin karşılaştırılması (Dinçer, 2000)

<i>ENERJİ</i>	<i>EKSERJİ</i>
Sadece enerji akışı ya da madde akışı parametrelerine bağımlı ve çevre parametrelerinden bağımsızdır.	Madde ya da enerji akışı parametrelerine ve çevre parametrelerine bağımlıdır.
Sıfırdan farklı değerlere sahiptir. Enerji Einstein'ın ifadesine göre mC^2 'ye eşittir.	Sıfıra eşit olabilir (Çevre ile dengede, ölü hal durumunda).
Bütün prosesler için termodinamiğin birinci yasası uygulanır.	Sadece tersinir prosesler için termodinamiğin birinci yasası uygulanır (Tersinmez proseslerde kısmen veya tamamen tahrip edilir).
Bütün prosesler için termodinamiğin ikinci yasası, enerji dönüşümlerinin yönü ve verimliliği kısıtlar.	Tersinir prosesler için termodinamiğin ikinci yasası ekserjiyi kısıtlamaz.
Hareket ya da hareket ettirme kapasitesidir.	İş ya da iş yapabilme kapasitesidir.
Bir prosesin toplam enerjisi her zaman korunur.	Tersinir bir proseste ekserji her zaman korunur, fakat tersinmez bir proseste her zaman yok edilir.
Niceliğin bir ölçüsüdür.	Niteliğin bir ölçüsüdür.

3.3.1 Ekserji Bileşenleri

Nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilimleri ihmal edilirse, sistemin toplam ekserjisi E dört bileşene bölünebilir. Bunlar, fiziksel ekserji E^{PH} , kinetik ekserji E^{KN} , potansiyel ekserji E^{PT} ve kimyasal ekserji E^{CH} 'dir. Toplam ekserji;

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (3.4)$$

Şeklinde gösterilir. Çevreye göre durgun bir sistemde, $E^{KN}=E^{PT}=0$ olarak düşünülebilir.

Bu düşünceyle ekserji ifadesi şu şekilde kısaltılabilir;

$$E = E^{PH} + E^{CH} \quad (3.5)$$

3.3.1.1 Fiziksel Ekserji

Saf maddelerin fiziksel ekserjisi genel olarak,

$$e^{PH} = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.6)$$

Şeklinde verilir. Burada u_0 ve s_0 sırasıyla, bir madde akımının ısı kaynağı olarak kabul edilen T_0 sıcaklığı ve basıncındaki özgül iç enerji ve entropi değerleridir.

Fiziksel ekserji kısaca;

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.7)$$

Olarak yazılabilir.

Toplam fiziksel ekserji akısı ise;

$$\dot{E}^{PH} = \dot{m}.e^{PH} \quad (3.8)$$

3.3.1.2 Kimyasal Ekserji

Kimyasal ekserjiyi değerlendirirken sistemden ayrılan maddeler çevredeki stabil durumda bulunan uygun eş maddeleri ile karşılaştırılmalıdır.

Saf maddeler için standart kimyasal ekserji değerleri ilgili çizelgelerden okunarak hesaplamalarda kullanılabilir. Gaz karışımları için ise bu çalışmada da kullanıldığı gibi aşağıdaki eşitlikten yararlanılır (Bejan v.d.,1996).

$$\bar{e}^{CH} = \sum x_k \bar{e}_k^{CH} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.9)$$

Bu denklemde \bar{e}_k^{CH} terimi için standart kimyasal ekserji çizelgelerinden Model I veya Model II değerlerinden yalnızca birisi seçilmelidir.

3.4 Ekserji Kaybı ve Yıkımı

Sistemin herhangi bir elemanı için birim zamanda kaybedilen ekserji miktarı E_{ky} ;

$$E_{ky} = E_Q - E_{W,E} + \sum E_{mass,i} - \sum E_{mass,e} \quad (3.10)$$

Veya,

$$E_{ky} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) Q - W + \sum_i m_i e_i - \sum_e m_e e_e \quad (3.11)$$

şeklinde ifade edilir. Bu eşitliklerde kaybedilen ekserji akısı E_k , incelenen elemandan başka bir sisteme transfer edilen ekserji akısı ile tersinmezlikler nedeniyle tüketilen ve başka bir yerde de kullanılmayan ekserji akısının toplamını ifade etmektedir.

Sistemin tümünde yok edilen ekserji ise, her bir elemanda yok edilen ekserjinin toplamıdır:

$$\sum_{x=1}^n E_{ky_x} = E_{ky_1} + E_{ky_2} + E_{ky_3} + \dots + E_{ky_n} \quad (3.12)$$

Herhangi bir ünite veya elemanda yok olan ekserjinin sistemin tümünde yok edilen ekserjiye oranı (y_k), ele alınan birimin sistemin kayıp enerjisinin ne kadarına neden olduğunu gösterir (Bejan v.d.,1996):

$$y_{ky} = \frac{E_{ky}}{\sum E_{ky}} \quad (3.13)$$

3.5 Ekserji Maliyeti

Çevresiyle ısı, iş veya madde alışverişinde bulunan sistemlerde yok edilen ekserji verim kaybına yol açar. Kaybolan birim ekserji akısının maliyeti \dot{C} , birim ekserji maliyeti c ile ekserji akısının çarpımıdır:

$$\dot{C} = c \cdot \dot{E} = c \cdot \dot{m} \cdot e \quad (3.14)$$

Herhangi bir ekipman için maliyet denge denklemi;

$$\sum \dot{C}_e + \dot{C}_w = \dot{C}_q + \sum \dot{C}_i + \dot{Z}_i \quad (3.15)$$

şeklinde yazılabilir. Burada Z bir ekipmanın yatırım, işletme, bakım bedellerini kapsayan, seviyelendirilmiş parasal gideridir. Bu değer (\dot{Z}) yıllık çalışma süresi, sistem ömrü, faiz gibi ekonomik parametrelerin fonksiyonudur.

Birim ekserji akısının maliyeti c , bu akımı oluşturmak için harcanan paradır. Bir üniteden elde edilmek istenen o ünitenin ürünü ve bu ürünü elde etmek için harcananlar da yakıt olarak tanımlanır. Bir ünitenin yakıtı başka bir üniteden gelen bir akımsa, bunun parasal değeri her iki ünite için de aynıdır. Bir üniteye iki veya daha fazla sayıda akım varsa bunların fiyatları akımların ekserjileri farklı olsa da eşit olur. Bir dış akımın taşıdığı ekserjinin tutarı bu çıktığı üniteye mal edilir. Parasal giderler iki grup altında toplanabilir. Biri ekserji harici, yatırım, işletme, bakım, onarım gibi masraflar, diğeri yok edilen ekserjinin parasal değeridir. Bir üniteyi değerlendirirken bunlardan hangisinin ekserji akımı maliyetinin daha ağırlıklı olduğunu bilmek, o ünitenin iyileştirilebilmesi için nereye odaklanılması gerektiğini gösterir. Bu değerlendirme ölçütü termoekonomik (eksergoekonomik) faktör f aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + c_p \dot{E}_K} \quad (3.16)$$

f 'nin nispeten büyük değeri, ele alınan ünitenin parasal giderlerinin ağırlıklı olarak yatırım, işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Ünitenin veriminin yükseltilmeye çalışılması, örneğin ısı geçişinde sıcaklık farkını azaltmak amacıyla yüzeyini büyütme ya da verimi yüksek olan daha pahalı donanım kullanmak pek de gerçekçi olmayacaktır. Küçük f değerleri ise bunun tersini gösterir. Buna göre, yatırım ve işletme masraflarını artırmak pahasına da olsa yüksek verimli donanımlar kullanılmaktadır (Bejan v.d.,1996).

4. ENDÜSTRİYEL BİR TESİSE TRİJENERASYON UYGULAMASI

Bu bölümde, bir ilaç fabrikasının mevcut sistemi incelenerek, enerji tasarrufu sağlamak amacıyla kurulacak bir trijenerasyon sisteminin parametreleri belirlenmiştir. Bu parametreler temelinde sistemin çalışması incelenerek işletme maliyetleri bulunmuş ve termoekonomik analizle beraber yatırımın fizibilitesi ortaya konulmuştur.

4.1 Tesisteki Mevcut Sistemin İncelenmesi

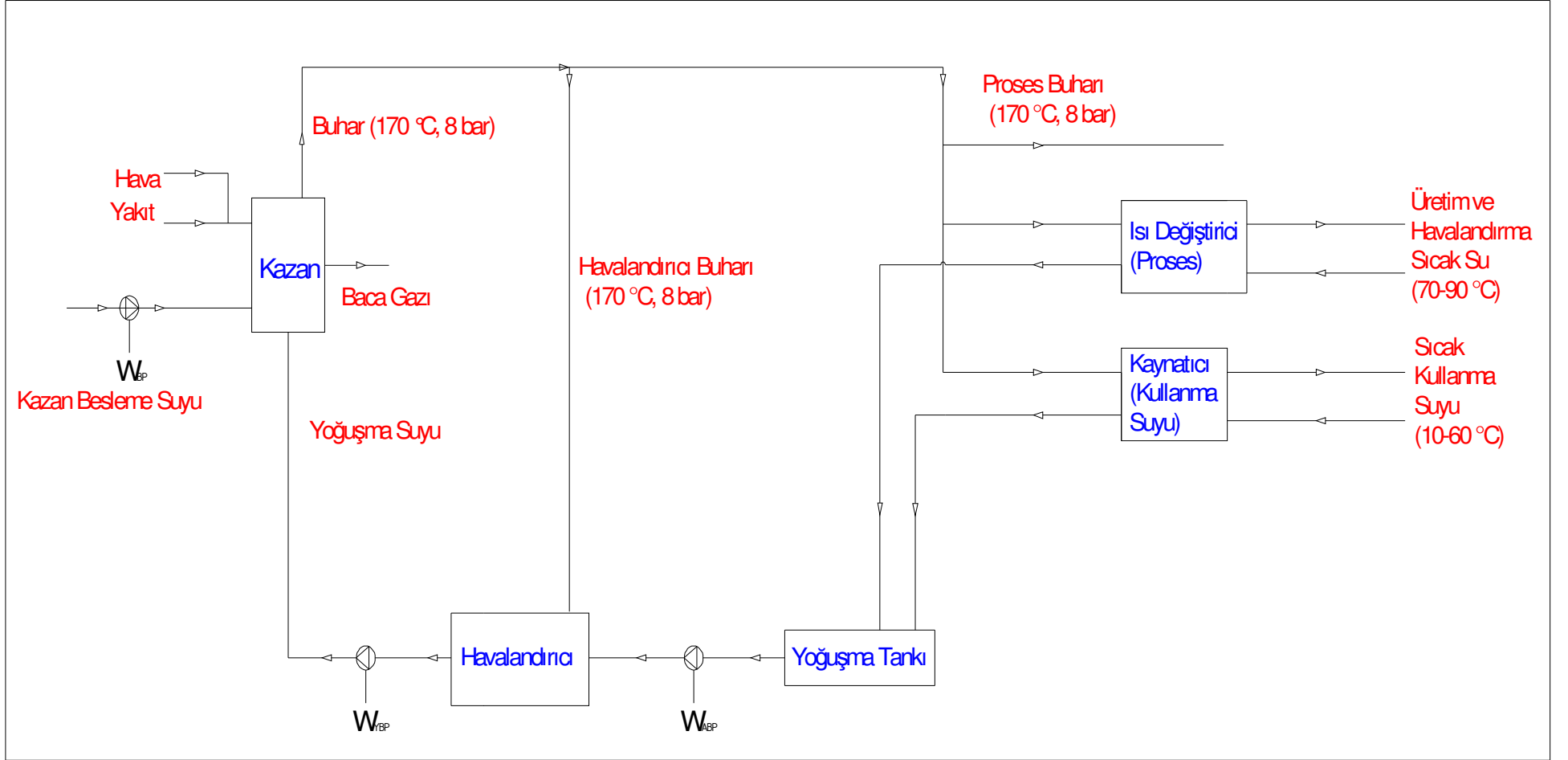
Mevcut tesis ilaç üretimi yapan bir fabrikadır. Bu fabrika 3 vardiya olmak üzere, günde 24 saat ve 360 gün çalışmaktadır.

Şekil 4.1’de görüldüğü gibi tesis, 4200 kg/h doymuş buharı doğrudan proses ihtiyaçlarında kullanmaktadır. Bunun yanında 4000 kW kapasiteli bir ısı değiştirici ile sistemin üretimdeki ve havalandırmadaki sıcak su ihtiyacı karşılanmakta, 120 kW’lık diğer bir kaynatıcı ile ise sistemdeki sıcak kullanma suyu ihtiyacı karşılanmaktadır.

Bunun yanında tesisin toplam soğutma ihtiyacı, kapasiteleri toplamı 5148 kW olan 4 adet hava soğutmalı soğutma grubundan karşılanmaktadır.

Tesisteki elektrik ihtiyacının ayrıntıları Çizelge 4.1 de verilmiştir. Tesis 24 saat çalıştığı için elektrik sarfiyatlarında elektrikli ısıtıcılar ve soğutma sisteminin tükettiği enerji haricindeki enerjiler yıl boyunca sabittir. Elektrikli ısıtıcılar ve soğutma sisteminde yıl boyunca ısıtma ve soğutma yükleri değiştiği için tükettikleri enerji de değişkenlik göstermektedir.

Tesisin mevcut akım şeması aşağıda gösterilmiştir.



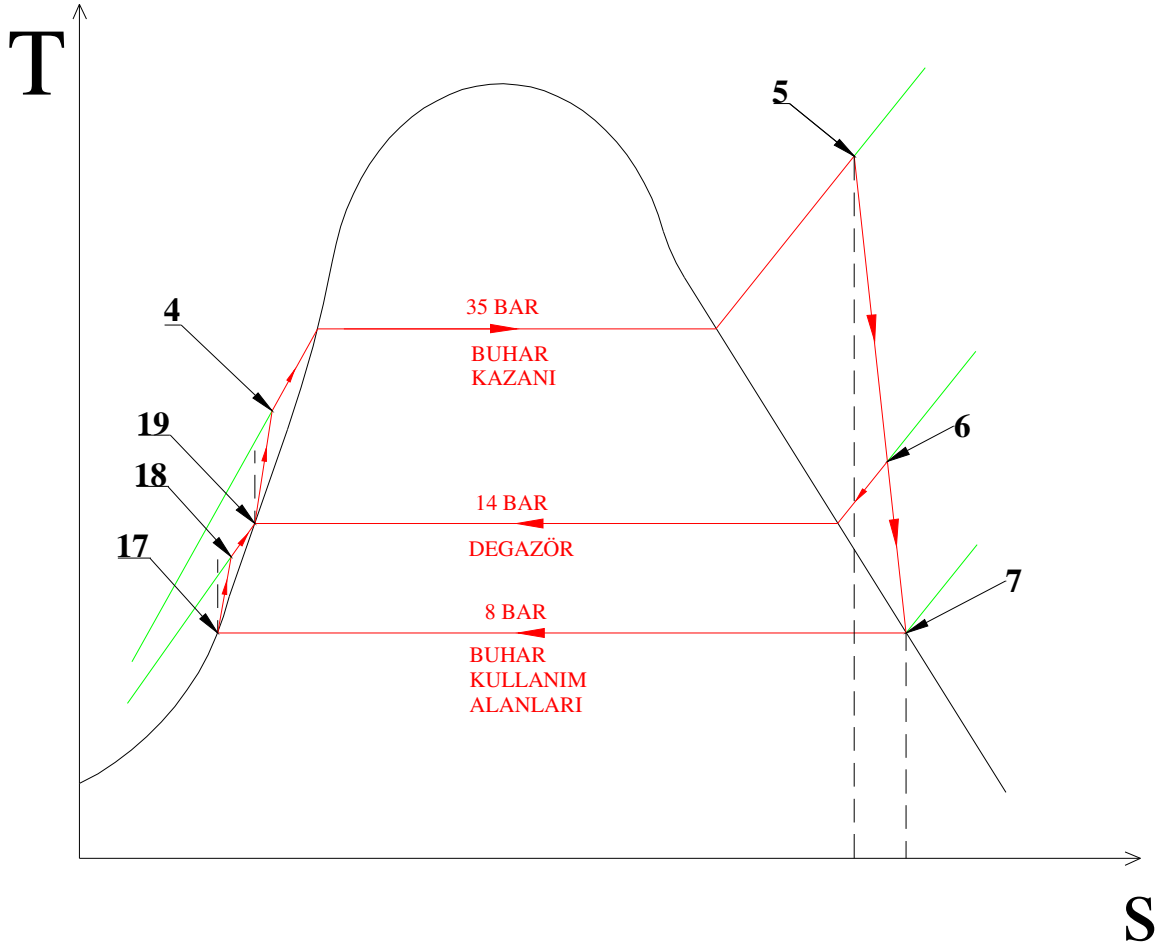
Şekil 4.1 Tesisteki mevcut sistemin akış şeması

Çizelge 4.1 Mevcut sistemde ekipmanların yıllık elektrik sarfiyatları

	2008 HARCANAN TOPLAM ELEKTRİK (kW/h)	AYDINLATMA (kW/h)	EKİPMAN (kW/h)	HAVALANDIRMA EKİPMANLARI (kW/h)	ELEKTRİKLİ ISITICILAR (kW/h)	SOĞUTMA SİSTEMİ (kW/h)
OCAK	1.115.280	86.400	304.560	515.520	208.800	0
ŞUBAT	1.115.280	86.400	304.560	515.520	208.800	0
MART	1.105.280	86.400	304.560	515.520	198.800	0
NISAN	1.138.900	86.400	304.560	515.520	171.500	60.920
MAYIS	1.309.300	86.400	304.560	515.520	153.200	249.620
HAZİRAN	1.507.950	86.400	304.560	515.520	130.400	471.070
TEMMUZ	1.507.950	86.400	304.560	515.520	130.400	471.070
AĞUSTOS	1.763.870	86.400	304.560	515.520	121.500	735.890
EYLÜL	1.763.870	86.400	304.560	515.520	121.500	735.890
EKİM	1.086.780	86.400	304.560	515.520	180.300	0
KASIM	1.091.780	86.400	304.560	515.520	185.300	0
ARALIK	1.105.280	86.400	304.560	515.520	198.800	0
TOPLAM	15.611.520	1.036.800	3.654.720	6.186.240	2.009.300	2.724.460

4.2 Tesisteki Yapılacak İyileştirmenin İncelenmesi

Mevcut sisteme, elektrik ihtiyacını karşılamak için türbin, soğutma ihtiyacını karşılamak için absorpsiyonlu soğutma grubu, yeni kapasiteleri karşılayacak şekilde yoğuşma tankı, havalandırıcı, pompalar ve buhar kazanı eklenerek sistemin elektrik, soğutma ve ısıtma ihtiyaçlarını karşılayacak bir trijenerasyon sistemi kurulacaktır. Kurulacak olan sistemin akım şeması Şekil 4.2'de gösterilmektedir.



Şekil 4.3 Trijenerasyon sisteminin buhar ve güç çevriminin T-S diyagramında gösterimi

Tesiste, trijenerasyon sistemi tasarlanırken mevcut fabrikanın çalışma prensibine ve parametrelerinin değiştirilmemesine özen gösterilmiştir. Tesis, mevcut halde 8 bar doymuş buhar, 6-12 °C soğutma suyu, 70-90 °C ısıtma suyu ve 60 °C kullanma suyu ile işletilmektedir. Yeni kurulacak olan trijenerasyon sistemi de bu parametrelerle çalışacak şekilde tasarlanmıştır.

Öncelikle sistemimizin tasarımına, mevcut ihtiyaçlara göre hatlardaki buhar debileri ve su debileri hesaplanarak başlanmıştır. Daha sonra türbin kapasitesinin belirlenmesi için fabrikanın elektrik ihtiyacı belirlenmiştir. Bu belirleme yapılırken, sabit kapasitede ve 24 saat çalışan üniteler göz önünde bulundurulmuştur. Değişken kapasiteli yükler için ise elektriğin şebekeden sağlanması ekonomik bulunmuştur. Çizelge 4.1’de görülebileceği gibi aydınlatma, üretim ekipmanları, havalandırma ekipmanlarının elektrik sarfiyatları yıl boyunca sabittir. Soğutma grubunun tükettiği enerjiyi ise hava soğutmalı soğutma grubunun yerini buhar

enerjisi kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi alacağından elektrik sarfiyatına eklenmemiştir. Havalandırma sisteminde kullanılan kanal tipi elektrikli ısıtıcıların tükettiği enerji de türbin ihtiyacına eklenmemiştir. Bunun sebebi ise fabrikanın soğutma yükü haziran ve temmuz aylarında en yüksek değerine ulaşmaktadır. Bu aylar haricindeki aylarda soğutma grubu için ayrılan buhar, soğutma grubu ihtiyacının altında olacağından yaptığımız hesaplar bu enerjinin buhar serpantinleri vasıtasıyla kanal tipi elektrikli ısıtıcıların yerine kullanılabileceğini göstermiştir. Haziran ve Temmuz ayları içinse türbin kapasitesinde değişiklik yapmak ekonomik olmayacağından sadece bu aylar da elektrikli ısıtıcıların tükettiği enerji şebekeden sağlanacak şekilde tasarlanmıştır. Aşağıdaki çizelgede türbinde üretilecek elektriğin detayı gösterilmektedir.

Çizelge 4.2 Türbinde üretilecek elektriğin kullanım yerleri

	AYDINLATMA (kWh)	EKİPMAN (kWh)	HAVALANDIRMA EKİPMANLARI (kWh)	ABSORPSİYONLU SOĞUTMA GRUBU İHTİYACI (kWh)	POMPALARIN TÜKETTİĞİ ENERJİ (kWh)	TÜRBİN KAPASİTESİ (kWh)
OCAK	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
ŞUBAT	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
MART	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
NISAN	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
MAYIS	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
HAZİRAN	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
TEMMUZ	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
AĞUSTOS	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
EYLÜL	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
EKİM	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
KASIM	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
ARALIK	86.400	304.560	515.520	14.400	40.320	961.200
TOPLAM	1.036.800	3.654.720	6.186.240	172.800	483.840	11.534.400
TOPLAM (kW)	120	423	716	20	56	1.335

4.3 Trijenerasyon Sisteminin Termoekonomik Yönden Modellenmesi ve İlgili Hesaplamalar

Bu kısımda yeni kurulacak trijenerasyon sistemi için gerekli olan parametrelerin hesapları gösterilmiştir.

Trijenerasyon sisteminin termoekonomik analiz hesaplamaları için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Sistemdeki bütün akışlar, sürekli akışlı açık sistemlerdir.
- Kazan, borular ve diğer tesisat bileşenleri ısı geçişine karşı yalıtımlıdır.
- Yakıt kazana çevre şartlarında girmektedir.
- Ekserji hesapları için, standart çevre şartı 25⁰C ve 1 bar olarak sabittir.
- Baca gazı sıcaklığı 500 K olarak sabittir.
- Kazan ısıl değeri sabit olan doğalgaz yakıtıyla çalışmaktadır.
- Kazan verimi sabittir.
- Baca içerisi çevre basıncındadır.
- Hesaplamalarda, daha önceki bölümlerde anlatılan yöntemler, kanunlar ve bağıntılar kullanılmıştır.

4.3.1 Sistem Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

4.3.1.1 Proses Buharı İhtiyacı

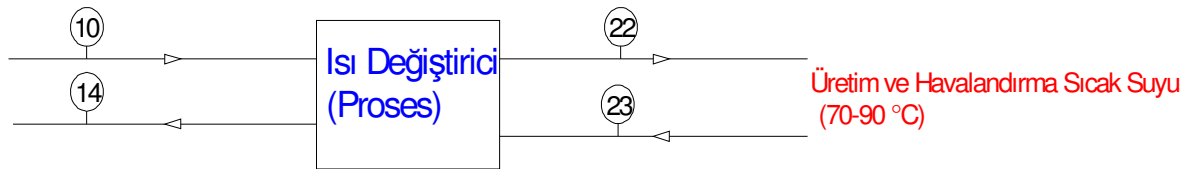
Tesisin, proseslerde kullanılmak üzere buhar ihtiyacı kapasitesi 3230 kW'tır.

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot h_g$$

$$3230 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s} = \dot{m}_g \cdot 2769,1 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_g = 4200 \text{ kg/h}$$

4.3.1.2 Proses Isı Değiştiricisi Parametreleri



Şekil 4.4 Proses ısı değiştiricisi akım şeması

Sistemde bulunan bu ısı değiştiricisi, tesisimizin 70-90 ⁰C arasında çalışan sistemleri beslemek için kullanılmaktadır. Bu sistemler, ilaç üretiminde kullanılan bazı makinaların ısıtma sistemleri, havalandırma sistemine dahil olan ısıtma sistemleridir.

Proses ısı değiştiricisinin kapasitesi 4000 kW'tır. Isı değiştiriciyi besleyen ısı kaynağı (10 nolu akım) t¼rbinden çıkan 8 bar basınçtaki doymuş buhardır.

Çizelge 4.3 Proses ısı değiştiricisi akımları termodinamik zellikleri

AKIM NO	10	14	22	23
P(bar)	8,0	8,0	5,0	5,0
T (°C)	170,4	170,4	90,0	70,0
T(K)	443,6	443,6	363,2	343,2
h(kJ/kg)	2769,10	721,11	376,92	292,98
s(kJ/kgK)	6,6628	2,0462	1,1925	0,9549

Buhar debisi,

$$\dot{Q} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{14})$$

$$4000\text{kW} = \dot{m}_{10}(2769,1 - 721,1) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{4000 \times 3600}{2048} \cong 7030 \text{ kg/h}$$

Sıcak su debisi,

$$\dot{Q} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23})$$

$$4000\text{kW} = \dot{m}_{22}(376,9 - 293) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{22} = \frac{4000 \times 3600}{83,9} \cong 171551 \text{ kg/h}$$

4.3.1.3 Kaynatıcı Parametreleri



şekil 4.5 Kullanma suyu kaynatıcısı akım şeması

Tesiste mevcut halde bulunan sıcak su kaynatıcısı kullanım alanlarındaki 60°C'lik sıcak su ihtiyacını karşılamaktadır. Kaynatıcının kapasitesi 120 kW'tır. Kaynatıcının suyu ısıtması için kullandığı ısı kaynağı (12 nolu akım) türbinden çıkan 8 bar basınçtaki doymuş buhardır.

Çizelge 4.4 Kullanma suyu kaynatıcısı akımları termodinamik özellikleri

AKIM NO	12	15	24	25
P(bar)	8,0	8,0	5,0	5,0
T (°C)	170,4	170,4	60,0	10,0
T(K)	443,6	443,6	333,2	283,2
h(kJ/kg)	2769,10	721,11	251,13	42,01
s(kJ/kgK)	6,6628	2,0462	0,8312	0,1510

Buhar debisi,

$$\dot{Q} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{15})$$

$$120\text{kW} = \dot{m}_{12}(2769,1 - 721,1) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{12} = \frac{120 \times 3600}{2048} \cong 210 \text{ kg/h}$$

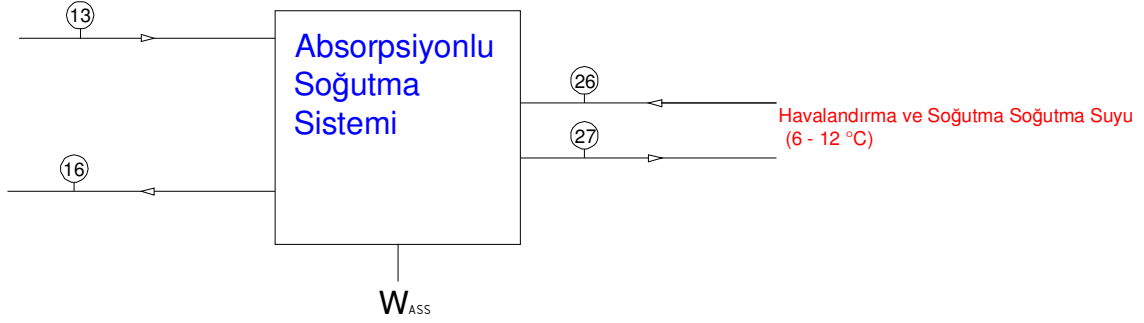
Sıcak su debisi,

$$\dot{Q} = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{25})$$

$$120\text{kW} = \dot{m}_{24}(251,1 - 42) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{24} = \frac{120 \times 3600}{209,1} \cong 2065 \text{ kg/h}$$

4.3.1.4 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Parametreleri



Şekil 4.6 Absorpsiyonlu soğutma sistemi akım şeması

Absorpsiyonlu soğutma sistemi kapasitesi belirlenirken mevcut sistemdeki hava soğutmalı soğutma gruplarının kapasiteleri esas alınmıştır. Bu duruma göre 5148 kW'lık (2574kWx2 adet) çift etkili buhar beslemeli absorpsiyonlu soğutma grubu kullanılmıştır. Kullanılan soğutma gruplarının COP'leri 1,53'tür. Absorpsiyonlu soğutma gruplarının eriyik pompaları ve otomasyon ünitelerinin çalışabilmesi için 20kW'lık elektrik enerjisi ihtiyacı vardır.

Çizelge 4.5 Absorpsiyonlu soğutma sistemi akımları termodinamik özellikleri

AKIM NO	13	16	26	27
P(bar)	8,0	8,0	5,0	5,0
T (°C)	170,4	170,4	12,0	6,0
T(K)	443,6	443,6	285,2	279,2
h(kJ/kg)	2769,10	721,11	50,40	25,19
s(kJ/kgK)	6,6628	2,0462	0,1804	0,0910

Buhar debisi,

$$\dot{Q}_{\text{buhar}} = \frac{\dot{Q}_{\text{soğ}}}{\text{COP}}$$

$$\dot{Q}_{\text{buhar}} = \frac{5148\text{kW}}{1,53} = 3344\text{kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{buhar}} = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{16})$$

$$3344\text{kW} = \dot{m}_{13} (2769,1 - 721,1) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{12} = \frac{3344 \times 3600}{2048} \cong 5880 \text{ kg/h}$$

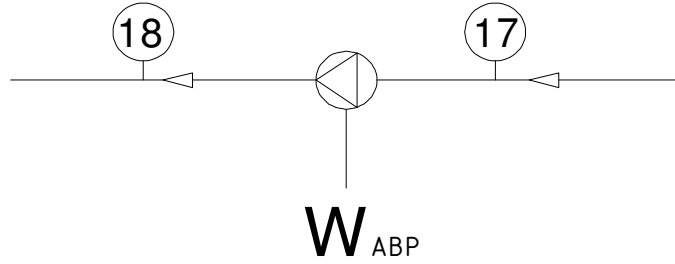
Soğuk su debisi,

$$\dot{Q} = \dot{m}_{26} (h_{26} - h_{27})$$

$$5148\text{kW} = \dot{m}_{26} (50,4 - 25,19) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{26} = \frac{5148 \times 3600}{25,21} \cong 735136 \text{ kg/h}$$

4.3.1.5 Alçak Basınç Pompası Parametreleri



Şekil 4.7 Alçak basınç pompası akım şeması

Alçak basınç pompası 8 bar'daki yoğuşma suyunu kazan çalışma basıncı olan 35 bar'a çıkarmadan önce 14 bar'a çıkararak ön basınçlandırma yapmaktadır. Bu pompa seçilirken pompanın basacağı su miktarı ve basınçlandırma miktarı parametreleri belirleyici olmuştur. Basınçlandırma miktarı 6 bar'dır. Basınçlandırılacak debi ise proses ısı değiştiricisi, kullanma suyu kaynatıcısı ve absorpsiyonlu soğutma sisteminden gelen yoğuşma sularının toplamıdır. Bu parametreler göz önüne alındığında seçilen pompa, 4kW motor gücünde ve %60 ısı verime sahiptir (seçilen pompa KSB Multitec 32 2.1/3'tür).

Çizelge 4.6 Alçak basınç pompası giriş akımı termodinamik özellikleri

AKIM NO	17
m (kg/h)	13.120
P(bar)	8,0
T (°C)	170,4
T(K)	443,6
h(kJ/kg)	721,11
s(kJ/kgK)	2,0462

Pompanın çıkışındaki akımın termodinamik özelliklerini belirlemek için basınçlandırma prosesine, termodinamiğin birinci yasası eşitlikleri ve (2.21) eşitliği uygulanmıştır.

Pompa gücü,

$$w_p = v(P_{18} - P_{17}) = h_{18s} - h_{17}$$

$$0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (1400 - 800) \text{kPa} = h_{18s} - 721,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{18s} = 721,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Bulunan h_{18s} değeri pompadaki kayıpların hesaba katılmadığı, sabit entropi prosesinde gerçekleşecek çıkış entalpisidir. Pompa verimini de hesaba katarsak,

$$\eta = \frac{h_{18s} - h_{17}}{h_{18} - h_{17}}$$

$$0,6 = \frac{721,7 - 721,1}{h_{18} - 721,1}$$

$$h_{18} = 722,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_p = 13120 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot (722,1 - 721,1) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 13120 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \cong 3,65 \text{kW}$$

Çıkış entropisi için ise (2.21) denklemi yazılırsa,

$$i = \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right) \frac{T_0 v \Delta P}{T} = T_0 \Delta s$$

$$\left(\frac{1}{0,6} - 1 \right) \frac{1,1114 \text{ cm}^3 / \text{g} \cdot 0,6 \text{ MPa}}{444 \text{ K}} = \Delta s = 0,001 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$\Delta s = s_{18} - s_{17}$$

$$0,001 = s_{18} - 2,0462$$

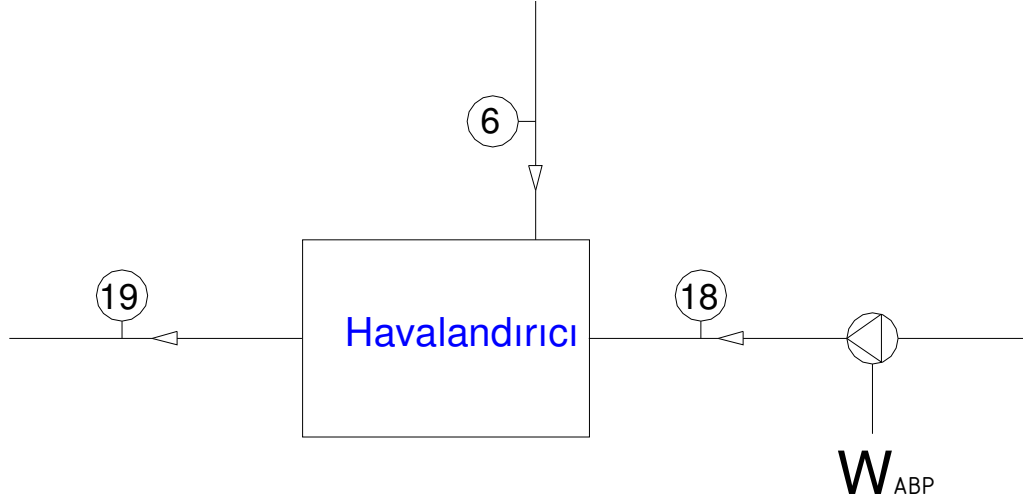
$$s_{18} = 2,0472 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Bu durumda hesaplanan alçak basınç pompası çıkış parametreleri Çizelge 4.7 de gösterilmiştir.

Çizelge 4.7 Alçak basınç pompası çıkış akımı termodinamik özellikleri

AKIM NO	18
m (kg/h)	13.120
P(bar)	14,0
T (°C)	170,7
T(K)	443,9
h(kJ/kg)	722,10
s(kJ/kgK)	2,0472

4.3.1.6 Havalandırıcı Parametreleri



Şekil 4.8 Havalandırıcı akım şeması

Sistemden doymuş olarak gelen 13120 kg/h kütleli debisindeki yoğuşma suyu pompada basınçlandırıldığında sıcaklığı yeni basınç değerinde doymuş sıvı sıcaklığının altında kalacağından, bu sıvının içinde çeşitli gazların bulunması kaçınılmaz olacaktır. Bu gazlar ise sistemimizde korozyona sebep olacaktır. Yoğuşma suyundaki gazları sistemden uzaklaştırabilmek için türbinden 14 bar basınçta 220⁰C’de çektiğimiz ara buharla sistemde havalandırıcıya gelen yoğuşma suyunu doyma sıcaklığına ulaştırmaktayız.

Çizelge 4.8 Havalandırıcı akımlarının termodinamik özellikleri

AKIM NO	6	18	19
m (kg/h)	x	13.120	x+13120
P(bar)	14,0	14,0	14,0
T (°C)	220,0	170,7	195,1
T(K)	493,2	443,9	468,3
h(kJ/kg)	2852,90	722,10	830,30
s(kJ/kgK)	6,5972	2,0472	2,2842

Çizelge 4.7’de görüldüğü gibi havalandırıcı çıkış akımı (19 nolu akım) 14 bar basınçtaki doymuş suyun termodinamik özelliklerini taşımaktadır. Türbinden çekilen ara buhar debisi ise

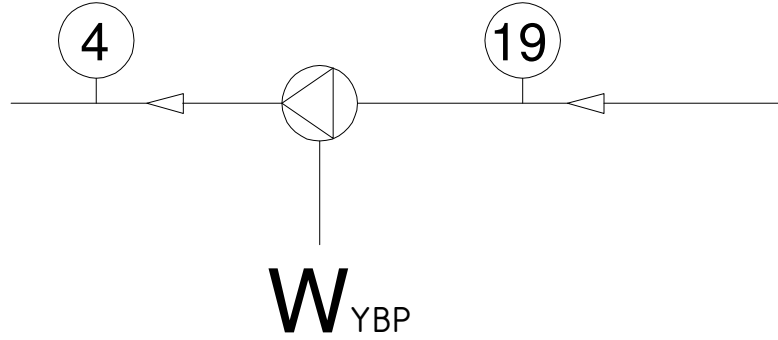
(Çizelge 4.8'deki x değeri) termodinamiğin birinci yasası uygulanırsa,

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_9 h_9$$

$$13120 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 722,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + x \cdot 2852,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = (x+13120) \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 830,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$x \cong 702 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \text{ olarak bulunur.}$$

4.3.1.7 Yüksek Basınç Pompası Parametreleri



Şekil 4.9 Yüksek basınç pompası akım şeması

Yüksek basınç pompası 14 bar'daki havalandırıcıdan çıkan yoğuşma suyunu, kazan çalışma basıncı olan 35 bar'a çıkarmak için kullanılmaktadır. Bu pompa seçilirken pompanın basacağı su miktarı ve basınçlandırma miktarı parametreleri belirleyici olmuştur. Basınçlandırma miktarı 21 bar'dır. Basınçlandırılacak debi ise havalandırıcıdan gelen kütleli debidir. Bu parametreler göz önüne alındığında seçilen pompa, 22kW motor gücünde ve %61 ısı verime sahiptir (seçilen pompa KSB Multitec 32 2.1/14'tür).

Çizelge 4.9 Yüksek basınç pompası giriş akımı termodinamik özellikleri

AKIM NO	19
m (kg/h)	13.822
P(bar)	14,0
T (°C)	195,1
T(K)	468,3
h(kJ/kg)	830,30
s(kJ/kgK)	2,2842

Pompanın çıkışındaki akımın termodinamik özelliklerini belirlemek için basınçlandırma prosesine, termodinamiğin birinci yasası eşitlikleri ve (2.21) eşitliği uygulanmıştır.

Pompa gücü,

$$w_p = v(P_4 - P_{19}) = h_{4s} - h_{19}$$

$$0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (3500 - 1400) \text{kPa} = h_{4s} - 830,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{4s} = 832,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Bulunan h_{4s} değeri pompadaki kayıpların hesaba katılmadığı, sabit entropi prosesinde gerçekleşecek çıkış entalpisidir. Pompa verimini de hesaba katarsak,

$$\eta = \frac{h_{4s} - h_{19}}{h_4 - h_{19}}$$

$$0,61 = \frac{832,4 - 830,3}{h_{18} - 830,3}$$

$$h_4 = 833,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_p = 13822 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot (833,7 - 830,3) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cong 46995 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \cong 13 \text{kW}$$

Çıkış entropisi için ise (2.21) denklemi yazılırsa,

$$i = \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right) \frac{T_0 v \Delta P}{T} = T_0 \Delta s$$

$$\left(\frac{1}{0,61} - 1 \right) \frac{1,153 \text{ cm}^3 / \text{g} \cdot 2,1 \text{ MPa}}{470 \text{ K}} = \Delta s = 0,0033 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$\Delta s = s_4 - s_{19}$$

$$0,0033 = s_4 - 2,2842$$

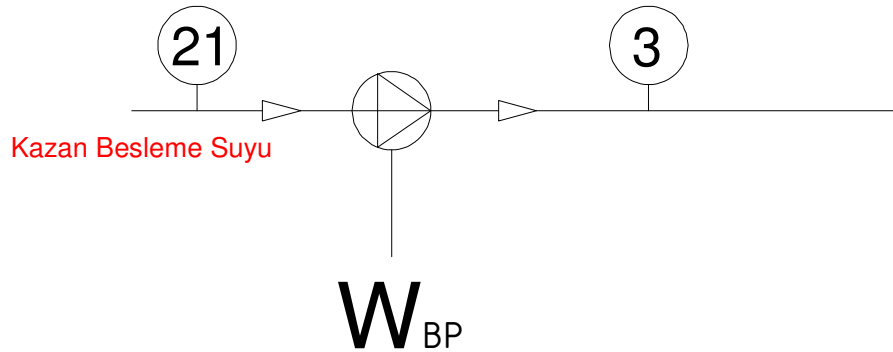
$$s_4 = 2,2875 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Bu durumda hesaplanan yüksek basınç pompası çıkış parametreleri Çizelge 4.10 da gösterilmiştir.

Çizelge 4.10 Yüksek basınç pompası çıkış akımı termodinamik özellikleri

AKIM NO	4
m (kg/h)	13.822
P(bar)	35,0
T (°C)	195,9
T(K)	469,1
h(kJ/kg)	833,70
s(kJ/kgK)	2,2875

4.3.1.8 Kazan Besi Pompası Parametreleri



Şekil 4.10 Kazan besli pompası akım şeması

Kazan besleme pompası 5,5 bar şehir şebeke basıncındaki suyu, kazan çalışma basıncı olan 35 bar'a çıkarmak için kullanılmaktadır. Bu pompa seçilirken pompanın basacağı su miktarı ve basınçlandırma miktarı parametreleri belirleyici olmuştur. Basınçlandırma miktarı 29,5 bar'dır. Basınçlandırılacak debi ise proseslerde doğrudan tüketilen buhar debisidir (4200 kg/h). Bu parametreler göz önüne alındığında seçilen pompa, 30kW motor gücünde ve %20 ısı verime sahiptir (seçilen pompa KSB Multitec 50 3.1/11'dir).

Çizelge 4.11 Kazan besleme pompası giriş akımı termodinamik özellikleri

AKIM NO	21
m (kg/h)	4.200
P(bar)	5,5
T (°C)	10,0
T(K)	283,2
h(kJ/kg)	42,01
s(kJ/kgK)	0,1510

Pompanın çıkışındaki akımın termodinamik özelliklerini belirlemek için basınçlandırma prosesine, termodinamiğin birinci yasası eşitlikleri ve (2.21) eşitliği uygulanmıştır.

Pompa gücü,

$$w_p = v(P_3 - P_{21}) = h_{3s} - h_{21}$$

$$0,001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (3500 - 550) \text{kPa} = h_{3s} - 42,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{3s} = 44,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Bulunan h_{3s} değeri pompadaki kayıpların hesaba katılmadığı, sabit entropi prosesinde gerçekleşecek çıkış entalpisisidir. Pompa verimini de hesaba katarsak,

$$\eta = \frac{h_{4s} - h_{19}}{h_4 - h_{19}}$$

$$0,20 = \frac{44,96 - 42,01}{h_3 - 42,01}$$

$$h_3 = 56,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_p = 4200 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot (56,76 - 42,01) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cong 61950 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \cong 17,2 \text{ kW}$$

Çıkış entropisi için ise (2.21) denklemi yazılırsa,

$$i = \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right) \frac{T_0 v \Delta P}{T} = T_0 \Delta s$$

$$\left(\frac{1}{0,20} - 1 \right) \frac{0,9986 \text{ cm}^3 / \text{g} \cdot 2,95 \text{ MPa}}{283 \text{ K}} = \Delta s = 0,0416 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$\Delta s = s_3 - s_{21}$$

$$0,0416 = s_3 - 0,1510$$

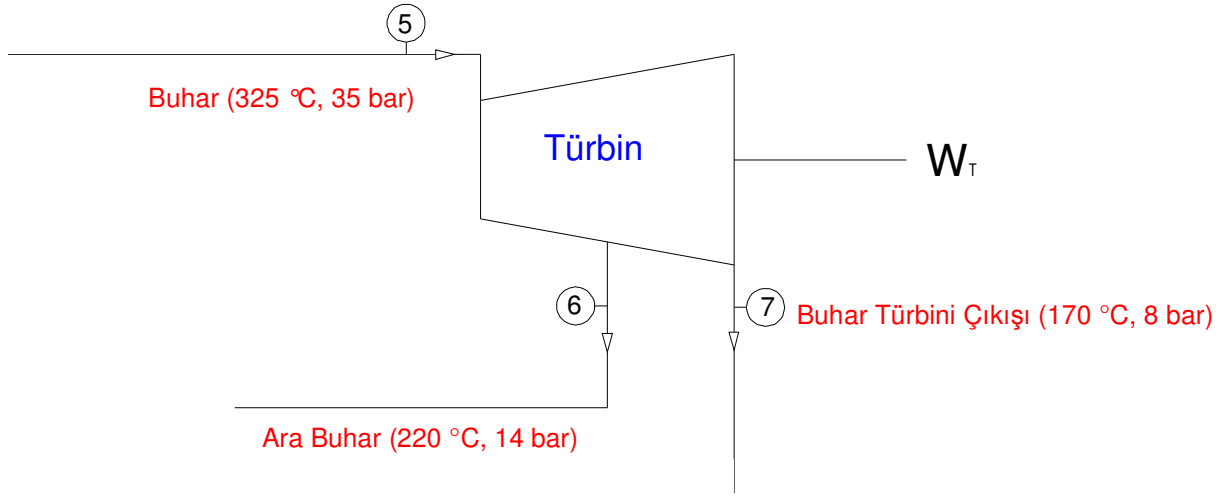
$$s_3 = 0,1926 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Bu durumda hesaplanan kazan besleme pompası çıkış parametreleri Çizelge 4.12 de gösterilmiştir.

Çizelge 4.12 Kazan besleme pompası çıkış akımı termodinamik özellikleri

AKIM NO	3
m (kg/h)	4.200
P(bar)	35,0
T (°C)	13,5
T(K)	286,7
h(kJ/kg)	56,76
s(kJ/kgK)	0,1926

4.3.1.9 Türbin Parametreleri



Şekil 4.11 Türbin akım şeması

Kazandan gelen 35 bar basınç ve 325⁰C sıcaklıktaki kızgın buhar, ara kademeli buhar türbinine girer. Enerjisinin bir kısmını fabrika ihtiyacı kadar elektriği üretmeye harcadıktan sonra türbini terkeder. Buhar genişirken 14 bar basınç kademesinde havalandırıcıda yoğuşma suyunu doymuş hale getirmek için ara buhar çekme işlemi yapılır. Prosesimizde kullandığımız ara kademeli buhar türbininin verimi %91'dir. Türbine giren kızgın buhar tesis ihtiyacı olan 8 bar basıncına mükemmel halde yani sabit entropide genişleme durumunda çıkış entalpisi $h_{7s}=2743$ kJ/kg olarak moliere diyagramından okunmuştur.

Türbinin gerçek halde çıkış entalpisi,

$$\eta = \frac{h_5 - h_7}{h_5 - h_{7s}}$$

$$0,91 = \frac{3040,7 - h_7}{3040,7 - 2743}$$

$$h_7 = 2769,1 \text{ kJ/kg}$$

Çizelge 4.13'te türbin akımlarının termodinamik özellikleri görülmektedir.

Çizelge 4.13 Türbin akımları termodinamik özellikleri

AKIM NO	5	6	7
m (kg/h)	18.022	702	17.320
P(bar)	35,0	14,0	8,0
T (°C)	325,0	220,0	170,4
T(K)	598,2	493,2	443,6
h(kJ/kg)	3040,70	2852,90	2769,10
s(kJ/kgK)	6,5520	6,5972	6,6628

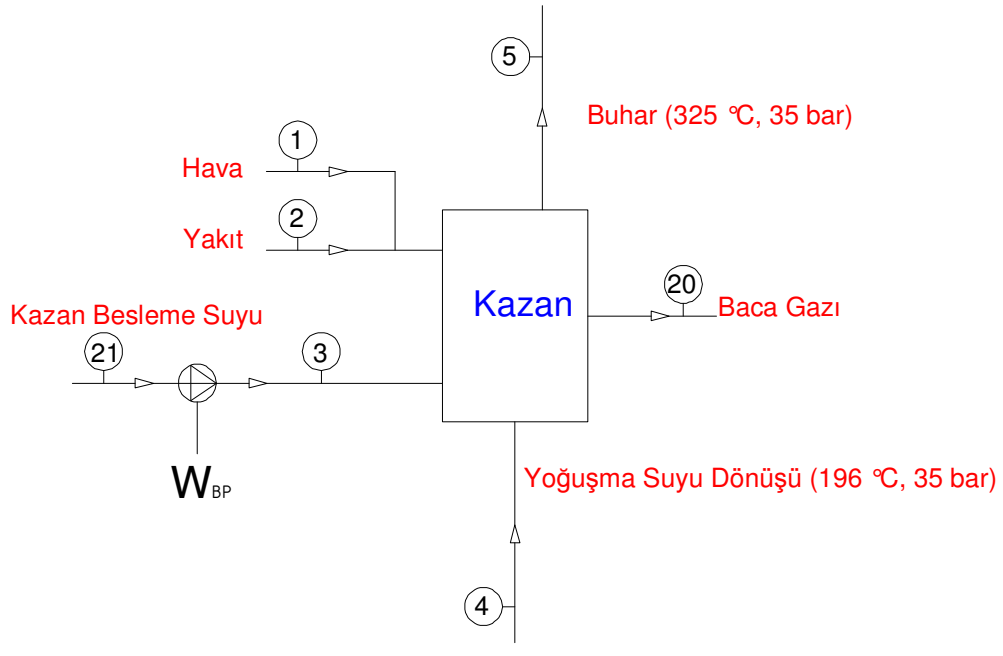
Türbinde üretilen güç,

$$\dot{W}_t = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_7 \cdot h_7$$

$$\dot{W}_t = 18022 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 3040,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 702 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 2852,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 17320 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 2769,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_t = 1343,3 \text{ kW}$$

4.3.1.10 Buhar Kazanı Parametreleri



Şekil 4.12 Buhar kazanı akım şeması

Buhar kazanında, sistemden dönen yoğuşma suyu ile sistemde proses ihtiyacı olarak kullanılan buharın yerine besleme suyu birleşerek doğalgaz yakıtının çevre havası ile yakıldığı yanma reaksiyonu gerçekleşmesi sonucunda sistemin gereksinimi olan 35 bar 325⁰C'deki kızgın buhar elde edilir. Buhar kazanına giren ve çıkan su akımları termodinamik özellikleri Çizelge 4.14'te görülmektedir.

Çizelge 4.14 Buhar kazanında sıvı akımları termodinamik özellikleri

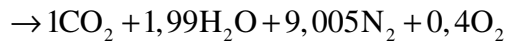
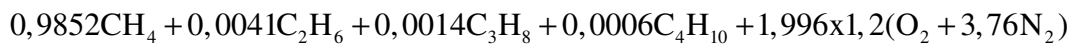
AKIM NO	3	4	5
m (kg/h)	4.200	13.822	18.022
P(bar)	35,0	35,0	35,0
T (°C)	13,5	195,9	325,0
T(K)	286,7	469,1	598,2
h(kJ/kg)	56,76	833,70	3040,70
s(kJ/kgK)	0,1926	2,2875	6,5520

Kazanda yakılmak üzere kullanılan yakıt kompozisyonu aşağıdaki tablodaki gibi kabul edilmiştir.

Çizelge 4.15 Kazanda yakılan doğalgaz yakıtının bileşimi ve bileşimi oluşturan gazların mol oranları

Gazlar	Kimyasal Formülü	1 mol yakıttaki mol oranları
Metan	CH ₄	0,9852
Etan	C ₂ H ₆	0,0041
Propan	C ₃ H ₈	0,0014
Bütan	C ₄ H ₁₀	0,0006
Diğer yakıt bileşenleri ihmal edilmiştir.		

Kimyasal reaksiyon denklemi eşitlendikten sonra doğalgaz yakıtı için ($\lambda = 1,2$) yanma denklemi aşağıdaki gibi olur:



Çevre (yakma) havasının kompozisyonu Çizelge 4.16'daki gibi kabul edilmiştir.

Çizelge 4.16 Kazan içerisine verilen yakma havasının gaz bileşimi ve mol oranları

Gazlar	Kimyasal Formülü	1 mol yakıttaki mol oranları
Azot	N ₂	0,79
Oksijen	O ₂	0,21
Diğer yakıt bileşenleri ihmal edilmiştir.		

Yakıt ve havanın mol ağırlıkları aşağıdaki gibidir;

Yakıtın mol ağırlığı,

$$\bar{M}_{DG} = \frac{(0,9852 \times 16) + (0,0041 \times 30) + (0,0014 \times 44) + (0,0006 \times 58)}{0,9913}$$

$\bar{M}_{DG} = 16,122$ kg/kmol olarak elde edilir.

Yakma havasının mol ağırlığı aynı yolla,

$$\bar{M}_{Hava} = \frac{1,996 \times 1,2 [32 + (3,76 \times 28)]}{11,4}$$

$\bar{M}_{Hava} = 28,84$ kg/kmol olarak elde edilir.

Hava-yakıt karışımının mol ağırlığı aşağıdaki gibidir:

$$\bar{M}_{DG+Hava} = \frac{(0,9913 \times 16,122) + (11,4 \times 28,84)}{12,39}$$

$\bar{M}_{DG+Hava} = 27,82$ kg/kmol olarak bulunur.

Baca gazının mol ağırlığı,

$$\bar{M}_{BG} = \frac{(1 \times 44) + (1,99 \times 18) + (9,005 \times 28) + (0,4 \times 32)}{12,39}$$

$\bar{M}_{BG} = 27,82$ kg/kmol olarak bulunur.

Kimyasal yanma reaksiyonu denklemine göre 15,9817 kg (0,9913 kmol) yakıt, 328,77 kg (2,0352 kmol) havayla yakılmaktadır. Yanma sonucunda 344,7517 kg (12,395 kmol) atık gaz

meydana gelmektedir.

Kazan sisteminin enerji dengesi aşağıdaki şekilde gerçekleşir.

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri yok sayılırsa, kimyasal reaksiyon sırasında bir sistemin enerji değişimi hal değişimi ve kimyasal bileşimindeki değişimle ilişkili olacaktır.

Başka bir anlatımla,

$$\Delta E_{\text{sistem}} = \Delta E_{\text{PH}} + \Delta E_{\text{CH}} \quad (4.1)$$

olur.

Yanma ürünleri, yanma odasından yanma işlemine girenlerle aynı sıcaklıkta çıkmamaktadır. Kazan sisteminde, kazanı 500 K sıcaklığında terk eden yanma ürünlerinin hal değişimden olan bir enerji ve ayrıca yakıtın yanmasıyla açığa çıkan enerjiden söz edilebilir.

Havanın, yakıtın ve yanma ürünlerinin mükemmel gaz oldukları kabul edilirse, $h=h(T)$ olur ve özellik tablolarından aşağıdaki tablo hazırlanır.

Çizelge 4.17 Kazandaki yanma reaksiyonuna giren ve çıkan maddelerin entalpileri

Madde	\bar{h}_f^0 (kJ/kmol)	$\bar{h}_{298\text{K}}$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_{500\text{K}}$ (kJ/kmol)
CH₄(g)	-74850	-	-
C₂H₆	-84680	-	-
C₃H₈	-103850	-	-
C₄H₁₀	-126150	-	-
O₂	0	8682	14770
N₂	0	8669	14581
H₂O(g)	-241845	9904	16851
CO₂	-393520	9364	17665

Çizelge 4.17’de, kazandaki yanma reaksiyonuna giren yakıt ile yanma ürünü olan baca gazı bileşenlerinin entalpi değerleri görülmektedir.

Burada yanma işlemi sırasında suya olan ısı geçişi bulunmalıdır. Sürekli akışlı açık sistem için ısı geçişi (2.33) nolu denklemden, $W=0$ olduğunu göz önüne alınarak bulunur:

$$Q = \sum n_{\dot{\zeta}} (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_{\dot{\zeta}} - \sum n_g (\bar{h}_j^0 + \bar{h} - \bar{h}^0)_g \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (4.2)$$

Tablodaki değerleri (4.2) bağintısında yerine konulursa,

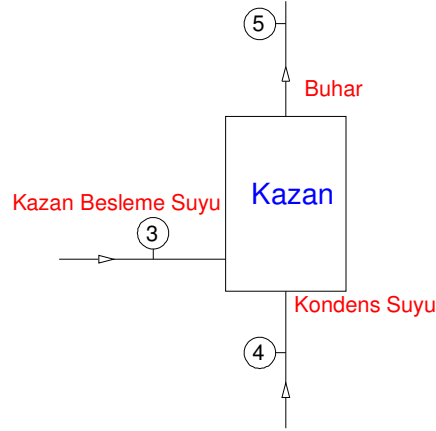
$$\begin{aligned} Q = & (1\text{kmolCO}_2) [(-393520 + 17665 - 9364)\text{kJ/kmolCO}_2] \\ & + (1,99\text{kmol H}_2\text{O}) [(-241820 + 16851 - 9904)\text{kJ/kmol H}_2\text{O}] \\ & + (0,4\text{kmol O}_2) [(0 + 14770 - 8682)\text{kJ/kmol O}_2] \\ & + (9,005\text{kmol N}_2) [(0 + 14581 - 8669)\text{kJ/kmol N}_2] \\ & - (0,9852\text{kmol CH}_4) [(-74850 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298})\text{kJ/kmol CH}_4] \\ & - (0,0041\text{kmol C}_2\text{H}_6) [(-84680 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298})\text{kJ/kmol C}_2\text{H}_6] \\ & - (0,0014\text{kmol C}_3\text{H}_8) [(-103850 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298})\text{kJ/kmol C}_3\text{H}_8] \\ & - (0,0006\text{kmol C}_4\text{H}_{10}) [(-126150 + \bar{h}_{298} - \bar{h}_{298})\text{kJ/kmol C}_4\text{H}_{10}] \end{aligned}$$

$Q = -722613 \text{ kJ/kmol}$ yakıt bulunur.

Böylece 0,9913 kmol (15,98 kg) doğalgaz için yanma odasından suya 722613 kJ ısı geçişi olmaktadır. Doğalgazın birim kütlesi için bu değer ,

$$\frac{722613}{15,98} \cong 45220 \text{ kJ/kg DG olur.}$$

4.3.1.11 Mevcut Sistemde Tüketilen Yakıt Miktarının Bulunması



Şekil 4.13 Kazan buhar tarafı akım şeması

Şekil 4.1’de de görülebileceği gibi mevcut kazan sisteminde elektrik üretimi yükü ve absorpsiyonlu soğutma buhar yükü bulunmamaktadır. Bu eksiklik kazanın basıncının, üretilen buhar sıcaklığının ve debisinin, trijenerasyon sisteminden daha düşük olmasını bize açıklar.

Aşağıdaki tabloda mevcut sistemde, kazanın buhar tarafı akımlarının parametreleri görülmektedir. Bu parametrelere, termodinamiğin birinci kanunu uygulanarak mevcut sistemin tükettiği yakıt miktarı bulunacaktır.

Çizelge 4.18 Mevcut kazan sisteminin buhar tarafı akım parametreleri

AKIM NO	3	4	5
m (kg/h)	4.200	7240	11440
P(bar)	8	8	8
T (°C)	10	170,4	170,4
T(K)	283	443,6	443,6
h(kJ/kg)	42,01	721,1	2769,1

$$\dot{Q} = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4$$

$$\dot{Q} = (11440 \text{ kg/h} \cdot 2769,1 \text{ kJ/g}) - (7240 \text{ kg/h} \cdot 721,1 \text{ kJ/kg}) - (4200 \text{ kg/h} \cdot 42,01 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q} = 26280876 \text{ kJ/h}$$

Tüketilen doğalgaz miktarı,

$$\dot{m}_{DG} = \frac{26280876 \text{ kJ/h}}{45220 \text{ kJ/kg}} = 581,178 \text{ kg/h} \text{ bulunur.}$$

Tüketilen yıllık doğalgaz miktarı ise;

$$B_y = \frac{\dot{Q}_k \cdot z_g \cdot z_y}{2 \cdot H_u \cdot \eta_k} \quad (4.3)$$

Bağıntısından bulunacaktır. Bu bağıntıda \dot{Q}_k (kJ/h) kazan kapasitesi, z_g günlük çalışma saati, z_y yıllık çalışma günü, H_u (kJ/kg) yakıt alt ısıl değeri, η_k kazan ısıl verimidir.

$$\dot{B}_y = \frac{26.280.876 \text{ kJ/h} \times 24 \text{ saat} \times 360 \text{ gün}}{2 \times 45.220 \text{ kJ/kg} \cdot 0,90}$$

$$\dot{B}_y = 2.789.655 \text{ m}^3 / \text{yıl} \text{ olarak bulunur.}$$

4.3.1.12 Trijenerasyon Sisteminde Tüketilen Yakıt Miktarının Bulunması

Şekil 4.12'deki buhar kazanının akım şeması trijenerasyon sistemi için de aynı olmakla beraber debi, basınç ve entalpi değerleri farklı olacaktır. Aşağıdaki tabloda trijenerasyon sistemi buhar kazanının buhar tarafı akım parametreleri görülmektedir.

Çizelge 4.19 Trijenerasyon sisteminde, kazan sisteminin buhar tarafı akım parametreleri

AKIM NO	3	4	5
m (kg/h)	4.200	13.822	18.022
P(bar)	35,0	35,0	35,0
T (°C)	13,5	195,9	325,0
T(K)	286,7	469,1	598,2
h(kJ/kg)	56,76	833,70	3040,70

Mevcut sistemde olduğu gibi trijenerasyon sisteminde tüketilen doğalgaz miktarını bulabilmek için termodinamiğin birinci yasasını uygulayacak olursak,

$$\dot{Q} = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_4$$

$$\dot{Q} = (18022 \text{ kg/h} \cdot 3040,7 \text{ kJ/g}) - (13822 \text{ kg/h} \cdot 833,7 \text{ kJ/kg}) - (4200 \text{ kg/h} \cdot 56,76 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q} = 43037702 \text{ kJ/h} \cong 11955 \text{ kW}$$

Tüketilen doğalgaz miktarı,

$$\dot{m}_{DG} = \frac{43037702 \text{ kJ/h}}{45220 \text{ kJ/kg}} = 951,74 \text{ kg/h} \text{ bulunur.}$$

Tüketilen yıllık doğalgaz miktarı ise (4.3) bağıntısından;

$$\dot{B}_y = \frac{43.037.702 \text{ kJ/h} \times 24 \text{ saat} \times 360 \text{ gün}}{2 \times 45.220 \text{ kJ/kg} \cdot 0,90}$$

$$\dot{B}_y = 4.568.354 \text{ m}^3 / \text{yıl}$$

Hava yakıt oranı,

$$HY = \frac{m_{\text{hava}}}{m_{\text{yakıt}}} = \frac{328,77}{15,98} = 20,57 \frac{\text{kg hava}}{\text{kg yakıt}}$$

Yakma havası miktarı,

$$\dot{m}_{\text{hava}} = HY \cdot \dot{m}_{DG} = 20,57 \times 951,74 \cong 19577 \text{ kg/h}$$

Kazana giren toplam kütle debisi, baca gazı kütle debisine eşit olacağından baca gazı miktarı,

$$\dot{m}_{BG} = \dot{m}_{DG} + \dot{m}_{\text{hava}} = 19577 \text{ kg/h} + 951,74 \text{ kg/h} = 20528,74 \text{ kg/h}$$

4.3.2 Trijenerasyon Sistemindeki Akımların Ekserjilerinin Bulunması

Trijenerasyon sisteminde akımların fiziksel ve kimyasal ekserjileri hesaplanacaktır. Bu sistemde sadece yakıt, yanma havası ve baca gazı akımlarının kimyasal ekserjileri bulunmaktadır. Çevre şartlarında olan akımların ise fiziksel ekserjileri sıfırdır.

4.3.2.1 Akımların Fiziksel Ekserjileri

Fiziksel ekserji hesaplamaları yapılırken kullanılacak olan parametreler aşağıdaki tabloda gösterilmiştir. Fiziksel ekserjiler hesaplanırken (3.7) bağıntısından faydalanılacaktır.

Çizelge 4.20 Trijenerasyon sistemindeki akımların termodinamik özellikleri

AKIM NO	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m (kg/h)	19.577	952	4.200	13.822	18.022	702	17.320	4.200	13.120
P(bar)	1,0	1,0	35,0	35,0	35,0	14,0	8,0	8,0	8,0
T (°C)	25,0	25,0	13,5	195,9	325,0	220,0	170,4	170,4	170,4
T(K)	298,2	298,2	286,7	469,1	598,2	493,2	443,6	443,6	443,6
h(kJ/kg)	-	-	56,76	833,70	3040,70	2852,90	2769,10	2769,10	2769,10
s(kJ/kgK)	-	-	0,1926	2,2875	6,5520	6,5972	6,6628	6,6628	6,6628

AKIM NO	10	11	12	13	14	15	16	17	18
m (kg/h)	7.030	6.090	210	5.880	7.030	210	5.880	13.120	13.120
P(bar)	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	14,0
T (°C)	170,4	170,4	170,4	170,4	170,4	170,4	170,4	170,4	170,7
T(K)	443,6	443,6	443,6	443,6	443,6	443,6	443,6	443,6	443,9
h(kJ/kg)	2769,10	2769,10	2769,10	2769,10	721,11	721,11	721,11	721,11	722,10
s(kJ/kgK)	6,6628	6,6628	6,6628	6,6628	2,0462	2,0462	2,0462	2,0462	2,0472

AKIM NO	19	20	21	22	23	24	25	26	27
m (kg/h)	13.822	20.529	4.200	171.551	171.551	2.065	2.065	735.136	735.136
P(bar)	14,0	1,0	5,5	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
T (°C)	195,1	226,8	10,0	90,0	70,0	60,0	10,0	12,0	6,0
T(K)	468,3	500,0	283,2	363,2	343,2	333,2	283,2	285,2	279,2
h(kJ/kg)	830,30	-	42,01	376,92	292,98	251,13	42,01	50,40	25,19
s(kJ/kgK)	2,2842	-	0,1510	1,1925	0,9549	0,8312	0,1510	0,1804	0,0910

1 nolu akım (yakma havası) fiziksel ekserjisi;

Yakma havası çevre şartlarında olduğu için fiziksel ekserjisi sıfırdır.

$$e_1^{\text{PH}} = 0; \dot{E}_1^{\text{PH}} = 0$$

2 nolu akım (yakıt) fiziksel ekserjisi;

Yakma havası çevre şartlarında olduğu için fiziksel ekserjisi sıfırdır.

$$e_2^{\text{PH}} = 0; \dot{E}_2^{\text{PH}} = 0$$

3 nolu akım (kazana besli suyu girişi) fiziksel ekserjisi;

$$e_3^{\text{PH}} = (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0)$$

$$e_3^{\text{PH}} = (56,76 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (0,1926 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_3^{\text{PH}} = 3,9866 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_3^{\text{PH}} = \dot{m}_3 \cdot e_3^{\text{PH}} = 4200 \text{ kg/h} \cdot 3,9866 \text{ kJ/kg} = 16.744 \text{ kJ/h}$$

4 nolu akım (kazana yoğuşma suyu dönüşü) fiziksel ekserjisi:

$$e_4^{\text{PH}} = (h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)$$

$$e_4^{\text{PH}} = (833,7 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (2,2875 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_4^{\text{PH}} = 156,3322 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_4^{\text{PH}} = \dot{m}_4 \cdot e_4^{\text{PH}} = 13.822 \text{ kg/h} \cdot 156,3322 \text{ kJ/kg} = 2.160.823 \text{ kJ/h}$$

5 nolu akım (kazan buhar çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_5^{\text{PH}} = (h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)$$

$$e_5^{\text{PH}} = (3040,7 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (6,552 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_5^{\text{PH}} = 1091,8715 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_5^{\text{PH}} = \dot{m}_5 \cdot e_5^{\text{PH}} = 18.022 \text{ kg/h} \cdot 1091,8715 \text{ kJ/kg} = 19.677.708 \text{ kJ/h}$$

6 nolu akım (türbin ara buhar çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_6^{\text{PH}} = (h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)$$

$$e_6^{\text{PH}} = (2852,9 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (6,5972 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_6^{\text{PH}} = 890,5951 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_6^{\text{PH}} = \dot{m}_6 \cdot e_6^{\text{PH}} = 702 \text{ kg/h} \cdot 890,5951 \text{ kJ/kg} = 625.198 \text{ kJ/h}$$

7 nolu akım (türbin ara buhar çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_7^{\text{PH}} = (h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)$$

$$e_7^{\text{PH}} = (2769,1 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (6,6628 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_7^{\text{PH}} = 787,2365 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_7^{\text{PH}} = \dot{m}_7 \cdot e_7^{\text{PH}} = 17.320 \text{ kg/h} \cdot 787,2365 \text{ kJ/kg} = 13.634.936 \text{ kJ/h}$$

8 nolu akım (proses buharı) fiziksel ekserjisi;

8 nolu akımın termodinamik özellikleri 7 nolu akımın termodinamik özellikleri ile aynı olduğundan birim kütle başına fiziksel ekserjisi de eşit olacaktır.

$$e_8^{\text{PH}} = e_7^{\text{PH}} = 787,2365 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_8^{\text{PH}} = \dot{m}_8 \cdot e_8^{\text{PH}} = 4.200 \text{ kg/h} \cdot 787,2365 \text{ kJ/kg} = 3.306.393 \text{ kJ/h}$$

9 nolu akım (proses buharı-proses ısı değiştiricisi arası buhar hattı) fiziksel ekserjisi;

9 nolu akımın termodinamik özellikleri 7 nolu akımın termodinamik özellikleri ile aynı olduğundan birim kütle başına fiziksel ekserjisi de eşit olacaktır.

$$e_9^{\text{PH}} = e_7^{\text{PH}} = 787,2365 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_9^{\text{PH}} = \dot{m}_9 \cdot e_9^{\text{PH}} = 13.120 \text{ kg/h} \cdot 787,2365 \text{ kJ/kg} = 10.328.543 \text{ kJ/h}$$

10 nolu akım (proses ısı değiştiricisi buhar beslemesi hattı) fiziksel ekserjisi;

10 nolu akımın termodinamik özellikleri 7 nolu akımın termodinamik özellikleri ile aynı olduğundan birim kütle başına fiziksel ekserjisi de eşit olacaktır.

$$e_{10}^{\text{PH}} = e_7^{\text{PH}} = 787,2365 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{10}^{\text{PH}} = \dot{m}_{10} \cdot e_{10}^{\text{PH}} = 7.030 \text{ kg/h} \cdot 787,2365 \text{ kJ/kg} = 5.534.273 \text{ kJ/h}$$

11 nolu akım (proses ısı değiştiricisi-sıcak su kaynatıcısı arası buhar hattı) fiziksel ekserjisi;

11 nolu akımın termodinamik özellikleri 7 nolu akımın termodinamik özellikleri ile aynı olduğundan birim kütle başına fiziksel ekserjisi de eşit olacaktır.

$$e_{11}^{\text{PH}} = e_7^{\text{PH}} = 787,2365 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{11}^{\text{PH}} = \dot{m}_{11} \cdot e_{11}^{\text{PH}} = 6.090 \text{ kg/h} \cdot 787,2365 \text{ kJ/kg} = 4.794.270 \text{ kJ/h}$$

12 nolu akım (sıcak su kaynatıcısı buhar besleme hattı) fiziksel ekserjisi;

12 nolu akımın termodinamik özellikleri 7 nolu akımın termodinamik özellikleri ile aynı olduğundan birim kütle başına fiziksel ekserjisi de eşit olacaktır.

$$e_{12}^{\text{PH}} = e_7^{\text{PH}} = 787,2365 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{12}^{\text{PH}} = \dot{m}_{12} \cdot e_{12}^{\text{PH}} = 210 \text{ kg/h} \cdot 787,2365 \text{ kJ/kg} = 165.320 \text{ kJ/h}$$

13 nolu akım (absorpsiyonlu soğutma sistemi buhar besleme hattı) fiziksel ekserjisi;

13 nolu akımın termodinamik özellikleri 7 nolu akımın termodinamik özellikleri ile aynı olduğundan birim kütle başına fiziksel ekserjisi de eşit olacaktır.

$$e_{13}^{\text{PH}} = e_7^{\text{PH}} = 787,2365 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{13}^{\text{PH}} = \dot{m}_{13} \cdot e_{13}^{\text{PH}} = 5.880 \text{ kg/h} \cdot 787,2365 \text{ kJ/kg} = 4.628.951 \text{ kJ/h}$$

14 nolu akım (proses ısı değiştiricisi yoğuşma hattı) fiziksel ekserjisi;

$$e_{14}^{\text{PH}} = (h_{14} - h_0) - T_0 (s_{14} - s_0)$$

$$e_{14}^{\text{PH}} = (721,11 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (2,0462 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{14}^{\text{PH}} = 115,6858 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{14}^{\text{PH}} = \dot{m}_{14} \cdot e_{14}^{\text{PH}} = 7.030 \text{ kg/h} \cdot 115,6858 \text{ kJ/kg} = 813.271 \text{ kJ/h}$$

15 nolu akım (sıcak su kaynatıcısı yoğuşma hattı) fiziksel ekserjisi;

15 nolu akımın termodinamik özellikleri 14 nolu akımın termodinamik özellikleri ile aynı olduğundan birim kütle başına fiziksel ekserjisi de eşit olacaktır.

$$e_{15}^{\text{PH}} = e_{14}^{\text{PH}} = 115,6858 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{15}^{\text{PH}} = \dot{m}_{15} \cdot e_{15}^{\text{PH}} = 210 \text{ kg/h} \cdot 115,6858 \text{ kJ/kg} = 24.294 \text{ kJ/h}$$

16 nolu akım (absorpsiyonlu soğutma sistemi yoğuşma hattı) fiziksel ekserjisi:

16 nolu akımın termodinamik özellikleri 14 nolu akımın termodinamik özellikleri ile aynı olduğundan birim kütle başına fiziksel ekserjisi de eşit olacaktır.

$$e_{16}^{PH} = e_{14}^{PH} = 115,6858 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{16}^{PH} = \dot{m}_{16} \cdot e_{16}^{PH} = 5.880 \text{ kg/h} \cdot 115,6858 \text{ kJ/kg} = 680.232 \text{ kJ/h}$$

17 nolu akım (yoğuşma tankı çıkışı) fiziksel ekserjisi:

17 nolu akımın termodinamik özellikleri 14 nolu akımın termodinamik özellikleri ile aynı olduğundan birim kütle başına fiziksel ekserjisi de eşit olacaktır.

$$e_{17}^{PH} = e_{14}^{PH} = 115,6858 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{17}^{PH} = \dot{m}_{17} \cdot e_{17}^{PH} = 13.120 \text{ kg/h} \cdot 115,6858 \text{ kJ/kg} = 1.517.797 \text{ kJ/h}$$

18 nolu akım (alçak basınç pompası çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_{18}^{PH} = (h_{18} - h_0) - T_0 (s_{18} - s_0)$$

$$e_{18}^{PH} = (722.1 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (2,0830 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{18}^{PH} = 116,3776 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{18}^{PH} = \dot{m}_{18} \cdot e_{18}^{PH} = 13.120 \text{ kg/h} \cdot 116,3776 \text{ kJ/kg} = 1.526.875 \text{ kJ/h}$$

19 nolu akım (havalandırıcı çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_{19}^{PH} = (h_{19} - h_0) - T_0 (s_{19} - s_0)$$

$$e_{19}^{PH} = (830,3 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (2,2842 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{19}^{PH} = 153,9161 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{19}^{PH} = \dot{m}_{19} \cdot e_{19}^{PH} = 13.822 \text{ kg/h} \cdot 153,9161 \text{ kJ/kg} = 2.127.428 \text{ kJ/h}$$

20 nolu akım (kazan baca gazı çıkışı) fiziksel ekserjisi:

Baca gazı karışımın fiziksel ekserjisi bulunurken, bu gazı oluşturan bileşenlerin tek tek entalpi ve entropileri bulunduktan sonra kısmi basınçlarıyla çarpılarak baca gazı karışımının entalpi ve entropisi bulunur. Bundan sonraki aşamada ise (3.7) bağıntısının baca gazı karışımına uygulanacaktır. Aşağıda tabloda baca gazını oluşturan gazların entalpi, entropi ve molar oranları gösterilmektedir.

Çizelge 4.21 Baca gazı bileşenlerinin termodinamik özellikleri

Madde	\bar{h}_f (kJ/kmol)	\bar{h}_{500K} (kJ/kmol)	\bar{h}_0 (kJ/kmol)	\bar{s}_{500K} (kJ/kmolK)	\bar{s}_0 (kJ/kmolK)	x_i
CO ₂	-393.520	17.678	9.364	234,8140	213,6850	0,0807
H ₂ O	-241.820	16.828	9.904	206,4130	188,7200	0,1605
O ₂	-	14.581	8.669	206,6300	191,5020	0,7265
O ₂	-	14.770	8.682	220,5890	205,0330	0,0323

298 K için baca gazının entalpi ve entropi değerleri,

$$\bar{h}_0 = (x_{\text{CO}_2} \bar{h}_{0,\text{CO}_2} + x_{\text{N}_2\text{O}} \bar{h}_{0,\text{N}_2\text{O}} + x_{\text{N}_2} \bar{h}_{0,\text{N}_2} + x_{\text{O}_2} \bar{h}_{0,\text{O}_2})$$

$$\bar{h}_0 = [(0,0807 \times 9364) + (0,1605 \times 9904) + (0,7265 \times 8669) + (0,0323 \times 8682)]$$

$$\bar{h}_0 = 8923,7239 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_{0i} = \bar{s}_i - R_u \cdot \ln \frac{x_i P}{P_0} \quad \left(\frac{P}{P_0} = 1 \right)$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = \bar{s}_{298\text{K}_{\text{CO}_2}} - R_u \cdot \ln x_{\text{CO}_2} = 213,685 - 8,314 \cdot \ln 0,0807 = 234,6115 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}} = \bar{s}_{298\text{K}_{\text{H}_2\text{O}}} - R_u \cdot \ln x_{\text{H}_2\text{O}} = 188,720 - 8,314 \cdot \ln 0,1605 = 203,9301 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = \bar{s}_{298\text{K}_{\text{N}_2}} - R_u \cdot \ln x_{\text{N}_2} = 191,502 - 8,314 \cdot \ln 0,7265 = 194,1585 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = \bar{s}_{298\text{K}_{\text{O}_2}} - R_u \cdot \ln x_{\text{O}_2} = 205,033 - 8,314 \cdot \ln 0,323 = 233,5724 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_0 = (x_{\text{CO}_2} \bar{s}_{\text{CO}_2} + x_{\text{N}_2\text{O}} \bar{s}_{\text{N}_2\text{O}} + x_{\text{N}_2} \bar{s}_{\text{N}_2} + x_{\text{O}_2} \bar{s}_{\text{O}_2})$$

$$\bar{s}_0 = [(0,0807 \times 234,6115) + (0,1605 \times 203,9301) + (0,7265 \times 194,1585) + (0,0323 \times 233,5724)]$$

$$\bar{s}_0 = 200,2645 \text{ kJ/kmolK}$$

500 K için baca gazının entalpi ve entropi değerleri,

$$\bar{h}_{500K} = (x_{\text{CO}_2} \bar{h}_{500K_{\text{CO}_2}} + x_{\text{N}_2\text{O}} \bar{h}_{500K_{\text{N}_2\text{O}}} + x_{\text{N}_2} \bar{h}_{500K_{\text{N}_2}} + x_{\text{O}_2} \bar{h}_{500K_{\text{O}_2}})$$

$$\bar{h}_{500K} = [(0,0807 \times 17678) + (0,1605 \times 16828) + (0,7265 \times 14581) + (0,0323 \times 14770)]$$

$$\bar{h}_{500K} = 15197,6761 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_1 = \bar{s}_{500K_i} - R_u \cdot \ln \frac{x_i P}{P_0} \quad \left(\frac{P}{P_0} = 1 \right)$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = \bar{s}_{500K_{\text{CO}_2}} - R_u \cdot \ln x_{\text{CO}_2} = 234,814 - 8,314 \cdot \ln 0,0807 = 255,7405 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}} = \bar{s}_{500K_{\text{H}_2\text{O}}} - R_u \cdot \ln x_{\text{H}_2\text{O}} = 206,413 - 8,314 \cdot \ln 0,1605 = 221,6231 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = \bar{s}_{500K_{\text{N}_2}} - R_u \cdot \ln x_{\text{N}_2} = 206,630 - 8,314 \cdot \ln 0,7265 = 209,2865 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = \bar{s}_{500K_{\text{O}_2}} - R_u \cdot \ln x_{\text{O}_2} = 220,589 - 8,314 \cdot \ln 0,323 = 249,1284 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{500K} = (x_{\text{CO}_2} \bar{s}_{\text{CO}_2} + x_{\text{N}_2\text{O}} \bar{s}_{\text{N}_2\text{O}} + x_{\text{N}_2} \bar{s}_{\text{N}_2} + x_{\text{O}_2} \bar{s}_{\text{O}_2})$$

$$\bar{s}_{500K} = [(0,0807 \times 255,7405) + (0,1605 \times 221,6231) + (0,7265 \times 209,2865) + (0,0323 \times 249,1284)]$$

$$\bar{s}_{500K} = 216,3022 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{e}_{20}^{\text{PH}} = (\bar{h}_{500K} - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s}_{500K} - \bar{s}_0)$$

$$\bar{e}_{20}^{\text{PH}} = (15197,6761 - 8923,7239) \text{ kJ/kmol} - 298,15 \text{ K} (216,3022 - 200,2645) \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{e}_{20}^{\text{PH}} = 1492,3119 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{20}^{\text{PH}} = \frac{1492,3119 \text{ kJ/kmol}}{27,82 \text{ kg/kmol}} = 53,6417 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{20}^{\text{PH}} = \dot{m}_{20} \cdot e_{20}^{\text{PH}} = 20.529 \text{ kg/h} \cdot 53,6417 \text{ kJ/kg} = 1.101.210 \text{ kJ/h}$$

21 nolu akım (kazan besi suyu pompasına giriş) fiziksel ekserjisi:

$$e_{21}^{\text{PH}} = (h_{21} - h_0) - T_0 (s_{21} - s_0)$$

$$e_{21}^{\text{PH}} = (42,01 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (0,1926 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{21}^{\text{PH}} = 3,9866 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{21}^{\text{PH}} = \dot{m}_{21} \cdot e_{21}^{\text{PH}} = 4200 \text{ kg/h} \cdot 3,9866 \text{ kJ/kg} = 6.887 \text{ kJ/h}$$

22 nolu akım (proses ısı değiştiricisi sıcak su çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_{22}^{\text{PH}} = (h_{22} - h_0) - T_0 (s_{22} - s_0)$$

$$e_{22}^{\text{PH}} = (376,92 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (1,1925 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{22}^{\text{PH}} = 26,0264 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{22}^{\text{PH}} = \dot{m}_{22} \cdot e_{22}^{\text{PH}} = 171.551 \text{ kg/h} \cdot 26,0264 \text{ kJ/kg} = 4.464.861 \text{ kJ/h}$$

23 nolu akım (proses ısı değiştiricisi soğuk su girişi) fiziksel ekserjisi:

$$e_{23}^{\text{PH}} = (h_{23} - h_0) - T_0 (s_{23} - s_0)$$

$$e_{23}^{\text{PH}} = (292,98 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (0,9549 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{23}^{\text{PH}} = 12,9269 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{23}^{\text{PH}} = \dot{m}_{23} \cdot e_{23}^{\text{PH}} = 171.551 \text{ kg/h} \cdot 12,9269 \text{ kJ/kg} = 2.217.618 \text{ kJ/h}$$

24 nolu akım (kullanma suyu kaynatıcısı sıcak su çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_{24}^{\text{PH}} = (h_{24} - h_0) - T_0 (s_{24} - s_0)$$

$$e_{24}^{PH} = (251,13 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (0,8312 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{24}^{PH} = 7,9580 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{24}^{PH} = \dot{m}_{24} \cdot e_{24}^{PH} = 2065 \text{ kg/h} \cdot 7,9580 \text{ kJ/kg} = 16.433 \text{ kJ/h}$$

25 nolu akım (kullanma suyu kaynatıcısı soğuk su girişi) fiziksel ekserjisi:

$$e_{25}^{PH} = (h_{25} - h_0) - T_0 (s_{25} - s_0)$$

$$e_{25}^{PH} = (42,01 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (0,1510 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{25}^{PH} = 1,6397 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{25}^{PH} = \dot{m}_{25} \cdot e_{25}^{PH} = 2065 \text{ kg/h} \cdot 1,6397 \text{ kJ/kg} = 3.386 \text{ kJ/h}$$

26 nolu akım (absorpsiyonlu soğutma sistemi su girişi) fiziksel ekserjisi:

$$e_{26}^{PH} = (h_{26} - h_0) - T_0 (s_{26} - s_0)$$

$$e_{26}^{PH} = (50,4 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (0,1804 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{26}^{PH} = 1,2640 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{26}^{PH} = \dot{m}_{26} \cdot e_{26}^{PH} = 735.136 \text{ kg/h} \cdot 1,2640 \text{ kJ/kg} = 929.249 \text{ kJ/h}$$

27 nolu akım (absorpsiyonlu soğutma sistemi su çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_{27}^{PH} = (h_{27} - h_0) - T_0 (s_{27} - s_0)$$

$$e_{27}^{PH} = (25,19 - 104,89) \text{ kJ/kg} - 298,15 \text{ K} (0,0910 - 0,3674) \text{ kJ/kgK}$$

$$e_{27}^{PH} = 2,7087 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{27}^{PH} = \dot{m}_{27} \cdot e_{27}^{PH} = 735.136 \text{ kg/h} \cdot 2,7087 \text{ kJ/kg} = 1.991.233 \text{ kJ/h}$$

4.3.2.2 Akımların Kimyasal Ekserjileri

Sistemdeki kimyasal ekserjiler (3.9) bağıntısıyla hesaplanacaktır. Kimyasal ekserji

hesaplanırken gazların standart kimyasal ekserjileri aşağıdaki tabloda göste gösterilmiştir.

Çizelge 4.22 Bazı gazların standart kimyasal ekserjileri

Madde	\bar{e}^{ch} (kJ/kmol)
O₂	3.970
N₂	720
CH₄	831.650
C₂H₆	1.495.840
C₃H₈	2.154.000
C₄H₁₀	2.805.800
CO₂	19.870
H₂O	9.500

1 nolu akım (yakma havası) kimyasal ekserjisi.

$$\bar{e}_1^{\text{CH}} = x_{\text{O}_2} \bar{e}_{\text{O}_2}^{\text{CH}} + x_{\text{N}_2} \bar{e}_{\text{N}_2}^{\text{CH}} + RT_0 (x_{\text{O}_2} \ln x_{\text{O}_2} + x_{\text{N}_2} \ln x_{\text{N}_2})$$

$$\bar{e}_1^{\text{CH}} = 0,21 \times 2970 + 0,79 \times 720 + 8,314 \times 298,15 (0,21 \ln 0,21 + 0,79 \ln 0,79)$$

$$\bar{e}_1^{\text{CH}} = 129,1353 \text{ kJ / kmol}$$

$$e_1^{\text{CH}} = \frac{129,1353 \text{ kJ / kmol}}{28,84 \text{ kg / kmol}} = 4,4776 \text{ kJ / kg}$$

$$\dot{E}_1^{\text{CH}} = \dot{m}_1 \cdot e_1^{\text{CH}} = 19,577 \text{ kg / h} \cdot 4,4776 \text{ kJ / kg} = 87,658 \text{ kJ / h}$$

2 nolu akım (yakıt) kimyasal ekserjisi.

$$\bar{e}_2^{\text{CH}} = x_{\text{CH}_4} \bar{e}_{\text{CH}_4}^{\text{CH}} + x_{\text{C}_2\text{H}_6} \bar{e}_{\text{C}_2\text{H}_6}^{\text{CH}} + x_{\text{C}_3\text{H}_8} \bar{e}_{\text{C}_3\text{H}_8}^{\text{CH}} + x_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \bar{e}_{\text{C}_4\text{H}_{10}}^{\text{CH}}$$

$$+ RT_0 (x_{\text{CH}_4} \ln x_{\text{CH}_4} + x_{\text{C}_2\text{H}_6} \ln x_{\text{C}_2\text{H}_6} + x_{\text{C}_3\text{H}_8} \ln x_{\text{C}_3\text{H}_8} + x_{\text{C}_4\text{H}_{10}} \ln x_{\text{C}_4\text{H}_{10}})$$

$$\bar{e}_2^{\text{CH}} = 0,9852 \times 831,650 + 0,0041 \times 1.495,840 + 0,0014 \times 2.154,000 + 0,0006 \times 2.805,800$$

$$+ 8,314 \times 298,15 (0,9852 \cdot \ln 0,9852 + 0,0041 \cdot \ln 0,0041 + 0,0014 \cdot \ln 0,0014 + 0,0006 \cdot \ln 0,0006)$$

$$\bar{e}_2^{\text{CH}} = 830.047,551 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_2^{\text{CH}} = \frac{830.047,551 \text{ kJ/kmol}}{16,122 \text{ kg/kmol}} = 51.485,3958 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_2^{\text{CH}} = \dot{m}_2 \cdot e_2^{\text{CH}} = 952 \text{ kg/h} \cdot 51.485,3958 \text{ kJ/kg} = 49.000.711 \text{ kJ/h}$$

20 nolu akım (baca gazları) kimyasal ekserjisi,

Baca gazı karışımının molar oranları,

$$x_i = \frac{n_i}{n_{\text{top}}} \text{ bağıntısına göre hesaplanırsa,}$$

$$x_{\text{CO}_2} = \frac{1}{12,395} = 0,0807$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1,99}{12,395} = 0,1605$$

$$x_{\text{N}_2} = \frac{9,005}{12,395} = 0,7265$$

$$x_{\text{O}_2} = \frac{0,4}{12,395} = 0,0323$$

$$\bar{e}_{20}^{\text{CH}} = x_{\text{CO}_2} \bar{e}_{\text{CO}_2}^{\text{CH}} + x_{\text{H}_2\text{O}} \bar{e}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{CH}} + x_{\text{N}_2} \bar{e}_{\text{N}_2}^{\text{CH}} + x_{\text{O}_2} \bar{e}_{\text{O}_2}^{\text{CH}}$$

$$+ RT_0 (x_{\text{CO}_2} \ln x_{\text{CO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \ln x_{\text{H}_2\text{O}} + x_{\text{N}_2} \ln x_{\text{N}_2} + x_{\text{O}_2} \ln x_{\text{O}_2})$$

$$\bar{e}_{20}^{\text{CH}} = 0,0807 \times 19870 + 0,1605 \times 9500 + 0,7265 \times 720 + 0,0323 \times 3970$$

$$+ 8,314 \times 298,15 (0,0807 \cdot \ln 0,0807 + 0,1605 \cdot \ln 0,1605 + 0,7265 \cdot \ln 0,7265 + 0,0323 \cdot \ln 0,0323)$$

$$\bar{e}_{20}^{\text{CH}} = 1699,0126 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_{20}^{\text{CH}} = \frac{1699,0126 \text{ kJ/kmol}}{27,82 \text{ kg/kmol}} = 61,0716 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{20}^{\text{CH}} = \dot{m}_{20} \cdot e_{20}^{\text{CH}} = 20.529 \text{ kg/h} \cdot 61,0716 \text{ kJ/kg} = 20.590 \text{ kJ/h}$$

Sistemde bulunan bütün akımların, yukarıda hesaplanan ekserji değerleri aşağıdaki tabloda görülmektedir.

Çizelge 4.23 Trijenerasyon sistemindeki akımların kimyasal ve fiziksel ekserji tablosu

AKIM NO	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m (kg/h)	19.577	952	4.200	13.822	18.022	702	17.320	4.200	13.120
e ^{ph} (kJ/kg)	0	0,0000	3,9866	156,3322	1091,8715	890,5951	787,2365	787,2365	787,2365
e ^{ch} (kJ/kg)	4,4776	51485,3958	0	0	0	0	0	0	0
Σe (kJ/kg)	4,4776	51485,3958	3,9866	156,3322	1091,8715	890,5951	787,2365	787,2365	787,2365
E (kJ/h)	87.658	49.000.711	16.744	2.160.823	19.677.708	625.198	13.634.936	3.306.393	10.328.543

AKIM NO	10	11	12	13	14	15	16	17	18
m (kg/h)	7.030	6.090	210	5.880	7.030	210	5.880	13.120	13.120
e ^{ph} (kJ/kg)	787,2365	787,2365	787,2365	787,2365	115,6858	115,6858	115,6858	115,6858	116,3776
e ^{ch} (kJ/kg)	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Σe (kJ/kg)	787,2365	787,2365	787,2365	787,2365	115,6858	115,6858	115,6858	115,6858	116,3776
E (kJ/h)	5.534.273	4.794.270	165.320	4.628.951	813.271	24.294	680.232	1.517.797	1.526.875

AKIM NO	19	20	21	22	23	24	25	26	27
m (kg/h)	13.822	20.529	4.200	171.551	171.551	2.065	2.065	735.136	735.136
e ^{ph} (kJ/kg)	153,9161	53,6417	1,6397	26,0264	12,9269	7,9580	1,6397	1,2640	2,7087
e ^{ch} (kJ/kg)	0	61,0716	0	0	0	0	0	0	0
Σe (kJ/kg)	153,9161	114,7133	1,6397	26,0264	12,9269	7,9580	1,6397	1,2640	2,7087
E (kJ/h)	2.127.428	2.354.897	6.887	4.464.861	2.217.618	16.433	3.386	929.249	1.991.233

4.3.3 Trijenerasyon Sisteminde Ekipmanların Ekserji Kayıplarının Bulunması

Buhar kazanında ekserji kaybı,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_3 + \dot{E}_4 = \dot{E}_5 + \dot{E}_{20} + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 87.658 \text{ kJ/h} + 49.000.711 \text{ kJ/h} + 16.744 \text{ kJ/h} + 2.160.823 \text{ kJ/h} - 19.677.708 \text{ kJ/h} \\ - 2.354.897 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{E}_{ky} = 29.233.331 \text{ kJ/h} = 8120 \text{ kW}$$

Türbinde ekserji kaybı,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_5 = \dot{E}_6 + \dot{E}_7 + \dot{E}_{W_t} + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 19.677.708 \text{ kJ/h} - 625.198 \text{ kJ/h} - 13.634.936 \text{ kJ/h} - 1343,3 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s}$$

$$\dot{E}_{ky} = 581.694 \text{ kJ/h} = 161,58 \text{ kW}$$

Proses ısı değiştiricisinde ekserji kaybı,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{23} = \dot{E}_{14} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 5.534.273 \text{ kJ/h} + 2.217.618 \text{ kJ/h} - 813.271 \text{ kJ/h} - 4.464.861 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{E}_{ky} = 2.473.759 \text{ kJ/h} = 687,15 \text{ kW}$$

Sıcak su kaynatıcısında ekserji kaybı,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{25} = \dot{E}_{15} + \dot{E}_{24} + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 165.320 \text{ kJ/h} + 3.386 \text{ kJ/h} - 24.294 \text{ kJ/h} - 16.433 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{E}_{ky} = 127.979 \text{ kJ/h} = 35,55 \text{ kW}$$

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde ekserji kaybı,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{W_g} + \dot{E}_{13} + \dot{E}_{26} = \dot{E}_{16} + \dot{E}_{27} + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 20 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s} + 4.628.951 \text{ kJ/h} + 929.249 \text{ kJ/h} - 680.232 \text{ kJ/h} - 1.991.233 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{E}_{ky} = 2.958.735 \text{ kJ/h} = 821,87 \text{ kW}$$

Alçak basınç pompasında ekserji kaybı,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{W_{ABP}} + \dot{E}_{17} = \dot{E}_{18} + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 3,65\text{kW} \cdot 3600\text{s} + 1.517.797 \text{ kJ/h} - 1.526.875 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{E}_{ky} = 4.062 \text{ kJ/h} = 1,13 \text{ kW}$$

Havalandırıcıda ekserji kaybı,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{18} + \dot{E}_6 = \dot{E}_{19} + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 1.526.875 \text{ kJ/h} + 625.198 \text{ kJ/h} - 2.127.428 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{E}_{ky} = 24.645 \text{ kJ/h} = 6,85 \text{ kW}$$

Yüksek basınç pompasında ekserji kaybı,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{W_{YBP}} + \dot{E}_{19} = \dot{E}_4 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 13\text{kW} \cdot 3600\text{s} + 2.127.428 \text{ kJ/h} - 2.160.823 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{E}_{ky} = 13.405 \text{ kJ/h} = 3,72 \text{ kW}$$

Kazan besi pompasında ekserji kaybı,

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{W_{BP}} + \dot{E}_{21} = \dot{E}_3 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 17,2\text{kW} \cdot 3600\text{s} + 6.887 \text{ kJ/h} - 16.744 \text{ kJ/h}$$

$$\dot{E}_{ky} = 52.063 \text{ kJ/h} = 14,46 \text{ kW}$$

Trijenerasyon sisteminin toplam ekserji kaybı,

$$\sum \dot{E}_{ky} = \dot{E}_{ky_{kazan}} + \dot{E}_{ky_{türbin}} + \dot{E}_{ky_{p.eşanj}} + \dot{E}_{ky_{boiler}} + \dot{E}_{ky_{ASS}} + \dot{E}_{ky_{ABP}} + \dot{E}_{ky_{Deg.}} + \dot{E}_{ky_{YBP}} + \dot{E}_{ky_{BP}}$$

$$\sum \dot{E}_{ky} = (8210 + 161,58 + 687,15 + 35,55 + 821,87 + 1,13 + 6,85 + 3,72 + 14,46) \text{ kW}$$

$$\sum \dot{E}_{ky} = 9852,31 \text{ kW}$$

4.4 Trijenerasyon Sisteminin Ekonomik Açından İncelenmesi

Trijenerasyon sistemi bu çalışmada ekonomik açıdan iki farklı yönden incelenecektir. Bunlardan ilki yatırım fizibilitesinin incelenmesi, diğeri ise trijenerasyon sisteminin ekserji maliyeti hesabı ve eksergoekonomik analizi olacaktır. Bu incelemeler yapılırken sistem için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Sistem yılda 8640 saat çalışmaktadır.
- Elektriğin şebekeden alış fiyatı 0,1017 \$/kWh'tir.
- Doğalgazın şebekeden alış fiyatı 0,5385 \$/m³'tür.
- Suyun şebekeden alış fiyatı 3,43 \$/m³'tür.
- Sistemin işletilmesi için 1 elektrik, 1 mekanik olmak üzere 3 vardiyeli 6 kişilik personel 108000 \$ (1500 \$x6 kişix12 ay) işletme maliyeti getirmektedir. Bu maliyet ekipmanların yatırım maliyetleriyle orantılı olarak ekipmanlara paylaştırılmıştır. (Personel maliyeti mevcut sistemde de aynı miktardadır.)
- Faiz oranı $r_i=0,03$; yıllık düzenli artış oranı $r_n=0,04$; geri ödeme oranı $i_{eff}=0,06$ olarak kabul edilmiştir.

4.4.1 Yatırımın Fizibilitesinin İncelenmesi

Yatırımın fizibilitesi iki şekilde incelenecektir. Bunlardan ilki fabrikaya yeni kurulacak olan sistemin ana ekipmanlarının (buhar kazanı, absorpsiyonlu soğutma grubu) arıza yapma durumunda fabrikanın çalışmaya devam edebilmesi için yedekli kurulması durumunda yatırımın fizibilitesidir. İkinci durumda incelenecek olan ise sistemin ana ekipmanlarının (buhar kazanı ve absorpsiyonlu soğutma sistemi) arıza yapma durumunda fabrikanın yarı kapasiteyle çalışması ihtimali göze alınarak yapılacak olan yatırımın fizibilitesidir.

Yatırımın fizibilitesi incelenirken personel masrafları mevcut sistemde de aynı miktarda olduğundan hesaba katılmamıştır. Mevcut sistemden kullanılacak ekipmanlar yatırım masrafının içine dahil edilmemiştir.

Aşağıdaki tabloda mevcut sistemin enerji tüketimiyle, trijenerasyon sisteminin enerji tüketimi görülmektedir.

Çizelge 4.24 Mevcut sistemle trijenerasyon sistemi enerji tüketim tablosu

	MEVCUT SİSTEM			TRİJENERASYON SİSTEMİ		
	Miktar (m ³ /yıl)	Birim Fiyat (\$/m ³)	Toplam Fiyat (\$/yıl)	Miktar (m ³ /yıl)	Birim Fiyat (\$/m ³)	Toplam Fiyat (\$/yıl)
Doğalgaz (m³/yıl)	2.789.655	0,5385	1.502.229	4.568.354	0,5385	2.460.059
Elektrik (kWh)	15.611.520	0,1017	1.587.692	243.000	0,1017	24.713
	Toplam Maliyet:		3.089.921	Toplam Maliyet:		2.484.772

Çizelge 4.24'te görüldüğü gibi mevcut sistemle, yeni kurulacak trijenerasyon sisteminde enerji yönünden yılda 605.149 \$/yıl tasarruf sağlanmaktadır.

4.4.1.1 Trijenerasyon Sisteminde Buhar Kazanı ve Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Yedekli Kurulması Hali

Trijenerasyon sisteminde buhar kazanı ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin yedekli kurulması halinde yapılacak yatırımların listesi aşağıdaki tabloda gösterilmektedir.

Çizelge 4.25 Kazan ve absorpsiyonlu soğutma sistemi yedekli durumda yatırım maliyetleri

	Yatırım Maliyeti (\$)
Kazan (6000kWx3ad)	1.011.200
Türbin	945.000
ABS Soğutma Grubu (2574kWx3ad)	1.530.000
Havalandırıcı	20.000
Alçak Basınç Pompası	10.000
Yüksek Basınç Pompası	15.000
Besi Pompası	15.000
Buharlı Serpantinler (74adx2000\$/ad)	148.000
İnşaat, otomatik kontrol, mühendislik ve beklenmeyen masraflar	500.000
Toplam Yatırım	4.194.200

Çizelge 4.25'te görülen yatırımların geri ödeme süresini hesaplamak için aşağıdaki bağıntılardan faydalanılacaktır.

Seviyelendirilmiş fiyat düzeltme faktörü (k);

$$k = \frac{1 + r_n}{1 + i_{\text{eff}}} \quad (4.4)$$

Anapara geri kazanım faktörü (CRF);

$$\text{CRF} = \frac{i_{\text{eff}} (1 + i_{\text{eff}})^n}{(1 + i_{\text{eff}})^n - 1} \quad (4.5)$$

Yıllık düzenli artış oranı düzeltme faktörü (CELF);

$$\text{CELF} = \frac{k(1 - k^n)}{1 - k} \text{CRF} \quad (4.6)$$

Seviyelendirme faktörü (A);

$$A = \frac{CELF}{1 + r_i} \quad (4.7)$$

olarak tanımlanır.

Bu bağıntılar Çizelge 4.25'teki yatırım maliyetine uygulandığında görürüz ki, 4.194.200 \$'lık bir yatırım, yapılan enerji tasarrufundan (605.149 \$/yıl) 8 yılda 4.819.610 \$ olarak geri alınabilir. Geri ödeme parametrenin detayları aşağıdaki tabloda gösterilmektedir.

Çizelge 4.26 Buhar kazanı ve abs. soğutma sistemi yedekli olması durumunda yatırımın geri ödeme planı

Yıllık faiz oranı(i_{eff}) % (ix100):	6,00	
Yıllık net kar(USD):	605.149	
Yatırımın çalışma ömrü (Yıl) n:	25	
CRF (Anapara geri kazanım faktörü):	0,1610	
r_n Yıllık düzenli artış oranı):	0,0400	
k (Seviyelendirilmiş fiyat düzeltme faktörü) :	0,9811	
CELF(Yıllık düzenli artış oranı düzeltme faktörü):	1,1836	
A(Seviyelendirime faktörü):	1,15	
Seviyelendirilmiş yatırım maliyeti (\$):	4.819.610,13	
Yıllık ödeme miktarı:	602.451,27	
Yatırım Maliyeti (USD):	4.194.200	
Geri Ödeme Süresi(Yıl):	8,00	
Yıl	Kümülatif Yıllık Kazanç (USD)	Yıllık Ödeme (USD)
1	605.149,00	602.451,27
2	608.008,60	602.451,27
3	611.039,77	602.451,27
4	614.252,81	602.451,27
5	617.658,64	602.451,27
6	621.268,82	602.451,27
7	625.095,60	602.451,27
8	629.152,00	602.451,27
9	633.451,77	0,00
10	1.333.618,54	0,00
11	2.138.810,32	0,00
12	3.064.780,87	0,00
13	4.129.647,00	0,00
14	5.354.243,05	0,00
15	6.762.528,51	0,00
16	8.382.056,78	0,00
17	10.244.514,30	0,00
18	12.386.340,45	0,00
19	14.849.440,51	0,00
20	17.682.005,59	0,00
21	20.939.455,43	0,00
22	24.685.522,74	0,00
23	28.993.500,16	0,00
24	33.947.674,18	0,00
25	39.644.974,31	0,00

4.4.1.2 Trijenerasyon Sisteminde Buhar Kazanı ve Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Yedeksiz Kurulma Hali

Trijenerasyon sisteminde buhar kazanı ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin yedeksiz kurulması halinde yapılacak yatırımların listesi aşağıdaki tabloda gösterilmektedir.

Çizelge 4.27 Kazan ve absorpsiyonlu soğutma sistemi yedeksiz durumda yatırım maliyetleri

	Yatırım Maliyeti (\$)
Kazan (6000kWx2ad)	674.133
Türbin	945.000
ABS Soğutma Grubu (2574kWx2ad)	1.020.000
Havalandırıcı	20.000
Alçak Basınç Pompası	10.000
Yüksek Basınç Pompası	15.000
Besi Pompası	15.000
Buharlı Serpantinler (74adx2000\$/ad)	148.000
İnşaat, otomatik kontrol, mühendislik ve beklenmeyen masraflar	500.000
Toplam Yatırım	3.347.133

Çizelge 4.27’te görülen yatırımların geri ödeme süresini hesaplarken (4.4), (4.5), (4.6), (4.7) bağıntılarından faydalanılacaktır.

Bu bağıntılar Çizelge 4.27’teki yatırım maliyetine uygulandığında, 3.347.133 \$’lık bir yatırım, yapılan enerji tasarrufundan (605.149 \$/yıl) 7 yılda 3.778.672 \$ olarak geri alınabilir. Geri ödeme parametrenin detayları aşağıdaki tabloda gösterilmektedir.

Çizelge 4.28 Buhar kazanı ve abs. soğutma sistemi yedeksiz olması durumunda yatırımın geri ödeme planı

Yıllık faiz oranı(i_{eff}) % (ix100):	6,00	
Yıllık net kar(USD):	605.149	
Yatırımın çalışma ömrü (Yıl) n:	25	
CRF (Anapara geri kazanım faktörü):	0,1791	
r_n Yıllık düzenli artış oranı):	0,0400	
k (Seviyelendirilmiş fiyat düzeltme faktörü) :	0,9811	
CELF(Yıllık düzenli artış oranı düzeltme faktörü):	1,1628	
A(Seviyelendirme faktörü):	1,13	
Seviyelendirilmiş yatırım maliyeti (\$):	3.778.672,72	
Yıllık ödeme miktarı:	539.810,39	
Yatırım Maliyeti (USD):	3.347.133	
Geri Ödeme Süresi(Yıl):	7,00	
Yıl	Kümülatif Yıllık Kazanç (USD)	Yıllık Ödeme (USD)
1	605.149,00	539.810,39
2	674.407,93	539.810,39
3	747.822,39	539.810,39
4	825.641,72	539.810,39
5	908.130,21	539.810,39
6	995.568,01	539.810,39
7	1.088.252,08	539.810,39
8	1.186.497,19	0,00
9	1.969.620,77	0,00
10	2.870.212,89	0,00
11	3.905.893,82	0,00
12	5.096.926,90	0,00
13	6.466.614,93	0,00
14	8.041.756,17	0,00
15	9.853.168,60	0,00
16	11.936.292,88	0,00
17	14.331.885,82	0,00
18	17.086.817,69	0,00
19	20.254.989,34	0,00
20	23.898.386,74	0,00
21	28.088.293,76	0,00
22	32.906.686,82	0,00
23	38.447.838,84	0,00
24	44.820.163,67	0,00
25	52.148.337,22	0,00

4.4.2 Trijenerasyon Sisteminin Ekserji Maliyeti Hesabı ve Eksergoekonomik Analizi

Ekserji maliyeti ve eksergoekonomik analiz yapılırken sistem, buhar kazanı ve absorpsiyonlu soğutma sistemi arıza durumunda kendini yedekleyebilecek şekilde düşünülmüştür. Sistemin ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyetleri aşağıdaki tabloda görülmektedir.

Çizelge 4.29 Trijenerasyon sistemi ekipmanlarının maliyet analizi

Maliyetler	KAZAN (6000kWx 3ad.)	TÜRBİN	ABS SOĞ. GRUBU (2574kWx 3ad)	HAVALAN DIRICI	ALÇ. BAS. POMP. (2ad.)	YÜK. BAS. POMP. (2ad.)	BESİ POMPASI (2ad.)	SICAK SU KAYNATI CISI	PROSES ISI DEĞİŞTİR İCİSİ
İlk Yatırım Maliyeti (\$)	1.011.200	945.000	1.530.000	20.000	10.000	15.000	15.000	12.000	30.000
Yıllık Doğalgaz masrafı (\$/yıl)	2.494.088	0	0	0	0	0	0	0	0
Yıllık Elektrik Masrafı (\$/yıl)	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Yıllık Su Masrafı (\$/yıl)	126.319	0	0	0	0	0	0	0	0
Yıllık Vergiler, Sigorta ve Personel Masrafı, (\$/yıl)	30.436	28.443	46.051	602	301	451	451	361	903
Yedek Parça Masrafı (\$/yıl)	101.120	94.500	153.000	2.000	1.000	1.500	1.500	1.200	3.000
Sistemin Saatlik Masrafı (\$/h)	19,9	18,60	30,12	0,39	0,20	0,30	0,30	0,24	0,59
Seviyelendirilmiş İlk Yatırım, İşletme ve Bakım Maliyeti Z (\$/h)	29,76	27,81	45,03	0,59	0,29	0,44	0,44	0,35	0,88

Trijenerasyon sistemi için (4.4), (4.5), (4.6), (4.7) bağıntılarını uygularsak;

$$k=0,9811$$

$$CRF=0,0782$$

$$CELF=1,54$$

$$A=1,495$$

olarak bulunmuştur.

Çizelge 4.29'daki maliyet analizleri göz önünde bulundurularak, ekipmanların seviyelendirilmiş parasal değeri (Z) aşağıdaki gibi bulunur.

Kazan için Z değerinin hesaplanması,

$$\dot{Z}_{\text{kazan}} = \left[\frac{1.011.200\$}{25\text{yıl} \times 8640\text{saat}} + \frac{30.436 + 101.120)\$/\text{yıl}}{8640\text{saat}} \right] \times 1,495$$

$$\dot{Z}_{\text{kazan}} = 29,76 \$/\text{h} \text{ olarak bulunur.}$$

Türbin için Z değerinin hesaplanması,

$$\dot{Z}_{\text{türbin}} = \left[\frac{945.000\$}{25\text{yıl} \times 8640\text{saat}} + \frac{(28.443 + 94.500)\$/\text{yıl}}{8640\text{saat}} \right] \times 1,495$$

$$\dot{Z}_{\text{türbin}} = 27,81 \$/\text{h} \text{ olarak bulunur.}$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemi için Z değerinin hesaplanması,

$$\dot{Z}_{\text{ASS}} = \left[\frac{1.530.000\$}{25\text{yıl} \times 8640\text{saat}} + \frac{(46.051 + 153.000)\$/\text{yıl}}{8640\text{saat}} \right] \times 1,495$$

$$\dot{Z}_{\text{ASS}} = 45,03 \$/\text{h} \text{ olarak bulunur.}$$

Havalandırıcı için Z değerinin hesaplanması,

$$\dot{Z}_{\text{havalandırıcı}} = \left[\frac{20.000\$}{25\text{yıl} \times 8640\text{saat}} + \frac{(602 + 2.000)\$/\text{yıl}}{8640\text{saat}} \right] \times 1,495$$

$$\dot{Z}_{\text{havalandırıcı}} = 0,59 \$/\text{h} \text{ olarak bulunur.}$$

Alçak basınç pompası için Z değerinin hesaplanması,

$$\dot{Z}_{\text{ABP}} = \left[\frac{10.000\$}{25\text{yıl} \times 8640\text{saat}} + \frac{(301 + 1.000)\$/\text{yıl}}{8640\text{saat}} \right] \times 1,495$$

$$\dot{Z}_{\text{ABP}} = 0,29 \$/\text{h} \text{ olarak bulunur.}$$

Yüksek basınç pompası için Z değerinin hesaplanması,

$$\dot{Z}_{\text{YBP}} = \left[\frac{15.000\$}{25\text{yıl} \times 8640\text{saat}} + \frac{(451 + 1.500)\$/\text{yıl}}{8640\text{saat}} \right] \times 1,495$$

$\dot{Z}_{YBP} = 0,44 \text{ \$ / h}$ olarak bulunur.

Besi pompası için Z değerinin hesaplanması,

$$\dot{Z}_{BP} = \left[\frac{15.000\$}{25\text{yıl} \times 8640\text{saat}} + \frac{(451+1.500)\$/\text{yıl}}{8640\text{saat}} \right] \times 1,495$$

$\dot{Z}_{BP} = 0,44 \text{ \$ / h}$ olarak bulunur.

Sıcak su kaynatıcısı için Z değerinin hesaplanması,

$$\dot{Z}_{\text{kaynatıcı}} = \left[\frac{12.000\$}{25\text{yıl} \times 8640\text{saat}} + \frac{(361+1.200)\$/\text{yıl}}{8640\text{saat}} \right] \times 1,495$$

$\dot{Z}_{\text{kaynatıcı}} = 0,35 \text{ \$ / h}$ olarak bulunur.

Proses ısı değiştiricisi için Z değerinin hesaplanması,

$$\dot{Z}_{\text{ısı değiştirici}} = \left[\frac{30.000\$}{25\text{yıl} \times 8640\text{saat}} + \frac{(903+3.000)\$/\text{yıl}}{8640\text{saat}} \right] \times 1,495$$

$\dot{Z}_{\text{ısı değiştirici}} = 0,88 \text{ \$ / h}$ olarak bulunur.

4.4.2.1 Sistem Ekipmanlarında Akım Maliyetlerinin ve Eksergoekonomik Parametrelerin Hesaplanması

Bu kısımda, çalışmamızın 3.5'inci bölümünde anlatılan metotla, hangi ekipmanlarda iyileştirme yapılabileceğinin ve iyileştirme önceliğinin hangi ekipmanda olması gerektiği hakkında yorum yapabilmek için (3.14), (3.15), (3.16) bağıntılarından faydalanarak ekipmanların akımlarının maliyetlerini, ekipmanlarda kaybolan ekserjilerin maliyetlerini ve ekipmanların eksergoekonomik faktörlerini hesaplayacağız.

Buhar kazanı eksergoekonomik analizi;

Yakma havasının maliyeti sıfırdır,

$$c_1 = 0$$

Birim yakıt ekserjisi maliyeti,

$$c_2 = \frac{288,67 \text{ \$ / h (yakıt masrafı)}}{49.000.711 \text{ kJ / h (ekserji akısı)}} = 5,89 \cdot 10^{-6} \text{ \$ / kJ}$$

Birim besi suyu ekserjisi maliyeti,

$$c_3 = \frac{14,62 \text{ \$ / h (su masrafı)}}{16.744 \text{ kJ / h (ekserji akısı)}} = 8,73 \cdot 10^{-4} \text{ \$ / kJ}$$

Baca gazının birim ekserjisinin maliyeti yakıtın birim ekserjisinin maliyetine eşittir,

$$c_{20} = c_2 = 5,89 \cdot 10^{-6} \text{ \$ / kJ}$$

Kazana giren su ve çıkan buhar hattı ürün olduğundan bu iki akımın birim ekserjisinin maliyeti birbirine eşittir,

$$c_4 = c_5$$

Buhar kazanı için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_1 \dot{E}_1 + c_2 \dot{E}_2 + c_3 \dot{E}_3 + c_4 \dot{E}_4 + \dot{Z}_{\text{kazan}} = c_5 \dot{E}_5 + c_{20} \dot{E}_{20}$$

$$(5,89 \cdot 10^{-6} \text{ \$ / kJ} \times 49.000.711 \text{ kJ / h}) + (8,73 \cdot 10^{-4} \text{ \$ / kJ} \times 16.744 \text{ kJ / h}) + (c_4 \times 2.160.823 \text{ kJ / h}) + 29,76 \text{ \$ / h} =$$

$$(c_5 \times 19.677.708 \text{ kJ / h}) + (5,89 \cdot 10^{-6} \text{ \$ / kJ} \times 2.354.897 \text{ kJ / h})$$

$$c_5 = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$ / kJ}$$

Buhar kazanı kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{\text{ky,kazan}} = c_2 \cdot \frac{\dot{E}_2}{\dot{E}_2 + \dot{E}_3} + c_3 \cdot \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_2 + \dot{E}_3}$$

$$c_{\text{ky,kazan}} = 5,89 \cdot 10^{-6} \text{ \$ / kJ} \cdot \frac{49.000.711 \text{ kJ / h}}{49.017455 \text{ kJ / h}} + 8,73 \cdot 10^{-4} \text{ \$ / kJ} \cdot \frac{16.744 \text{ kJ / h}}{49.017455 \text{ kJ / h}}$$

$$c_{\text{ky,kazan}} = 6,19 \cdot 10^{-6} \text{ \$ / kJ}$$

$$\dot{C}_{\text{ky,kazan}} = c_{\text{ky,kazan}} \cdot \dot{E}_{\text{ky,kazan}} = 6,19 \cdot 10^{-6} \text{ \$ / kJ} \times 29.233.331 \text{ kJ / h} = 180,95 \text{ \$ / h}$$

Ekserji kaybı oranı,

$$y_{ky,kazan} = \frac{\dot{E}_{ky,kazan}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{8120 \text{ kW}}{9852,31 \text{ kW}} = 0,824$$

Eksergoekonomik faktör,

$$f_{kazan} = \frac{\dot{Z}_{kazan}}{\dot{Z}_{kazan} + \dot{C}_{ky,kazan}} = \frac{29,76 \text{ \$/h}}{(29,76 + 180,95) \text{ \$/h}} = 0,141$$

olarak bulunur.

Türbin eksergoekonomik analizi;

Türbin buhar giriş ve çıkış akımlarının maliyetleri eşittir,

$$c_5 = c_6 = c_7 = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ}$$

Türbin için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_5 \dot{E}_5 + \dot{Z}_{türbin} = c_6 \dot{E}_6 + c_7 \dot{E}_7 + c_{w_t} \dot{E}_{w_t}$$

$$\left[1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ} \times (19.677.708 - 625.198 - 13.634.936) \text{ kJ/h} \right] + 27,81 \text{ \$/h} = (c_{w_t} \times 4.835.880 \text{ kJ/h})$$

$$c_{w_t} = 2,7 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ}$$

Türbinin kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{ky,türbin} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ}$$

$$\dot{C}_{ky,türbin} = c_{ky,türbin} \cdot \dot{E}_{ky,türbin} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ} \times 581.694 \text{ kJ/h} = 11,05 \text{ \$/h}$$

Ekserji kaybı oranı,

$$y_{ky,türbin} = \frac{\dot{E}_{ky,türbin}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{161,58 \text{ kW}}{9852,31 \text{ kW}} = 0,0164$$

Eksergoekonomik faktör,

$$f_{türbin} = \frac{\dot{Z}_{türbin}}{\dot{Z}_{türbin} + \dot{C}_{ky,türbin}} = \frac{27,81 \text{ \$/h}}{(27,81 + 11,05) \text{ \$/h}} = 0,7156$$

olarak bulunur.

Proses ısı değiştiricisi eksergoekonomik analizi:

Proses ısı değiştiricisi buhar giriş ve yoğuşma suyu çıkış akımlarının maliyetleri eşitir,

$$c_{10} = c_{14} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$ / kJ}$$

Proses ısı değiştiricisine giren ve çıkan su hatları ürün olduğundan, bu iki akımın birim ekserjisinin maliyeti birbirine eşitir,

$$c_{22} = c_{23}$$

Proses ısı değiştiricisi için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_{10} \dot{E}_{10} + c_{23} \dot{E}_{23} + \dot{Z}_{\text{ısıdeğiştiricisi}} = c_{14} \dot{E}_{14} + c_{22} \dot{E}_{22}$$

$$\left[1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$ / kJ} \times (5.534.273 - 813.271) \text{ kJ / h} \right] + 0,88 \text{ \$ / h} = \left[c_{22} \times (4.464.861 - 2.217.618) \text{ kJ / h} \right]$$

$$c_{22} = 4,03 \cdot 10^{-5} \text{ \$ / kJ}$$

Proses ısı değiştiricisindeki kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{\text{ky,ısıdeğiştirici}} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$ / kJ}$$

$$C_{\text{ky,ısı değiştirici}} = c_{\text{ky,ısı değiştirici}} \cdot E_{\text{ky,ısı değiştirici}} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$ / kJ} \times 2.473.759 \text{ kJ / h} = 47 \text{ \$ / h}$$

Ekserji kaybı oranı,

$$y_{\text{ky,ısı değiştirici}} = \frac{\dot{E}_{\text{ky,ısı değiştirici}}}{\sum \dot{E}_{\text{ky}}} = \frac{687,15 \text{ kW}}{9852,31 \text{ kW}} = 0,0697$$

Eksergoekonomik faktör,

$$f_{\text{ısı değiştirici}} = \frac{\dot{Z}_{\text{ısı değiştirici}}}{\dot{Z}_{\text{ısı değiştirici}} + \dot{C}_{\text{ky,ısı değiştirici}}} = \frac{0,88 \text{ \$ / h}}{(0,88 + 47) \text{ \$ / h}} = 0,0184$$

olarak bulunur.

Sıcak su kaynatıcısı eksergoekonomik analizi:

Sıcak su kaynatıcısı buhar giriş ve yoğuşma suyu çıkış akımlarının maliyetleri eşitir,

$$c_{12} = c_{15} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ}$$

Sıcak su kaynatıcısına giren ve çıkan su hatları ürün olduğundan bu iki akımın birim ekserjisinin maliyeti birbirine eşittir,

$$c_{24} = c_{25}$$

Sıcak su kaynatıcısı için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_{12} \dot{E}_{12} + c_{25} \dot{E}_{25} + \dot{Z}_{\text{kaynatıcı}} = c_{15} \dot{E}_{15} + c_{24} \dot{E}_{24}$$

$$\left[1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ} \times (165.320 - 24.294) \text{ kJ/h} \right] + 0,35 \text{ \$/h} = \left[c_{24} \times (16.433 - 3.386) \text{ kJ/h} \right]$$

$$c_{24} = 2,32 \cdot 10^{-4} \text{ \$/kJ}$$

Sıcak su kaynatıcısında kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{\text{ky,kaynatıcı}} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ}$$

$$C_{\text{ky,kaynatıcı}} = c_{\text{ky,kaynatıcı}} \cdot E_{\text{ky,kaynatıcı}} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ} \times 127.979 \text{ kJ/h} = 2,43 \text{ \$/h}$$

Ekserji kaybı oranı,

$$y_{\text{ky,kaynatıcı}} = \frac{\dot{E}_{\text{ky,kaynatıcı}}}{\sum \dot{E}_{\text{ky}}} = \frac{35,55 \text{ kW}}{9852,31 \text{ kW}} = 0,0036$$

Eksergoekonomik faktör,

$$f_{\text{kaynatıcı}} = \frac{\dot{Z}_{\text{kaynatıcı}}}{\dot{Z}_{\text{kaynatıcı}} + \dot{C}_{\text{ky,kaynatıcı}}} = \frac{0,35 \text{ \$/h}}{(0,35 + 2,43) \text{ \$/h}} = 0,1259$$

olarak bulunur.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi eksergoekonomik analizi:

Absorpsiyonlu soğutma sistemi buhar giriş ve yoğuşma suyu çıkış akımlarının maliyetleri eşittir,

$$c_{13} = c_{16} = 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ}$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemine giren ve çıkan soğutma suyu hatları ürün olduğundan bu iki

akımın birim ekserjisinin maliyeti birbirine eşittir,

$$c_{26} = c_{27}$$

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ihtiyacı olan 20 kW'lık enerji ise türbinden karşılanacağından bu elektriğin birim ekserjisinin maliyeti, türbinde üretilen elektriğin maliyetine eşit olacaktır.

$$c_{w_i} = 2,7 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ}$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemi için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_{13} \dot{E}_{13} + c_{26} \dot{E}_{26} + c_{w_i} \dot{W}_{ASS} + \dot{Z}_{ASS} = c_{16} \dot{E}_{16} + c_{27} \dot{E}_{27}$$

$$\left[1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ} \times (4.628.951 - 680.232) \text{ kJ/h} \right] + \left[2,7 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ} \times 72.000 \text{ kJ/h} \right] + 45,03 \text{ \$/h} =$$

$$\left[c_{26} \times (1.991.233 - 929.249) \text{ kJ/h} \right]$$

$$c_{26} = 1,15 \cdot 10^{-4} \text{ \$/kJ}$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{ky,ASS} = c_{w_i} \cdot \frac{\dot{W}_{ASS}}{\dot{W}_{ASS} + \dot{E}_{13}} + c_{13} \frac{\dot{E}_{13}}{\dot{W}_{ASS} + \dot{E}_{13}}$$

$$c_{ky,ASS} = 2,7 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ} \cdot \frac{72.000 \text{ kJ/h}}{4.700.951 \text{ kJ/h}} + 1,9 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ} \cdot \frac{4.628.951 \text{ kJ/h}}{4.700.951 \text{ kJ/h}}$$

$$c_{ky,ASS} = 1,91 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ}$$

$$\dot{C}_{ky,ASS} = c_{ky,ASS} \cdot \dot{E}_{ky,ASS} = 1,91 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kJ} \times 2.958.735 \text{ kJ/h} = 56,51 \text{ \$/h}$$

Ekserji kaybı oranı,

$$y_{ky,ASS} = \frac{\dot{E}_{ky,ASS}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{821,87 \text{ kW}}{9852,31 \text{ kW}} = 0,0825$$

Eksergoekonomik faktör,

$$f_{ASS} = \frac{\dot{Z}_{ASS}}{\dot{Z}_{ASS} + \dot{C}_{ky,ASS}} = \frac{45,03 \$/h}{(45,03 + 56,51)\$/h} = 0,4435$$

olarak bulunur.

Alçak basınç pompası eksergoekonomik analizi:

Alçak basınç pompası giriş akımı maliyeti,

$$c_{17} = 1,9 \cdot 10^{-5} \$/kJ$$

Alçak basınç pompası ihtiyacı olan 3,65 kW'lık enerji ise türbinden karşılanacağından bu elektriğin birim ekserjisinin maliyeti, türbinde üretilen elektriğin maliyetine eşit olacaktır.

$$c_{w_t} = 2,7 \cdot 10^{-5} \$/kJ$$

Alçak basınç pompası için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_{17} \dot{E}_{17} + c_{w_t} \dot{W}_{ABP} + \dot{Z}_{ABP} = c_{18} \dot{E}_{18}$$

$$[1,9 \cdot 10^{-5} \$/kJ \times 1.517.797 \text{ kJ/h}] + [2,7 \cdot 10^{-5} \$/kJ \times 13.140 \text{ kJ/h}] + 0,29 \$/h = [c_{18} \times 1.526.875 \text{ kJ/h}]$$

$$c_{18} = 1,93 \cdot 10^{-5} \$/kJ$$

Alçak basınç pompasında kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{ky,ABP} = c_{w_t} \cdot \frac{\dot{W}_{ABP}}{\dot{W}_{ABP} + \dot{E}_{17}} + c_{17} \frac{\dot{E}_{17}}{\dot{W}_{ABP} + \dot{E}_{17}}$$

$$c_{ky,ABP} = 2,7 \cdot 10^{-5} \$/kJ \cdot \frac{13.140 \text{ kJ/h}}{1.530.037 \text{ kJ/h}} + 1,9 \cdot 10^{-5} \$/kJ \cdot \frac{1.517.797 \text{ kJ/h}}{1.530.037 \text{ kJ/h}}$$

$$c_{ky,ABP} = 1,91 \cdot 10^{-5} \$/kJ$$

$$\dot{C}_{ky,ABP} = c_{ky,ABP} \cdot \dot{E}_{ky,ABP} = 1,91 \cdot 10^{-5} \$/kJ \times 4.062 \text{ kJ/h} = 0,08 \$/h$$

Ekserji kaybı oranı,

$$y_{ky,ABP} = \frac{\dot{E}_{ky,ABP}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{1,13 \text{ kW}}{9852,31 \text{ kW}} = 0,0001$$

Eksergoekonomik faktör,

$$f_{ABP} = \frac{\dot{Z}_{ABP}}{\dot{Z}_{ABP} + \dot{C}_{ky,ABP}} = \frac{0,29 \$/h}{(0,29 + 0,08)\$/h} = 0,7838$$

olarak bulunur.

Havalandırıcı eksergoekonomik analizi:

Havalandırıcı giriş akımı maliyetleri,

$$c_{18} = 1,93 \cdot 10^{-5} \$/kJ$$

$$c_6 = 1,9 \cdot 10^{-5} \$/kJ$$

Havalandırıcı için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_6 \dot{E}_6 + c_{18} \dot{E}_{18} + \dot{Z}_{\text{havalandırıcı}} = c_{19} \dot{E}_{19}$$

$$[1,9 \cdot 10^{-5} \$/kJ \times 625.198 \text{ kJ/h}] + [1,93 \cdot 10^{-5} \$/kJ \times 1.526.875 \text{ kJ/h}] + 0,59 \$/h = [c_{19} \times 2.127.428 \text{ kJ/h}]$$

$$c_{19} = 1,97 \cdot 10^{-5} \$/kJ$$

Havalandırıcıda kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{ky,\text{havalandırıcı}} = c_6 \cdot \frac{\dot{E}_6}{\dot{E}_6 + \dot{E}_{18}} + c_{18} \frac{\dot{E}_{18}}{\dot{E}_6 + \dot{E}_{18}}$$

$$c_{ky,\text{havalandırıcı}} = 1,9 \cdot 10^{-5} \$/kJ \cdot \frac{625.198 \text{ kJ/h}}{2.152.073 \text{ kJ/h}} + 1,93 \cdot 10^{-5} \$/kJ \cdot \frac{1.526.875 \text{ kJ/h}}{2.152.073 \text{ kJ/h}}$$

$$c_{ky,\text{havalandırıcı}} = 1,92 \cdot 10^{-5} \$/kJ$$

$$\dot{C}_{ky,\text{havalandırıcı}} = c_{ky,\text{havalandırıcı}} \cdot \dot{E}_{ky,\text{havalandırıcı}} = 1,92 \cdot 10^{-5} \$/kJ \times 24.645 \text{ kJ/h} = 0,47 \$/h$$

Ekserji kaybı oranı,

$$y_{ky,\text{havalandırıcı}} = \frac{\dot{E}_{ky,\text{havalandırıcı}}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{6,85 \text{ kW}}{9852,31 \text{ kW}} = 0,0007$$

Eksergoekonomik faktör,

$$f_{\text{havalandırıcı}} = \frac{\dot{Z}_{\text{havalandırıcı}}}{\dot{Z}_{\text{havalandırıcı}} + \dot{C}_{\text{ky,havalandırıcı}}} = \frac{0,59 \$/\text{h}}{(0,59 + 0,47)\$/\text{h}} = 0,5566$$

olarak bulunur.

Yüksek basınç pompası eksergoekonomik analizi;

Yüksek basınç pompası giriş akımı maliyeti,

$$c_{19} = 1,97 \cdot 10^{-5} \$/\text{kJ}$$

Yüksek basınç pompası ihtiyacı olan 13 kW'lık enerji ise türbinden karşılanacağından bu elektriğin birim ekserjisinin maliyeti, türbinde üretilen elektriğin maliyetine eşit olacaktır.

$$c_{w_t} = 2,7 \cdot 10^{-5} \$/\text{kJ}$$

Yüksek basınç pompası için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_{19} \dot{E}_{19} + c_{w_t} \dot{W}_{\text{YBP}} + \dot{Z}_{\text{YBP}} = c_4 \dot{E}_4$$

$$[1,97 \cdot 10^{-5} \$/\text{kJ} \times 2.127.428 \text{ kJ/h}] + [2,7 \cdot 10^{-5} \$/\text{kJ} \times 46.800 \text{ kJ/h}] + 0,44 \$/\text{h} = [c_4 \times 2.160.823 \text{ kJ/h}]$$

$$c_4 = 2,01 \cdot 10^{-5} \$/\text{kJ}$$

Yüksek basınç pompasında kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{\text{ky,YBP}} = c_{w_t} \cdot \frac{\dot{W}_{\text{YBP}}}{\dot{W}_{\text{YBP}} + \dot{E}_{18}} + c_{18} \frac{\dot{E}_{18}}{\dot{W}_{\text{YBP}} + \dot{E}_{18}}$$

$$c_{\text{ky,YBP}} = 2,7 \cdot 10^{-5} \$/\text{kJ} \cdot \frac{46.800 \text{ kJ/h}}{2.174.228 \text{ kJ/h}} + 1,97 \cdot 10^{-5} \$/\text{kJ} \cdot \frac{2.127.428 \text{ kJ/h}}{2.174.228 \text{ kJ/h}}$$

$$c_{\text{ky,YBP}} = 1,99 \cdot 10^{-5} \$/\text{kJ}$$

$$\dot{C}_{\text{ky,YBP}} = c_{\text{ky,YBP}} \cdot \dot{E}_{\text{ky,YBP}} = 1,99 \cdot 10^{-5} \$/\text{kJ} \times 13.405 \text{ kJ/h} = 0,27 \$/\text{h}$$

Ekserji kaybı oranı,

$$y_{\text{ky,YBP}} = \frac{\dot{E}_{\text{ky,YBP}}}{\sum \dot{E}_{\text{ky}}} = \frac{3,72 \text{ kW}}{9852,31 \text{ kW}} = 0,0004$$

Eksergoekonomik faktör,

$$f_{YBP} = \frac{\dot{Z}_{YBP}}{\dot{Z}_{YBP} + \dot{C}_{ky,YBP}} = \frac{0,44 \$/h}{(0,44 + 0,27)\$/h} = 0,6197$$

olarak bulunur.

Besi pompası eksergoekonomik analizi:

Besi pompası giriş akımı maliyeti,

$$c_{21} = 8,73 \cdot 10^{-4} \$/kJ$$

Besi pompası ihtiyacı olan 17,2 kW'lık enerji ise türbinden karşılanacağından bu elektriğin birim ekserjisinin maliyeti, türbinde üretilen elektriğin maliyetine eşit olacaktır.

$$c_{W_t} = 2,7 \cdot 10^{-5} \$/kJ$$

Yüksek basınç pompası için maliyet denklemini yazarsak,

$$c_{21} \dot{E}_{21} + c_{W_t} \dot{W}_{BP} + \dot{Z}_{BP} = c_3 \dot{E}_3$$

$$[8,73 \cdot 10^{-4} \$/kJ \times 6.887 \text{ kJ/h}] + [2,7 \cdot 10^{-5} \$/kJ \times 61.920 \text{ kJ/h}] + 0,44 \$/h = [c_3 \times 16.744 \text{ kJ/h}]$$

$$c_3 = 4,85 \cdot 10^{-4} \$/kJ$$

Besi pompasında kayıp ekserji maliyeti,

$$c_{ky,BP} = c_{W_t} \cdot \frac{\dot{W}_{BP}}{\dot{W}_{BP} + \dot{E}_{21}} + c_{21} \frac{\dot{E}_{21}}{\dot{W}_{BP} + \dot{E}_{21}}$$

$$c_{ky,BP} = 2,7 \cdot 10^{-5} \$/kJ \cdot \frac{61.920 \text{ kJ/h}}{68.807 \text{ kJ/h}} + 8,73 \cdot 10^{-4} \$/kJ \cdot \frac{6.887 \text{ kJ/h}}{68.807 \text{ kJ/h}}$$

$$c_{ky,BP} = 1,12 \cdot 10^{-4} \$/kJ$$

$$\dot{C}_{ky,BP} = c_{ky,BP} \cdot \dot{E}_{ky,BP} = 1,12 \cdot 10^{-4} \$/kJ \times 52.063 \text{ kJ/h} = 5,83 \$/h$$

Ekserji kaybı oranı,

$$y_{ky,BP} = \frac{\dot{E}_{ky,BP}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{14,46 \text{ kW}}{9852,31 \text{ kW}} = 0,0015$$

Eksergoekonomik faktör,

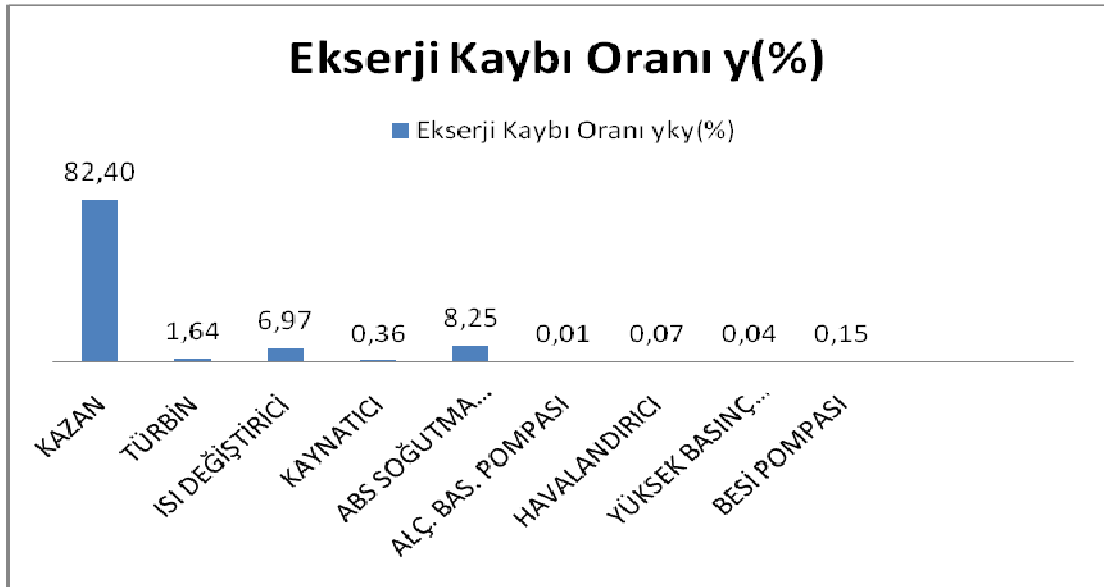
$$f_{BP} = \frac{\dot{Z}_{BP}}{\dot{Z}_{BP} + \dot{C}_{ky,BP}} = \frac{0,44 \text{ \$/h}}{(0,44 + 5,83)\text{\$/h}} = 0,0702$$

olarak bulunur.

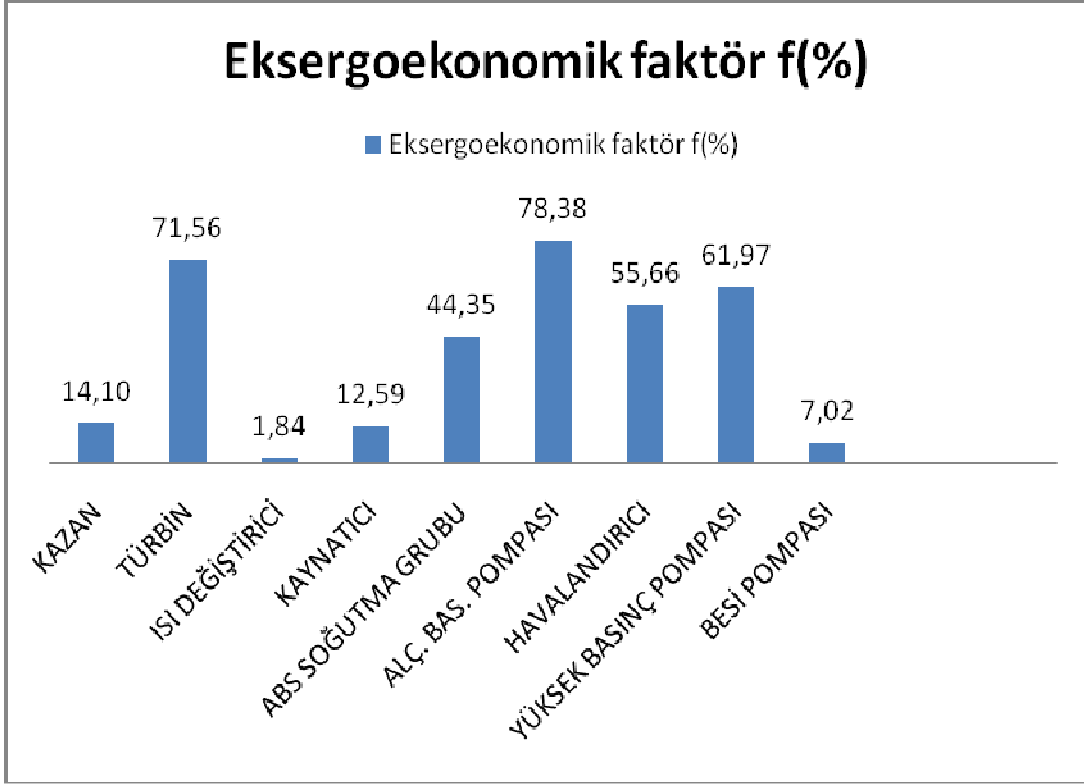
Trijenerasyon sisteminde bulunan ekipmanların termoekonomik parametreleri aşağıdaki tabloda görülmektedir.

Çizelge 4.30 Trijenerasyon sisteminde incelenen bileşenler için hesaplanan termoekonomik değerler

Maliyetler	KAZAN	TÜRBİN	ISI DEĞİŞTİRİCİ	SICAK SU KAYNATICISI	ABS SOĞUTMA GRUBU	ALÇ. BAS. POMPASI	HAVALANDIRICI	YÜKSEK BASINÇ POMPASI	BESİ POMPASI
Ekserji Kaybı Miktarı E_{ky} (kW)	8.120,00	161,58	687,15	35,55	821,87	1,13	6,85	3,72	14,46
Ekserji Kaybı Oranı y_{ky} (%)	82,40	1,64	6,97	0,36	8,25	0,01	0,07	0,04	0,15
Seviyelendirilmiş İlk Yatırım, İşletme ve Bakım Maliyeti Z (\\$/h)	483,18	27,81	0,88	0,35	45,03	0,29	0,59	0,44	0,44
Eksergoekonomik faktör f (%)	72,70	52,02	0,79	5,84	25,57	61,70	35,11	41,90	5,81



Şekil 4.14 Trijenerasyon sisteminde incelenen ekipmanlar için ekserji kaybı oranları



Şekil 4.15 Trijenerasyon sisteminde incelenen ekipmanlar için eksergoekonomik faktörlerin karşılaştırılması

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bir sistem mühendislik yaklaşımıyla incelendiğinde, sadece termodinamik açıdan incelenmesi ve bu inceleme ışığında sistemlerin birbirleriyle kıyaslanması pek doğru olmaz. Termodinamik incelemede, maliyetler dikkate alınmaz. Sistemin performansı termodinamik açıdan iyileştirilirken, sistemin yatırım maliyeti çok artabilir. Aynı mantıkla sadece yatırım maliyeti göz önünde bulundurulursa, sistemin performansı düşer ve bu da sistemin işletme maliyetinin artmasına sebep olur. Bu nedenle termodinamik analiz ile maliyet etkisi birlikte düşünülerek optimum tasarım parametreleri belirlenmelidir. Bu tarife en uygun yöntemlerden biri de bu çalışmada uygulanan termoeconomik analizdir.

Bu çalışmada, mevcut bir ilaç fabrikasına, en uygun olabilecek trijenerasyon sisteminin parametreleri belirlenmiş ve bu parametreler doğrultusunda termoeconomik analiz yöntemiyle bütün ekipmanlar değerlendirilmiştir.

Tasarlanan trijenerasyon sistemi ile mevcut sistem işletme maliyeti temelinde karşılaştırıldığında enerjiden yılda 605.149\$ tasarruf edilebileceği tespit edilmiştir.

Mevcut tesiste, tasarımı yapılan trijenerasyon sisteminin yatırımı iki farklı senaryo düşünülerek fizibilitesi yapılmıştır. Bunların ilki, yatırım maliyeti en yüksek olan ana ekipmanların (buhar kazanı ve absorpsiyonlu soğutma üniteleri) herhangi bir arıza durumunda fabrikanın çalışmasına devam etmesini sağlamak amacıyla yedekli olarak kurulmasıdır. Bu durumda, 4.194.200\$'lık yatırım faizler de hesaba katıldığında 602.451 \$'lık geri ödeme planı ile kendini 8 senede kendini geri ödeyebilmektedir ve sistem ömrü olan 25 yıl sonunda kümülatif kazanç 39.644.974 \$ olacaktır. Diğer bir senaryo ise arıza durumunda fabrikanın yarı kapasiteyle çalıştırılmasını göz önüne almak durumudur. Bu durumda ana ekipmanlar yedeksiz (buhar kazanı ve absorpsiyonlu soğutma üniteleri) olarak yatırıma dahil edilmiştir. Bu durumda ise, 3.347.133 \$'lık yatırım faizler de hesaba katıldığında 539.810 \$'lık geri ödeme planı ile kendini 7 senede geri ödeyebilmektedir ve sistem ömrü olan 25 yıl sonunda kümülatif kazanç 52.148.337 \$ olacaktır.

Çalışmanın ikinci aşamasında ise tasarlanan trijenerasyon sisteminin termoeconomik incelemesi ve değerlendirilmesi yapılmıştır. Hesaplanan termoeconomik parametreler doğrultusunda yapılabilecek iyileştirmeler ve hangi ekipmanların daha öncelikli iyileştirilebileceği gibi yorumlar yapılabilmektedir.

Trijenerasyon sisteminde, ekserji kaybının en fazla olduğu ekipmanın buhar kazanı olduğu tespit edilmiştir. Aynı zamanda buhar kazanı eksergoekonomik faktörün en düşük olduğu ekipmanlardan biridir. Eksergoekonomik faktörün düşük oluşu, buhar kazanında iyileştirme yapılabileceğinin bir göstergesidir. Bu noktada yeni seçilecek kazanların verimlerinin yüksek olması sistem performansı açısından çok önemlidir. Buhar kazanı verimini etkileyen en önemli üç değişken fazla hava miktarı, baca gazı sıcaklığı ve besi suyu sıcaklığıdır. Eğer kurulu bir sistemde iyileştirme yapılacaksa, ek bir yatırım ile baca gazı sıcaklığından faydalanarak besi suyu ısıtmak, verimi artıracak bir yatırım olacaktır.

Buhar türbinindeki ekserji kaybı buhar kazanına göre düşük olmakla beraber, eksergoekonomik faktör parametresi diğer ekipmanlara göre oldukça yüksektir. Bu ekipmanda yapılacak performans artışını sağlayacak bir iyileştirme yatırım maliyetini artıracığı gibi sistem performansını diğer ekipmanlara göre çok az etkileyeceğinden iyileştirme önceliği sonlarda olan ekipmanlar arasında sayılabilir.

Proses ısı değiştiricisi eksergoekonomik faktör parametresinin çok düşük oluşu ve sistemin ekserji kaybında %6,97'lik paya sahip oluşu bu ekipmanın performansının diğer ekipmanlara göre kolay artırılacağı ve bu iyileştirme sonucunda sistem performansında artış sağlayacağı söylenebilmektedir. Bu sonuca göre proses ısı değiştiricisi, sistemde iyileştirme önceliği olan ekipmanlar arasında sayılabilir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi sistemin ekserji kaybında %8,25'lik bir paya sahip olmasına rağmen, eksergoekonomik faktör parametresi proses ısı değiştiricisine oranla oldukça yüksektir. Bu da ekipmanda iyileştirme yapmanın zor ve maliyetli olacağını bize göstermektedir. Bu sebeplerden ötürü absorpsiyonlu soğutma sisteminin iyileştirme önceliği orta sıralardadır.

Yukarıda değerlendirilen ekipmanlar dışındaki ekipmanların sistemin ekserji kaybındaki payları çok düşük olduğundan, ekipmanlar üzerinde yapılacak iyileştirmeler sistem performansını etkilemeyeceği gibi maliyeti artırıcı iyileştirmeler olarak karşımıza çıkacaklardır. Bu sebeplerden ötürü iyileştirme önceliği sıralamasında sonlarda yer almaktadırlar.

KAYNAKLAR

Arıkol, M. (1985), Enerji Analizine Giriş, Mae, Gebze

Bandyapadhyay S., Bera N.C. ve Bhattacharyya S., (2001), "Thermoeconomic Optimization of Combined Cycle Power Plants", Energy Conversion and Management, 42:359-371

Benelmir B., Feidt M., (1998), "Energy Cogeneration Systems and Energy Management Strategy", Energy Conversion and Management, 39:1791-1802

Bejan, A. (1997), Advanced Engineering Thermodynamics, Wiley & Sons, New York

Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M. (1996), Thermal Design & Optimization, John Wiley&Sons, USA

Çengel, Y. ve Boles, M.A. (1994), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür, İstanbul

Çetin, B., (2005), "Çok Amaçlı Enerji Üretim Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu", Doktora Tezi, İstanbul

Çomaklı, K., Karşlı, S. ve Yılmaz, M. (2004), "Termal Sistemlerin Ekserjetik Analizi", Termodinamik Dergisi, 11:94-98

Diñçer, İ. (2000), "Thermodynamics, Exergy and Enviromental Impact", Energy Conversion and Management, 38:685-696

Diñçer, İ. (2000), "The Role of Exergy in Energy Policy Making", Energy Policy, 30:137-149

Erdem H.H., (2002), "Türkiye'de Alternatif Santral Kapasitelerinin ve Bölgelere Göre Dağılımlarının Optimizasyonu", Doktora Tezi, İstanbul

Erdem H.H., Sevilgen S.H., Çetin B. ve Akkaya A.V., (2004), "Kojenerasyon Sistemlerinin Yakıt Fiyatlarının ve Birim Yakıt Maliyetlerinin Analizi", Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi, sayı 1, sayfa 128-138

Havelsky V., (1999), "Energetic Efficiency of Cogeneration Systems for Combined Heat, Cold and Power Production", International Journal of Refrigeration, vol.22, pp.479-485

Hernandez-Santoyo J., Sanchez-Cifuentes A., (2003), "Trigeneration: An Alternative for Energy Savings", Applied Thermal Engineering, 76:219-227

Huang Y.C., Hung C.I. ve Chen C.K., (2000), "Exergy Analysis for a Combined System of Steam-injected Gas Turbine Cogeneration and Multiple-effect Avaporation", Proc Instn Mech Eng., vol. 204, Part A

Kotas, T.J. (1995), The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Kriger Publishing Comp, USA

KWon Y., KWak H. ve Oh S., (2001), "Exergoeconomic Analysis of Gas Turbine Cogeneration Systems", Exergy, vol. 1, pp. 31-40

- Misra R.D., Sahoo P.K. ve Gupta A., (2006), "Thermoeconomic Evaluation and Optimization of An Aqua-Ammonia Vapour-Absorption Refrigeration System", *International Journal of Refrigeration*, 29:47-59
- Odyakmaz, O. (2005), "İstanbul'daki Bir Turizm Tesisinin İklimlendirme Tesisatının Termoekonomik Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul
- Rivero, R. ve Anaya A. (1997), "Exergy Analysis of Industrial Processes: Energy-Economy-Ecology", *Latin American Applied Research*, 27:191-205
- Schmidt, F.W., Henderson, R.E. ve Wolgemuth, C.H. (1993), *Introduction to Thermal Sciences*, John Wiley&Sons, Canada,
- Sevilgen S.H., (2002), "Enerji Üretim Sistemlerinin Eksergoekonomik Analizi", Doktora Tezi, İstanbul Üniversitesi
- Silveria J.L., Tuna C.E., (2003), "Thermoeconomic Analysis Method for Optimization of Combined Heat and Power Systems", *Progress in Energy and Combustion Science*, 29:479-485
- Sonntag, R.E, Borgnakke, C. ve Wylen, G.J.V. (1997), *Fundamentals of Thermodynamics*, John Wiley&Sons, USA
- Szargut, J., Morris, R.D. ve Steward, R.F. (1998), *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*, Hemisphere, New York
- Telli, Z. K. (1984), *Termodinamik*, Isparta Mühendislik Fakültesi Yayınları, Isparta
- Temir, G. Ve Bilge, D. (2004), "Thermodynamic Analysis of a Trigeneration System", *Applied Thermal Engineering*, 24:2689-2699
- Todd, J.P. ve Ellis, B.E. (1976), *An Introduction to Thermodynamics for Engineering Technologists*, John Wiley&Sons, Canada
- Valdes M., Duran D.M. ve Rovira A., (2003), *Thermoeconomic Optimization of Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) Power Plants Using Genetic Algorithms*, *Applied Thermal Engineering*, 23:2169-2182
- Wark, K. (1995), *Advanced Thermodynamics for Engineers*, McGraw-Hill, USA

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 12.01.1985

Doğum yeri İstanbul

Lise 1998-2002 Kadir Has Anadolu Lisesi

Lisans 2002-2006 Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makina Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2006-2009 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

2002-2008 Tetisan Endüstriyel Klima LTD. ŞTİ