

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TERMİK SANTRALİN EKSERJİ ANALİZİ

Mak. Müh. Fatih ÜNAL

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında

Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Yrd.Doç. Dr. Derya Burcu Tümer ÖZKAN

İSTANBUL, 2009

İÇİNDEKİLER

Simgeler listesi	iv
KISALTMA LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	viii
ÖZET	ix
ABSTRACT	x
1. GİRİŞ	1
2. TERMODİNAMİĞİN TEMEL KAVRAMLARI VE BAĞINTILAR	4
2.1 Termodinamiğin 1.Kanunu	5
2.2 Sürekli Akışlı Açık Sistem	6
2.2.1 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerde Enerjinin Korunumu	7
2.3 Termodinamiğin 2. Kanunu	8
2.3.1 Clasius ve Kelvin-Planck İfadeleri	9
2.3.2 Entropi	11
2.3.2.1 Sürekli akışlı Açık Sistem İçin Entropi Dengesi	13
2.3.2.2 Saf Maddeler İçin Entropi Değişimi	14
2.3.2.3 Sıvı ve Katıların Entropi Dengesi	14
2.3.2.4 Mükemmel Gazların Entropi Değişimleri	14
2.3.2.5 Entropi Değişiminin Nedenleri ve Sonuçları	15
2.3.3 Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Çözümlemesi	15
2.4 Yanma ve yakıt ile ilgili analizler	17
3. TERMOEKONOMİK ÇÖZÜMLEME YÖNTEMİ	21
3.1 Termoekonomik Çözümleme Yöntemi	22
3.2 Kullanılabilirlik	22
3.3 Tersinir İş ve Tersinmezlik	23
3.4 Ekserji	24
3.4.1 Ekserji Bileşenleri	26
3.4.1.1 Fiziksel Ekserji	27
3.4.1.2 Kimyasal Ekserji	27
3.5 Ekserji Kaybı ve Yıkımı	28
3.6 Ekserji Maliyeti	29
3.7 Termoekonomik Faktör	30
4. TERMİK SANTRALE TERMOEKONOMİK ANALİZ UYGULAMASI	32
4.1 Termik santralin ünite bileşenleri enerji dengeleri	35

4.2	Santraldeki Akımların Ekserji Dengeleri.....	45
4.2.1	Santraldeki Akımların Fiziksel Ekserjileri	45
4.2.2	Santraldeki Akımların Kimyasal Ekserjileri.....	55
4.2.3	Santraldeki Ekipmanların Ekserji Kayıplarının Bulunması	61
4.3	Termik Santral Sisteminin Ekonomik Açıdan İncelenmesi	64
4.3.1	Santralin Ekserji Ve Eksergoekonomik Analizi	65
4.3.2	Santral Ekipmanlarında Akım Maliyetlerinin ve Eksergoekonomik Parametrelerinin Hesaplanması	69
5.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER	86
KAYNAKLAR.....		88
ÖZGEÇMİŞ.....		891

Simgeler listesi

A	Bir değere getirilme faktörü, birimsiz
C	Ekserji fiyatı, \$/kj
c	Birim ekserji fiyatı, \$/kj.kg
C	Özgöl ısı, kJ/°C
$CELF$	Sabit eskalasyon düzeltme faktörü, birimsiz
CRF	Kapital geri kazanım faktörü, birimsiz
E	Enerji, kW
E	Ekserji, kW
e	Spesifik ekserji, kj/kg
f	Termoekonomik(eksergoekonomik) faktör, birimsiz
g	Yer çekim ivmesi, m/s ²
h	Entalpi, kj/kg
I	Tersinmezlik, kJ
i	Özgöl tersinmezlik, kj/kg
m	Kütleli debi, kg/s
Q	Isı enerjisi, kJ
P	Basınç, Pa
S	Entropi, kJ/K
s	Entropi, kj/kgK
T	Sıcaklık, °C, K
V	Hız, m/s
V	Hacim, m ³
v	Özgöl hacim, m ³ /kg
W	İş, J
y	Yok edilen ekserji oranı, birimsiz
Z	Toplam maliyet değeri, \$
z	Yükseklik, m
ρ	Yoğunluk, kg/ m ³

KISALTMA LİSTESİ

ABT	Alçak basınç türbini
OBT	Orta basınç türbini
YBT	Yüksek basınç türbini
ABSI	Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı
YBSI	Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı
GHM	Gerekli hava miktarı
KBP	Kazan besleme suyu pompası
KTP	Kondenser tahliye pompası
KH	Kontrol hacmi
MHM	Minimum hava miktarı
hfk	Hava fazlalık katsayısı
BG	Baca gazı
PH	Fiziksel ekserji
CH	Kimyasal ekserji
PT	Potansiyel ekserji
KN	Kinetik ekserji

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Sistem, sınır ve çevre(Apak, E.,2007).....	4
Şekil 2.2 Kapalı Sistem şematik görünümü	5
Şekil 2.3 Açık Sistem şematik görünümü	5
Şekil 2.4 Clausius ifadesinin şematik görünümü	10
Şekil 2.5 Kelvin-Planck ifadesini şematik görünümü	11
Şekil 3.1 Kullanılabilirlik kavramının şematik gösterimi	22
Şekil 3.2 Tersinir iş ve kullanılabilirlik arasındaki ilişki	23
Şekil 4.1 Termik santralin ünite akış diyagramı.....	33
Şekil 4.2 Buhar kazanı şematik görünümü.....	35
Şekil 4.3 Yüksek basınç türbini şeması.....	38
Şekil 4.4 Orta basınç türbini şeması.....	38
Şekil 4.5 Alçak basınç türbini şeması.....	39
Şekil 4.6 Kondenser (Yoğusturucu) Şeması.....	40
Şekil 4.7 Ejektör şematik görünümü	40
Şekil 4.8 Glend kondenser şematik görünümü.....	41
Şekil 4.9 I no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı (ABSI) şematik görünümü.....	41
Şekil 4.10 I no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı şematik görünümü	42
Şekil 4.11 III no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı şematik görünümü.....	42
Şekil 4.12 IV no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı şematik görünümü.....	43
Şekil 4.13 Degazör şematik görünümü	43
Şekil 4.14 I no' lu yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı (YBSI) şematik görünümü.....	44
Şekil 4.15 II no' lu yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı (YBSI) şematik görünümü	44
Şekil 4.16 Kondenser tahliye pompası (KTP) şematik görünümü	45
Şekil 4.17 Kazan besleme suyu pompası (KBP) şematik görünümü	45
Şekil 4.18 Ünite bileşenleri için giren ve çıkan enerjiler	79
Şekil 4.19 Ünite bileşenleri için giren ve çıkan ekserjiler.....	80
Şekil 4.20 Ünite bileşenleri için enerji kayıp oranları.....	81
Şekil 4.21 Ünite bileşenleri için ekserji kayıp oranları	82
Şekil 4.22 Ünite bileşenlerine ait Parasal Giderler.....	84
Şekil 4.23 Ünite bileşenlerine ait kayıp ekserji maliyetleri.....	84
Şekil 4.24 Ünite bileşenlerine ait eksergoekonomik faktörlerin karşılaştırılması.....	85

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Bazı Yakıtların bileşen analizi(Arslan, O. vd.,2005)	17
Çizelge 2.2 Bazı yakıtların giren ve çıkan bileşenlerine ait katsayılar(Arslan, O. vd.,2005). .	18
Çizelge 3 1 Enerji ve ekserji arasındaki başlıca farklar(Çengel vd, 2002-Hepbaşlı, A.,2003)	26
Çizelge 4.1 Üniteye ait belirlenen düğüm noktaları değerleri.....	34
Çizelge 4.2 Üniteye ait KTP ve KBP verileri.....	35
Çizelge 4.3 Baca gazı bileşenlerine ait entalpi değerleri.....	36
Çizelge 4.4 Baca gazı bileşenlerinin termodinamik özellikleri	46
Çizelge 4.5 Bazı gazların standart kimyasal ekserjileri.....	56
Çizelge 4.6 Termik santralin ünitesine ait enerji ve ekserji değerleri	60
Çizelge 4.7 Santraldeki ekipman maliyetleri.....	65
Çizelge 4.8 Ünite bileşenleri için giren ve çıkan enerji değerleri	78
Çizelge 4.9 Ünite bileşenleri için giren ve çıkan ekserji değerleri.....	79
Çizelge 4.10 Ünite bileşenleri için enerji kayıp oranları.....	80
Çizelge 4.11 Ünite bileşenleri için ekserji kayıp oranları	81
Çizelge 4.12 Ünite bileşenlerine ait Z(\$/h), C(\$/h) ve f değerleri.....	83

ÖNSÖZ

Dünya’da hızlı nüfus artışı ve teknolojik gelişmeler neticesinde enerjinin tasarruflu kullanılma zorunluluğu doğmuştur. Enerji denilince akla ilk gelen kavram ise şüphesiz elektrik enerjisidir. Buna bağlı olarak ülkemiz açısından bakılınca, Türkiye gelişmekte olan bir ülke olup elektrik ihtiyacının büyük bir bölümünü dünyadaki bir çok ülke gibi düşük kalorili linyitlerin kullanıldığı termik santraller vasıtası ile karşılamaktadır. Globalleşen dünyada ülkelerin yerine getirmekle olduğu bazı yükümlülükler bulunmaktadır. Bu yükümlülükler gerek çevreyi korumak gerekse enerjiyi en verimli şekilde kullanmak şeklinde sıralanabilir. Bu nedenle bilim adamları ve mühendisler enerji tasarrufu sağlama, enerjiyi verimli kullanma ve çevreyi koruyan sistemlerin tasarımı yada mevcut sistemlerin iyileştirilmesi konusunda büyük uğraşlar vermektedirler. Bu bağlamda enerji konusunda dışa bağımlı olan ülkemizde termik santrallerin varlığı zorunlu bir ihtiyaç olmakla beraber, bir çok santralimizde bazı revizyonların yapılması ve çeşitli iyileştirmelerin yapılması gerekmektedir.

Bu çalışmada ise ülkemizde çalışmakta olan bir termik santralin II. Ünitesine termodinamiğin birinci ve ikinci yasası ışığında enerji, ekserji ve termoekonomik analiz metoduyla eksergoekonomik analiz uygulanıp bu analizler neticesinde santralin ünitesindeki kayıplar ve yerleri tespit edilmeye çalışılmıştır. Yapılan belirlemelere bağlı olarak verimliliğin arttırılması için yapılması gereken değişiklikler veya yapılabilecek iyileştirmeler üzerinde durulmuştur.

Bu çalışma sırasında desteği ve yönlendirmeleri ile bana yardımcı olan sayın hocam Yrd. Doc. Dr. Derya Burcu Tümer ÖZKAN’ a, yardımları için sayın hocam Prof. Dr. Galip TEMİR’ e, araştırmalarımda desteklerini esirgemeyen sayın hocalarım Prof. Dr. Ramazan Köse ve Yrd. Doc. Dr. Oğuz ARSLAN’ a, Tübitak MAM’ da görevli makine mühendisleri Ufuk KAYAHAN ve Serhat GÜL’ e, termik santral çalışanlarına ve benden hiçbir zaman sevgisini ve desteğini esirgemeyen eşim Özge ÜNAL, oğlum Enes Kubilay ÜNAL, bugünlere gelmeme neden olan annem Meryem ÜNAL, babam Osman ÜNAL, ağabeylerim Hasan Ünal, Mehmet ÜNAL ve tüm aileme teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Bu çalışmada Türkiye’de çalışmakta olan bir termik santralin II. ünitesine termoekonomik metodu uygulanarak ünite ekipmanlarının her birinin termoekonomik analizi ve değerlendirilmesi yapılmıştır.

Yapılacak olan analizin daha kolay anlaşılması için başlangıçta genel termodinamik kavramları ve bağıntıları özetlenmiştir. Daha sonra enerji, ekserji, ekserji komponentleri ve termoekonomik hesaplama yöntemi bağıntıları ile verilerek özetlenmiştir.

Uygulama bölümünde ise termik santralin ünitesinde belirlenen yirmi yedi düğüm noktasının termodinamik özellikleri belirlenmiş, bu belirlemelere göre her bir düğümün enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Bulunan sonuçlar ile her ekipmanın ayrı ayrı enerji ve ekserji dengeleri kurularak ortalama ekserji maliyetleri belirlenmiş, kayıp ve tahrip olan enerji ve ekserjiler bulunmuş, yok olan ekserji oranı belirlenerek eksergoekonomik faktörler çıkarılmıştır. Bütün bu verilerin doğrultusunda sonuçlar grafiksel olarak değerlendirilmiş ve ekipmanlar birbirleri ile karşılaştırılmıştır.

Son kısmında ise sonuçlar arasında bağlantı kurularak düzeltme yapılabilecek ekipmanlar belirtilerek çözüm önerileri verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ekserji analizi, termoekonomik analiz, termik santral, ikinci kanun analizi

ABSTRACT

In this study thermoeconomic analysis and evaluation of each unit of a thermal power plant, running in Turkey, is done to II. unit by applying the method of thermoeconomic.

In order to make it easier to be understood general thermodynamic concepts and correlations of the analysis which is going to be done are summerized from the beginning. Then energy, exergy, components of exergy and correlations of thermoeconomic calculation methods have been summarized.

In application section, thermodynamic features of twenty seven knot points detected at unit of thermal power plant have been defined, each knot's energy and exergy values have been calculated according to the findings. With the results gained, every equipment avarage exergy costs have been determined by setting energy and exergy balances, lost and destroyed energy and exergies have been found, exergoeconomic factors have been put out by determining the eliminated exergy ratio. Results have been evaluated graphically and equipments have been compared to each other according to these data.

At the last part solution offers have been given by determining editible equipments by making a connection among results.

Key Words : Exergy analysis, thermoeconomic analysis, thermal power plant, second law analysis

1. GİRİŞ

Dünyadaki hızlı nüfus artışı ve sanayileşmenin gelişimine bağlı olarak doğal kaynaklara ve enerjiye olan ihtiyaç giderek artmaktadır. Enerji ihtiyacının büyük bir kısmının fosil kökenli enerji kaynaklarından karşılanıyor olması, paralelinde birçok çevresel probleminde ortaya çıkmasına sebep olmaktadır. Bunun sonucunda, fosil kökenli enerji kaynaklarının tükenecek olması göz önünde bulundurulduğunda, çevresel olumsuzlukları az olan ve kaynak kısıtlılığı göstermeyen yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmek ve enerji verimliliği üzerine çalışmak gerektiği açıkça görülmektedir. Bu bağlamda enerji kullanımında verimliliği artıracak ve enerji yoğunluğunu düşürecek önlemlerin alınması ülkelerin öncelikli hedefleri arasına girmiştir. Yani, sürdürülebilir kalkınmanın temel taşı olan enerjinin; zamanında, kesintisiz, yeterli ve düşük maliyetle temini hususu önemini giderek artırmaktadır.

Günümüzde teknolojinin gelişimi ve dünya nüfusunun artması sonucu enerji gereksinimi gittikçe büyümektedir. Buna karşılık dünyada kullanılan klasik enerji rezervleri gelecek bir zamanda gereksinimi karşılayamaz ve oldukça pahalı hale gelecektir. Bu nedenle, mevcut enerji kaynaklarını daha verimli kullanmak ve alternatif enerji türlerini geliştirmek mecburiyeti ortaya çıkmaktadır. Bugün sanayinin ihtiyaç duyduğu enerji üretimi fosil (petrol, kömür ve doğal gaz) ile nükleer yakıtlardan sağlanmaktadır. Fosil yakıtların sebep olduğu lojistik (taşıma ve dağıtım gibi) ve çevre kirliliği (atmosferde artan CO₂ dolayısıyla sera etkisi, SO₂ ve NO_x gazlarının sebep olduğu asit yağmuru vs.) problemleri, bu tip yakıtların kullanımını sınırlandırabilirler. Bu yüzden 20. yüzyılın ikinci yarısında alternatif enerji kaynakları araştırılması ve mevcut enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması çalışmaları yoğun bir şekilde artmıştır (Ertesvag, I.S., 2000, Koçyiğit, E., 2004).

Son yıllarda, endüstride üretilen ısının büyük bir bölümü atık su veya atık buhar olarak atmosfere atılmakta, dolaylı olarak da çevre kirliliğine sebebiyet vermektedir. Çevresel problemler; konular ve kaygılar, kirleticiler, zararlı ve yerellikten küreselliğe doğru eko-sistemi etkileyen faktörler bazında hızla artmaktadır. Çoğu çevresel konuların sebebi enerji üretimi, dönüşümü ve enerjinin kullanımından kaynaklanmaktadır. Enerjinin sebep olduğu bazı önemli sorunlar; önemli çevresel kazalar, su kirliliği, deniz kirliliği, arazi kullanımı, radyasyon ve radyoaktivite, katı atık yönetimi, zararlı hava kirleticiler, kullanım havasının kalitesi, asit tortuları, stratosferik ozon yırtılması, küresel iklim değişikliği şeklinde sıralanabilir (Rosen, M. A. and Dincer, I., 1999, Yin, J. vd., 2000).

Ülkelerin sürdürülebilir kalkınması için gerekli olan enerji kullanımı küresel ısınma, asit

yağmurları, ozon tabakasının delinmesi, iklim değişimi gibi çevre felaketlerine sebep olmaktadır. Ayrıca enerjinin yoğun kullanımı, özellikle başlıca enerji kaynaklarımızdan olan fosil yakıtların rezervlerinin sınırlı olması, tükenme eğilimlerinde olmaları ve bunun sonucu olarak giderek fiyatlarının sürekli artmasından dolayı ekserji terimi ve ekserji analizi insanlık için büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle termodinamik kanunları önemli bir rol oynamaktadır. (Wall G.,1986, Çamdalı, Ü.,2004)

Enerji kaynakları toplumun gelişimi için gerekli fakat yeterli değildir. Toplumlar, endüstriyel ve ekonomik olarak gelişmekte olan ülkeler ve bölgeler gibi, enerji kaynaklarının girişine ihtiyaç duymaktadırlar. Sürdürülebilir bir gelecek için gerekli olan enerjinin kullanımı değil aynı zamanda enerjinin verimli kullanılmasıdır.(Arslan, O.,2005)

Enerji ve ekserji analizi, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını birlikte ele alan ve enerjinin maksimum kullanımı veya kullanılabilirliğini ifade eden bir analiz şeklidir. Özellikle birinci kanun enerji analizi yapmakta kullanılırken, ikinci kanun tersinir ve tersinmezliği belirlediği için ekserji analizini yapmamızı sağlar(Wall G.,1986, Çamdalı, Ü.,2004).

Enerji ve ekserji metotları ısıl proseslerde kullanılan doğruluğu kanıtlanmış metotlardır. Termodinamiğin birinci yasa analizi, ısı ve iş arasındaki farkı önemsemeden tüketilen enerji miktarını hesaplayan bir analiz olup mühendislik sistemlerinin dizayn ve analizlerinde yeterli değildir (Talbi, M.M. and Agnew, B.,2000). Bu nedenle, ikinci yasa olarak bilinen ekserji metodu ile termodinamikte önemli bir yeri olan tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kayıpları hesaplanabilir (Sözen, A.,2003). Böylece bir sistem için enerji yerine ekserji hesapları da yapıldığında enerji kaliteleri arasındaki fark da dikkate alınmış olur. Bu nedenle ekserjiye dayalı sistem değerlendirmeleri daha uygun bir yaklaşım olmaktadır. İkinci yasa analizinde, sistemi oluşturan bileşenler ayrı ayrı göz önünde bulundurulabilir ve buna bağlı olarak hangi bileşenin ısı, boyutsal ve mali yönden geliştirilmesi gerektiği bulunabilir (Sözen A.,2001, Ismail, I.M.,1989).

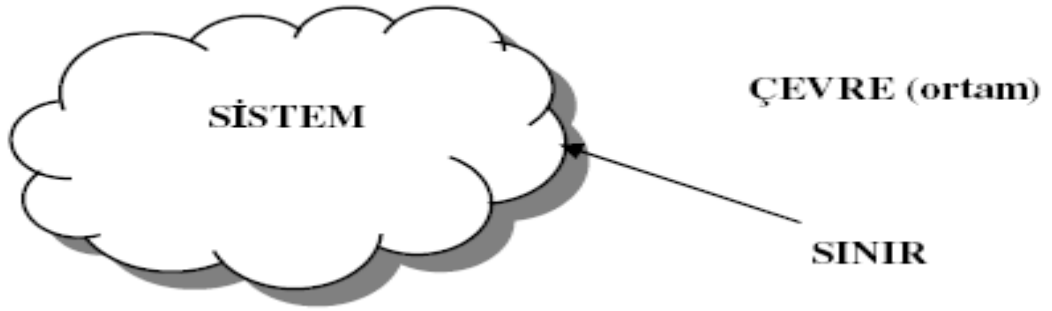
Böylece enerji ve ekserji analizi yaparak, sistemlerde tersinmezliklere bağlı olarak meydana gelen kayıplar tespit edilerek sistemde yapılması gereken iyileştirmeler belirlenebilir. Bununla beraber termodinamik sistemlerin çözümlenmesinde birinci yasanın ve ikinci yasanın kullanılıp enerji ve ekserji dengelerinin kurulup kayıpların tespit edilmesi ısı tesislerinin enerji planlamalarında yeterli olmamaktadır. Bu aşamadan sonra analizi tamamlamak için sistemin ekonomik olarak incelenmesi gerekmektedir. Çünkü tersinmezliklerden doğan kullanılabilirlik kaybını azaltmaya yönelik değişiklikler sistem maliyetini artırır. Dolayısıyla da tek yönlü

yaklaşımlar gerçekçi olmaz. Sistemden elde edilecek ürünün fiyatı da düşünülmelidir. Yapılan çalışmalara göre ekserji kaybının yüksek olduğu bir ısıtma sistemi bileşeninde birim ekserji maliyetinin düşük olabileceği veya ekserji kaybının nispeten daha az olduğu yerlerde birim ekserji maliyetinin yüksek olabileceği de görülmektedir. Burada önemli olan sistemlerin analizlerini termodinamik bakımdan tam olarak yaparak sistemleri daha verimli ve daha ucuz hale getirecek şekilde tasarım ve iyileştirmeler yapılmalıdır.

2. TERMODİNAMİĞİN TEMEL KAVRAMLARI VE BAĞINTILAR

Termodinamik, enerjinin bilimi olarak tanımlanabilir. Termodinamik sözcüğü Latince therme (ısı) ve dynamis (güç) sözcüklerinden türemiştir ve eski zamanlardan beri süre gelen ısıyı işe dönüştürme çabalarının uygun bir tanımlaması olmaktadır. Günümüzde bu tanımlama, enerji ve enerji dönüşümlerinin tüm yönlerini kapsayan bir anlam taşımaktadır. Tüm termodinamikte enerji çözümlemesi yapılırken yapılan çözümleme için bir sistem tanımlanmalıdır.

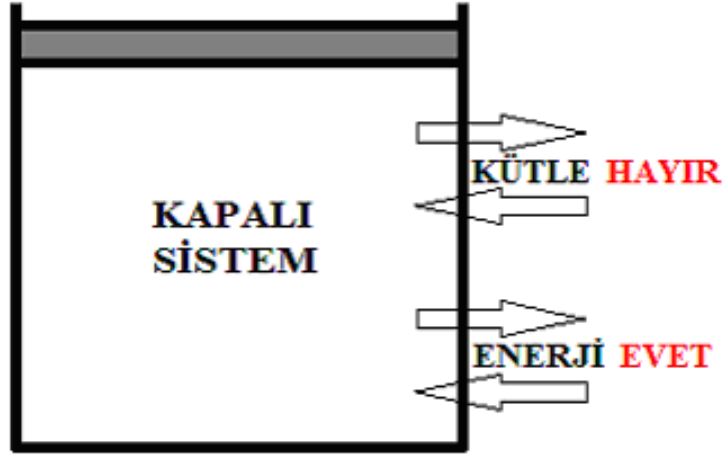
Termodinamik sistem veya sistem terimi, belirli bir kütleyi veya uzayın incelenmek üzere ayrılan bölgesini belirtir. Termodinamik sistemin sınırları dışında kalan kütle veya bölgeye çevre denir. Sistem çevresinden ayıran gerçek veya hayali yüzey de sınır diye adlandırılır. Sınır hareketli veya sabit olabilir.(Çengel ve Boles,1996)



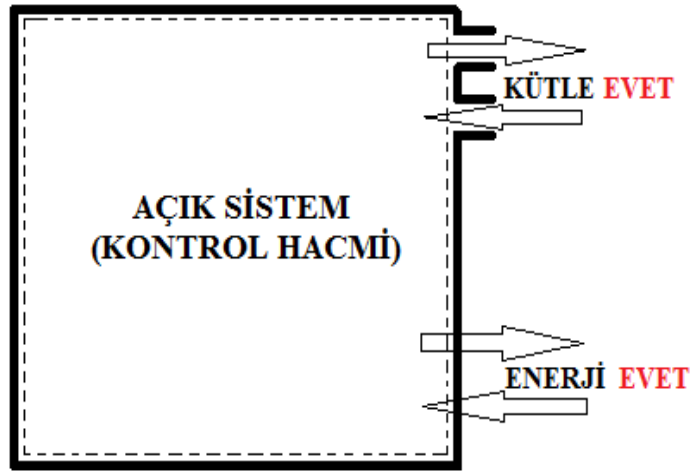
Şekil 2.1 Sistem, sınır ve çevre(Apak, E.,2007)

Belirli bir kütlenin veya belirli bir bölgenin çözümlemeye esas alınmasına göre sistemler kapalı veya açık diye nitelendirilir. Kapalı sistem veya diğer adıyla kontrol kütlesi, sınırlarından kütle geçişi olmayan sabit bir kütledir. Şekil 2.2’ de görüldüğü gibi, kapalı sisteme kütle girişi veya çıkışı olmaz. Fakat enerji, iş veya ısı biçiminde kapalı sistemin sınırlarından geçebilir(Çengel ve Boles,1996).

Açık sistem veya Yaygın olarak bilinen adıyla kontrol hacmi, sınırlarından kütle geçişi olan sabit bir kütledir. Kontrol hacmi genellikle kompresör, türbin, lüle gibi içinden kütle akışı olan bir makineyi içine alır. Bu makinelerin içindeki akışın termodinamik çözümlemesinde, makinenin fiziksel sınırları sistem sınırları olarak ele alınır. Kütle ve enerji, kontrol yüzeyi adı verilen kontrol hacmi sınırlarını geçebilir. Şekil 2.3’ de görüldüğü gibi açık sistemde, sistem ile çevre arasında kütle girişi ve çıkışı olmakla beraber enerji alış veriş de söz konusu olmaktadır(Çengel ve Boles,1996).



Şekil 2.2 Kapalı Sistem şematik görünümü



Şekil 2.3 Açık Sistem şematik görünümü

2.1 Termodinamiğin 1.Kanunu

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu ilkesi ile ilgili olup enerjinin yaratılamayacağını veya yok edilemeyeceğini ancak şekil değiştirebileceğini söylemektedir. Termodinamikte enerji, kapalı bir sistemin sınırlarından içeriye ısı veya iş olarak geçme özelliğine sahiptir. Eğer kapalı bir sistemde enerji akışı, sistem ile çevre arasındaki sıcaklık farkından dolayı gerçekleşiyorsa bu enerjiye “ısı” adı verilir. Eğer sıcaklık

farkı söz konusu değilse “iş” adı verilir.

Termodinamik denklemlerinde çevreden sisteme yapılan ısı transferi ve sistemin çevreye yaptığı iş pozitif; sistemden çevreye yapılan ısı transferi ve sistemin üzerine yapılan iş negatif işaretli olarak kabul edilir(Çengel ve Boles,1996).

2.2 Sürekli Akışlı Açık Sistem

Tez konusu olan termik santralin bileşenleri sürekli akışlı açık sistem kabulü ile incelenecektir.Sürekli akışlı açık sistemlerle ilgili olarak aşağıdaki kabuller yapılabilir.

- Kontrol hacmi içinde, yeğin ve yaygın özellikler hiçbir zaman değişmez.Böylece kontrol hacmini kütlesi (m), hacmi (v) ve toplam enerjisi (E), sürekli akışlı açık sistemde sabittir. Ayrıca, kontrol hacmine giren toplam kütle ve enerji, kontrol hacminden çıkan toplam kütle ve enerjiye eşit olmak zorundadır. Çünkü $\dot{m}_{kh}$ ve E_{kh} sabittir.
- Kontrol hacminin sınırlarındaki hiçbir özellik zamanla değişmez. Bu nedenle giren ve çıkan akışkanın özellikleri zamanla değişmez. Giriş ve çıkıştaki kütle debisi sabittir.

Sistemin çevresiyle birim zamanda yaptığı ısı alışverişi ve birim zamanda yaptığı iş alışverişi sabittir.(Çengel ve Boles,1996)

2.2.1 Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütlenin Korunumu

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

Birçok girişi olan genel sürekli akışlı açık sistem için, kütlenin korunumu ilkesi aşağıdaki gibidir.

$$\left(\begin{array}{c} \text{Birim zamanda KH'ne} \\ \text{giren toplam kütle} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Birim zamanda KH'den} \\ \text{çıkan toplam kütle} \end{array} \right)$$

veya,

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi \quad (\text{kg/s}) \quad (2.1)$$

Burada g indisi girişi,  indisi ise çıkışı göstermektedir. Lle, trbın, kompresör, pompa gibi mühendislik uygulamalarının birçoğunda, sadece bir akış, bu nedenle de bir giriş ve bir çıkış söz konusudur. Bu durumlar için, giriş hali 1 indisiyle, çıkış hali de 2 indisiyle gösterilebilir. Böylece yukarıdaki eşitlik:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{kg/s}) \quad (2.2)$$

veya,

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (2.3)$$

veya

$$\frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{v_2} V_2 A_2 \quad (2.4)$$

olur. Burada;

ρ = yoğunluk, kg/m^3

v = özgül hacim, m^3/kg

V = akış yönünde ortalama akış hızı, m/s

A = akış yönüne dik kesit alanı, m^2

olmaktadır.

2.2.2 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 şekilde yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{ısı veya iş olarak} \\ \text{sınırları geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'den çıkan} \\ \text{toplam enerji} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{KH'ye giren} \\ \text{toplam enerji} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

veya,

$$\dot{Q}-\dot{W}=\sum \dot{m}_{\dot{\varsigma}}\theta_{\dot{\varsigma}}-\sum \dot{m}_g\theta_g \quad (2.6)$$

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

$\theta = h + ke + pe$ olduğu göz önüne alınırsa, enerjinin korunumu ilkesi ,

$$\dot{Q}-\dot{W}=\sum \dot{m}_{\dot{\varsigma}}\left(h_{\dot{\varsigma}}+\frac{1}{2}V_{\dot{\varsigma}}^2+gz_{\dot{\varsigma}}\right)-\sum \dot{m}_g\left(h_g+\frac{1}{2}V_g^2+gz_g\right) \quad (2.7)$$

şeklini alır.Giriş ve çıkış halleri sırasıyla 1 ve 2 indisleri ile 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

$$\dot{Q}-\dot{W}=\dot{m}[h_2-h_1] \quad (\text{kW}) \quad (2.8)$$

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

$$q=h_2-h_1=\Delta h \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.9)$$

Burada,

$$q=\frac{\dot{Q}}{\dot{m}} \quad (\text{birim kütle geçişi,kJ/kg}) \quad (2.10)$$

olmaktadır. Burada:

Q =kontrol hacmi ile çevresi arasında birim zamanda olan ısı geçişi ve

$\Delta h=h_{\dot{\varsigma}}-h_g$ Bir akışkanın entalpi değişimi, giriş ve çıkış halleri için entalpi değerlerinin özellik tablolarından okuyarak kolayca bulunabilir.Mükemmel gazlar için entalpi değişimi yaklaşık olarak $\Delta h=c_{p,ort}(T_2-T_1)$ bağıntısı ile hesaplanabilir. Burada $(\text{kg/s})(\text{kJ/kg})=\text{kW}$ olduğu not edilmelidir.

2.3 Termodinamiğin 2. Kanunu

Termodinamiğin birinci kanunu veya enerjini korunumu ilkesi bir hal değişiminin saptanabilmesi için zorunludur. Ancak birinci yasanın sağlanması hal değişiminin

gerçekleşmesi için yeterli değildir. Çünkü birinci yasa hal değişimlerinin yönü konusunda herhangi bir kısıtlama koymaz ve birinci yasanın gerçekleşmesi hal değişimlerinin olacağı anlamına gelmez. Bir hal değişiminin gerçekleşmesi ile alakalı açık termodinamiğin ikinci yasasıyla kapatılır. Dolayısıyla bir hal değişimi termodinamiğin birinci ve ikinci kanununu sağlamıyorsa, gerçekleşemez.

Termodinamiğin ikinci yasasının kullanımı sadece hal değişiminin yönünü belirlemekle sınırlı değildir. İkinci yasa enerjinin niceliği yanında niteliğini de ön plana çıkarır. Birinci yasa enerjinin niceliği üzerinde durur ve enerjinin bir biçimden diğer biçime dönüşümü sırasındaki değişimleri sayısal değerlerle ifade eder. Sayısal değer olarak eşit, fakat biçim ve kaynak bakımından farklı enerji arasında ayırım gözetmez. Termodinamiğin ikinci yasası ise enerjinin niteliğini ve bir hal değişimi sırasında bu niteliğin nasıl azaldığını hesaplamak için somut yöntemler ortaya koyar. (Çengel ve Boles,1996)

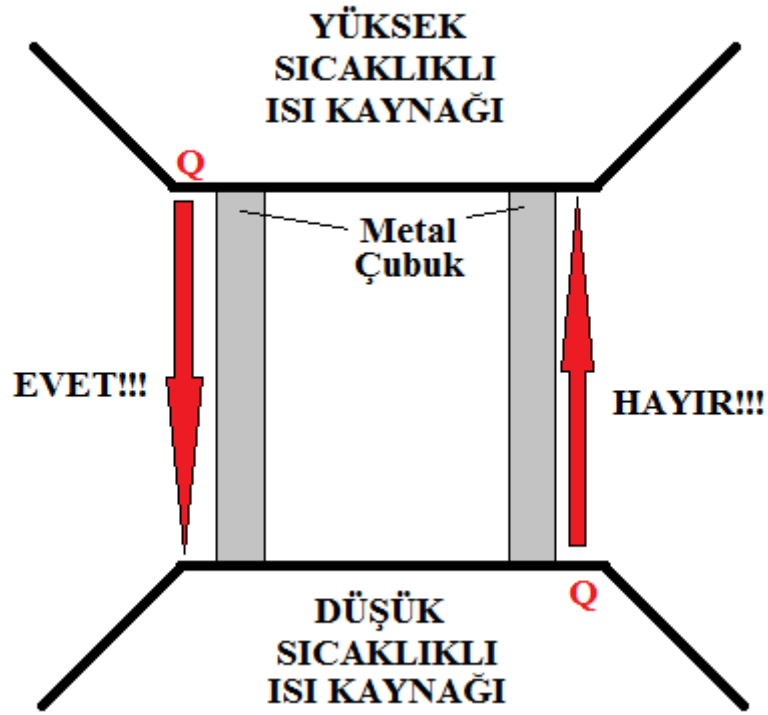
Termodinamiğin ikinci kanunuyla ilgili olarak bir ısı makinesinin ısı verimi aşağıdaki şekilde formülize edilebilir. (Çengel ve Boles,1996)

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.11)$$

Burada $W_{net,çıkan}$ ısı makinesinden elde edilen iş Q_H ısı makinesine verilen toplam ısı miktarını ve Q_L ısı makinesinden atılan ısı miktarını belirtmektedir.

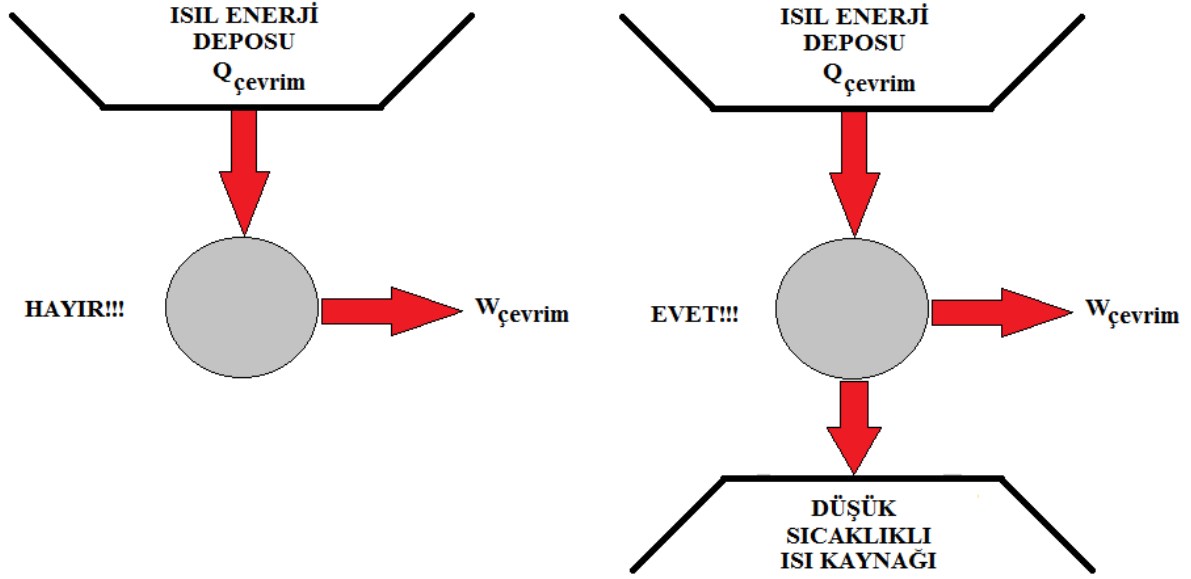
2.3.1 Clasius ve Kelvin-Planck İfadeleri

Termodinamiğin ikinci yasasının Clasius tarafından ifade ediliş biçimi şöyledir: “Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin başka hiçbir enerji etkileşiminde bulunmadan, düşük sıcaklıktaki bir cisimden ısı alıp yüksek sıcaklıktaki bir cisme vermesi imkansızdır.” Buradan zorlanma olmaksızın ısıнын yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru akacağı sonucu çıkarılabilir (Çengel ve Boles,1996). (Şekil2.4)



Şekil 2.4 Clausius ifadesinin şematik görünümü

Bir ısı makinesinin çevriminin tamamlanabilmesi için düşük sıcaklıktaki ısı deposuna ısı geçişi olması zorunluluğu vardır. Isı makinelerinin verimliliğine sınırlama getiren bu olgu termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck tarafından yapılan açıklamasının arkasında yatan düşüncedir. Termodinamiğin ikinci yasasının Kelvin-Planck tarafından ifade edilmiş biçimi şöyledir: “Termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin sadece bir kaynaktan ısı alıp net iş üretmesi olanaksızdır.” Buradan hiçbir ısı makinesinin ısı veriminin yüzde 100 olamayacağı ve bir güç santralinin çalışması sırasında kazandan ısı enerjisi almasının yanı sıra çevre ortama da ısı enerjisi aktarmasının gerektiği anlaşılmaktadır (Çengel ve Boles, 1996). (Şekil 2.5)



Şekil 2.5 Kelvin-Planck ifadesini şematik görünümü

2.3.2 Entropi

Termodinamiğin ikinci kanununa göre bir prosesin tersinir olması demek, o proses oluşurken sistem ve çevresinin başlangıç şartlarının değişmemesi yani sistemin çevresiyle hiçbir etkileşime girmemesi demektir. Normalde tersinir bir prosesin oluşması mümkün değildir. Gerçekte tüm prosesler tersinmezdir. Tersinmez proseslerin oluşmasına neden olan bütün etkilere (sürtünme, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi, sonlu basınç farkında genleşme, yanma işlemleri, kimyasal reaksiyonlar vs.) “tersinmezlik” adı verilir.

Carnot çevrimi, ikisi sabit sıcaklıkta ikisi adyabatik dört tersinir hal değişiminden oluşan tersinir bir çevrimdir. Carnot ilkeleri, aynı ısı enerjisi depoları arasında çalışan tersinir ısı makinelerinin verimlerinin eşit olduğunu ve aynı ısı enerjisi depoları arasında çalışan ısı makinelerinden en yüksek verime tersinir makinenin sahip olduğunu belirtir.

Tersinir bir makinenin aldığı ve verdiği ısıyla ısı enerjisi depolarının sıcaklıkları arasında şu ilişki vardır;

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L} \right)_{tr} = \frac{T_H}{T_L} \quad (2.12)$$

Bu nedenle tersinir bir makine için Q_H/Q_L oranı, T_H/T_L oranıyla yer değiştirebilir. Burada

T_H ile T_L ısı enerji depolarının mutlak sıcaklıklarıdır.

O halde Carnot ısı makinesinin ısı verimi şu şekilde formülize edilebilir;

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.13)$$

Termodinamiğin ikinci kanunu, “Entropi” adı verilen yeni bir tanım öngörmektedir. Entropi bir sistemin mikroskobik düzeyde düzensizliğinin nicel bir ölçüsüdür. Entropinin tanımı Clausius eşitsizliğine dayanmaktadır. Bu eşitsizlik;

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (\text{kJ/K}) \quad (2.14)$$

Tersinir proseslerde Clausius eşitsizliği;

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinir}} dQ = 0 \quad (2.15)$$

haline dönüşür. Bunun ispatı için, tersinir bir ısı makinesi göz önüne alınır. Tersinir döngü, tersinir proseslere ayrılarak integrale edilirse;

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinir}} dQ = \int \frac{1}{T_H} dQ_H - \int \frac{1}{T_L} dQ_L = \frac{Q_H}{Q_L} - \frac{Q_L}{T_L} = 0 \quad (2.16)$$

sonucu elde edilir. Çünkü $\left(\frac{Q_H}{Q_L} \right)_{\text{tr}} = \frac{T_H}{T_L}$ eşitliği tersinir proseslerde söz konusudur.

Entropi kavramının anlaşılması için tersinir bir makine ile tersinmez bir makineyi aynı ortamlar arasında çalıştığı bir örnekle incelersek; tersinmez ve tersinir makineler aynı Q_H ısı verildiğinde, tersinmez makinenin tersinir makineye göre yaptığı iş daha az ve dışarı verdiği Q_L ısı daha fazla olacaktır. O halde $Q_{L,\text{tersinmez}} > Q_{L,\text{tersinir}}$ olacaktır.

O halde tersinir proses ile tersinmez proses arasındaki fark pozitif bir miktar olacağına göre tersinmez bir ısı makinesinin dögüsel integrali;

$$\int \left(\frac{1}{T} \right)_{\text{tersinmez}} dQ < 0 \quad (2.17)$$

şeklinde ifade edilir.

Entropi kavramını daha iyi açıklayabilmek için bu eşitsizliklerden faydalanılır. Entropinin temelini oluşturan Clausius eşitsizliğinin Entropi üretimine eşitlenmesiyle bulunan bağıntıyı aşağıdaki şekilde yazabiliriz:

$$S_{\text{üretim, çevrim}} \geq - \oint \frac{\delta Q}{T} \quad (2.18)$$

Bu bağıntıda yer alan $S_{\text{üretim, çevrim}}$ çevrim boyunca üretilen entropidir ki bu üretilen entropi çevrim boyunca gerçekleşen tersinmezliklerin ve mükemmellikten uzaklaşmanın bir ölçüsüdür. İfadede yer alan T sistemin sıcaklığını, Q ise hal değişimi sırasındaki ısı geçiştir. Hal değişimi sırasında entropi üretimi hiçbir zaman sıfırdan küçük olamaz. Isı geçişi olmadığı zaman, entropi değişimi sadece tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliklerden kaynaklanan bu etki ise her zaman entropiyi artırma yönündedir. Bir hal değişiminin entropi değişimi negatif olacak şekilde görülürse bu hal değişimi gerçekleşmez diyebiliriz (Çengel ve Boles, 1996).

2.3.2.1 Sürekli akışlı Açık Sistem İçin Entropi Dengesi

Sürekli akışlı açık sistem için toplam entropi üretimin veren ifade şöyledir:

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{R}}}{T_{\text{R}}} \geq 0 \quad (2.19)$$

burada $\dot{S}_{\text{üretim}}$ birim zamanda gerçekleşen entropi üretimini, $\dot{m}_{\text{g}}$ ve $\dot{m}_{\text{ç}}$ sırasıyla birim zamanda sisteme giren ve sistemde çıkan kütle miktarını, s_{g} ve $s_{\text{ç}}$ sırasıyla sisteme kütle akışına bağlı olarak birim zamanda giren ve çıkan entropileri belirtmektedir. Çevresiyle ısı alışverişinde bulunan bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için yukarıdaki bağıntı sadeleştirilirse;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}(s_{\text{ç}} - s_{\text{g}}) + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_{\text{çevre}}} \geq 0 \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (2.20)$$

Yukarıdaki denklem, sıcaklığı T_{R} ile gösterilen ısı depolarıyla Q_{R} miktarda ısı alışverişinde bulunan bir kontrol hacmi içindir. Dikkat edilirse yukarıda verilen ikinci yasa bağıntılarının genel görünümü Entalpi ve iç enerjinin yerini entropinin aldığı birinci yasa bağıntılarını anımsatmaktadır (Çengel ve Boles, 1996).

2.3.2.2 Saf Maddeler İçin Entropi Değişimi

Verilen bir haldeki entropi değeri, diğer özellikler için izlenen yolla belirlenir. Sıkıştırılmış sıvı ve kızgın buhar bölgelerinde entropi, verilen hal için doğrudan tablodan okunur. Doymuş sıvı buhar karışımı bölgesinde entropi,

$$s = s_f + x s_{fg} \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (2.21)$$

bağıntısından hesaplanır. Burada x kuruluk derecesi, s_f ve s_{fg} doyma tablolarında yer alan değerlerdir. Sıkıştırılmış sıvı için özellik değerleri verilmemişse, sıkıştırılmış sıvının entropisi, aynı sıcaklıktaki doymuş sıvının entropisine eşit kabul edilebilir.

$$s_{@P,T} \cong s_{f@T} \quad (2.22)$$

Bir hal değişimi sırasında saf maddenin entropi değişimi, ilk ve son hallerdeki entropi değerlerinin farkıdır.

$$\Delta S = m(s_2 - s_1) \quad (\text{kJ/K}) \quad (2.23)$$

veya

$$\Delta s = s_2 - s_1 \quad (\text{kJ/kg.K}) \quad (2.24)$$

2.24 nolu denklem hem kapalı bir sisteme hem de kontrol hacminden geçen birim kütleyle uygulanabilir (Çengel ve Boles, 1996).

2.3.2.3 Sıvı ve Katıların Entropi Dengesi

Sıvı ve katıların hacimlerinin bir hal değişimi sırasında nerdeyse sabit kalmaları nedeni ile sıvı ve katılar sıkıştırılmaz madde kabul edilecektir. Sıkıştırılmaz maddeler için $C_p = C_v = C$ olarak alınabilir ve bir hal değişimi sırasında entropi değişimi özgül ısı C 'nin sıcaklıkla birlikte değişiminin ihmal edilebilecek kadar az olduğu kabulü ile şöyle yazılabilir:

$$s_2 - s_1 = C_{\text{ort}} \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (2.25)$$

2.3.2.4 Mükemmel Gazların Entropi Değişimleri

Mükemmel gazların bir hal değişimi sırasında entropi değişimlerini sabit özgül ısı varsayımıyla ifade eden bağıntılar, aşağıdaki gibidir:

$$s_2 - s_1 = C_{v,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = C_{v,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kg.K}) \quad (2.26)$$

2.3.2.5 Entropi Değişiminin Nedenleri ve Sonuçları

Bir sistemin entropisinin değişimine neden olabilecek üç etken vardır.

- Sisteme olan ısı geçişi sistemin entropisini artırır, sistemden olan ısı geçişi de sistemin entropisini azaltır.
- Kütlenin enerjisinin yanında entropisi de vardır. Kütle akışı bir kontrol hacmine veya hacminden hem enerji hem de entropi taşınmasına aracı olur.
- Sürtünme, hızlı genişleme, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi vs. her zaman entropinin artmasına neden olur. Bir hal değişimi sırasında entropi üretimi tersinmezliklerden kaynaklanır, tersinir bir hal değişimi için $S_{\text{üretim}}=0$ olur. Eğer bir hal değişimi sırasında ısı geçişi olmuyorsa veya sistem sınırları içinde tersinmezlik yoksa, kütle değişmediği sürece entropi sabit kalır.

Yukarıda verilen bilgilerin ışığında entropi ile ilgili şu sonuçlara varılabilir:

- Hal değişimleri herhangi bir yönde değil, sadece belirli bir yönde gerçekleşebilir. Bu yön entropinin artışı ilkesine uygun yöndür, yani bir hal değişimi sırasında $\Delta S_{\text{toplam}} \geq 0$ olmak zorundadır. Bu ilkeyi sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşemez.
- Entropinin korunumu söz konusu değildir. Entropi sadece bir düşünce aracı olan tersinir hal değişimleri sırasında sabit kalır, tersinmez (gerçek) tüm hal değişimleri sırasında artar. Bu nedenle çevrenin entropisi sürekli artar.
- Entropi üretimi bir sistemdeki tersinmezliklerin ölçüsüdür. Tersinmezlikler arttıkça entropi üretimi de artar.

2.3.3 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.

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0} \quad (2.27)$$

Burada $\dot{Q}_{\text{çevre}} = -Q_{\text{çevre}}$ ve $\dot{S}_{\text{üretim}}$, açık sistemin toplam entropi üretimidir. Burada birinci kanun denklemi de kullanılarak ısı geçişi terimi yok edilirse,

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{g}} \left(h_{\text{g}} + \frac{V_{\text{g}}^2}{2} + gz_{\text{g}} - T_0 s_{\text{g}} \right) - \sum \dot{m}_{\text{ç}} \left(h_{\text{ç}} + \frac{V_{\text{ç}}^2}{2} + gz_{\text{ç}} - T_0 s_{\text{ç}} \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2.28)$$

denklemi bulunur. Bu denklemde verilen $\dot{W}$, açık sistemlerde yapılan gerçek iştir, bu aynı zamanda yararlı işe eşittir, çünkü sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup çevre işi söz konusu değildir. Tersinir iş yukarıdaki denklemde toplam entropi üretimi terimi $\dot{S}_{\text{üretim}}$ sıfıra eşitlenerek bulunur.

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \sum \dot{m}_{\text{g}} \left(h_{\text{g}} + \frac{V_{\text{g}}^2}{2} + gz_{\text{g}} - T_0 s_{\text{g}} \right) - \sum \dot{m}_{\text{ç}} \left(h_{\text{ç}} + \frac{V_{\text{ç}}^2}{2} + gz_{\text{ç}} - T_0 s_{\text{ç}} \right) \quad (\text{kW}) \quad (2.29)$$

bulunur. Sürekli akışlı açık sistemin bir giriş ve bir çıkışı varsa yukarıdaki denklem basitleştirilebilir;

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} \left[(h_{\text{g}} - h_{\text{ç}}) - T_0 (s_{\text{g}} - s_{\text{ç}}) + \frac{V_{\text{g}}^2 - V_{\text{ç}}^2}{2} + g(z_{\text{g}} - z_{\text{ç}}) \right] \quad (\text{kW}) \quad (2.30)$$

olarak bulunur. Burada potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse, tersinir iş,

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} \left[(h_{\text{g}} - h_{\text{ç}}) - T_0 (s_{\text{g}} - s_{\text{ç}}) \right] \quad (\text{kW}) \quad (2.31)$$

veya sistemden geçen birim kütle için;

$$\dot{w}_{\text{tr}} = (h_{\text{g}} - h_{\text{ç}}) - T_0 (s_{\text{g}} - s_{\text{ç}}) = T_0 \Delta s \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.32)$$

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

$$\dot{I} = \dot{W}_{\text{tr}} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (\text{kW}) \quad (2.33)$$

yazılır. Birim kütle için tersinmezlik ise;

$$i = \dot{w}_{\text{tr}} - \dot{w}_y = T_0 s_{\text{üretim}} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.34)$$

2.4 Yanma ve yakıt ile ilgili analizler

Bir buhar kazanı buhar üretebilmek için yeterli sıcaklık seviyesinde bir ısı kaynağına ihtiyaç duyar. Bu amaçla genellikle buhar kazanlarının ocaklarında fosil yakıtların yakılması ile oluşan enerjiden yararlanılır. Bu çalışmada santralin kazanın düşük kalorili tunçbilek linyit kömürünün yakıldığı göz önüne alınmış olup santralde kullanılan kömüre ait bileşen özellikleri çizelgede gösterilmiştir. Santralde kullanılan linyitin kalori değeri 3100 ± 100 olarak belirlenmiş olup, işleme şartlarına bağlı olarak kalori değeri değişebilmektedir. Bu çalışmada santralden yapılan ölçümler sonucunda yakıtın alt ısı değeri olarak bulunan ortalama kalori değeri 3132,77 kcal/kg olarak alınmıştır.

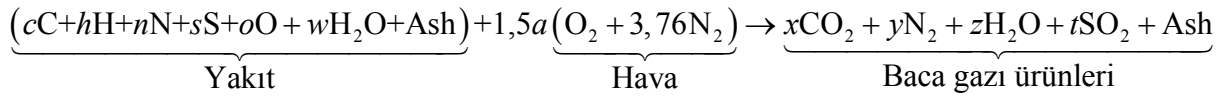
Çizelge 2.1 Bazı Yakıtların bileşen analizi (Arslan, O. vd., 2005)

Kömür	Bileşen Analiz (% oranı)						
	C	H ₂	N ₂	S	O ₂	Kül	Nem
Seyitömer Linyit (SL)	45.0	3.6	1.3	1.6	19.7	14.9	13.9
Tunçbilek Linyit (TL)	51.4	3.9	1.9	2.3	12.1	8.3	20.1
Çayırhan Linyit (CL)	38.9	3.3	1.7	6.0	20.0	16.3	13.8

Yanma, yakıt içerisindeki yanabilir elemanların havanın oksijeni ile hızlı kimyasal birleşmeleri olayı şeklinde tarif edilebilir. Yakıt içerisinde temel yanabilir elemanlar karbon, hidrojen ve bunların bileşikleridir. Yanma işleminde bu yanabilen elemanlar ve bunların bileşikleri karbondioksit ve su buharına dönüşürler. Yakıtların çoğunda az oranda kükürt bulunur. Her ne kadar kükürt yanabilen bir madde olarak yakıtın ısı değerine belirli ölçüde katkıda bulunsada bileşiklerinin korozyon karakteri nedeniyle zararlıdır.

Kazanlarda yanma için gerekli olan oksijenin kaynağı havadır. Hava; oksijen, azot ve az miktarda su buharı karbondioksit, argon ve diğer elemanların karışımı olmakla beraber, yanma olayında hacimsel olarak %21 oksijen ve %79 azot olarak kabul edilir.

Yapılan bu kabuller ışığında santralde kullanılan kömür ile ilgili yanma reaksiyonuna bakacak olursak;

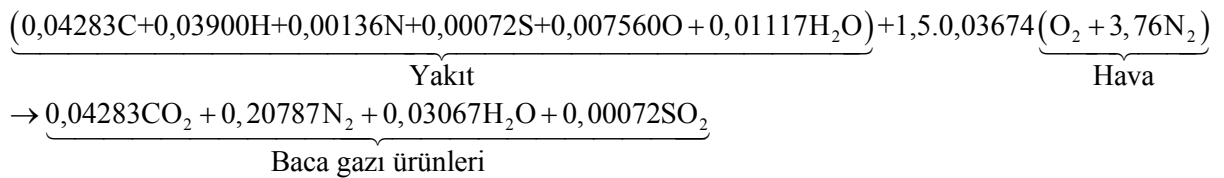


Bu yanma prosesine ait katsayılar 100 kg yakıt için hesaplanmış olup tabloda her yakıtı ait katsayılar verilmiştir.

Çizelge 2.2 Bazı yakıtların giren ve çıkan bileşenlerine ait katsayılar(Arslan, O. vd.,2005).

Yakıt tipi	SL	TL	CL
c	3,750	4,283	3,242
h	3,600	3,900	3,300
n	0,093	0,136	0,121
s	0,050	0,072	0,188
o	1,231	0,756	1,250
w	0,772	1,117	0,767
a	2,980	3,674	2,675
x	3,750	4,283	3,242
y	16,855	20,787	15,148
z	2,572	3,067	2,417
t	0,050	0,072	0,188

Belirlenen katsayılar içinden kullanmış olduğumuz TL linyitine ait katsayıları kg bazında yakıt için kullanacak olursak yanma denklemimiz;



şeklinde olur.

Bu denkleme bağlı olarak yakıtın, yakma havasının, hava-yakıt karışımının ve baca gazının mol ağırlıklarını bulabiliriz.

Yakıtın mol ağırlığı;

$$\frac{4,283.12,1+3,90.1,008+0,136.14,0065+0,072.32,064+0,7560.15,9995+1,117.18,015}{10,264}=8,94 \text{ kg/kmol}$$

Yakma havası mol ağırlığı;

$$\frac{1,5.3,674.[31,999+3,76.28,01]}{26,23}=28,85 \text{ kg/kmol}$$

Hava-yakıt karışımının mol ağırlığı;

$$\frac{10,264.8,94+28,85.26,23}{36,494}=23,25 \text{ kg/kmol}$$

Baca gazı mol ağırlığı;

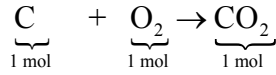
$$\frac{4,283.44,01+20,787.28,01+3,067.18,01+0,072.64,06}{28,209}=29,44 \text{ kg/kmol}$$

Yanma işleminde gerekli hava miktarı;

Gerekli hava miktarını bulmak için öncelikle minimum oksijen miktarının bulunması gerekir.

Bunun için yanma ürünlerine bakılır.

Karbon için gerekli oksijen miktarı için;

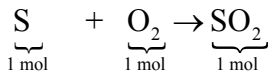


12,01 + 31,99 → 44,01 kg CO₂ açığa çıkar.

12,01 kg C için 31,999 kg O₂ gerekli olduğuna göre

$$\frac{1 \text{ kg C için} \quad \quad \quad x \quad \text{kg O}_2 \text{ gerekir}}{x=2,664 \text{ kg O}_2}$$

Kükürt için gerekli oksijen miktarı;

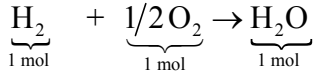


32,064 + 31,999 → 64,06 kg SO₂ açığa çıkar.

32,064 kg S için 31,999 kg O₂ gerekli olduğuna göre

$$\frac{1 \text{ kg S için} \quad \quad \quad x \quad \text{kg O}_2 \text{ gerekir}}{x=0,998 \text{ kg O}_2}$$

Hidrojen için gerekli oksijen miktarı;



2,016 + 15,995 → 18,0155 kg H₂O açığa çıkar.

$$\begin{array}{rcl} 2,016 \text{ kg H için} & 15,995 \text{ kg O}_2 \text{ gerekli olduğuna göre} & \\ 1 \text{ kg H için} & \times \text{ kg O}_2 \text{ gerekir} & \\ \hline & x=7,936 \text{ kg O}_2 & \end{array}$$

Bu durumda gerekli olan minimum oksijen miktarı;

$$\text{MOM} = \%C.2,664 + \%H_2.7,936 + \%S.0,998 - \%O_2 \quad (2.35)$$

$$\text{MOM} = 0,514.2,664 + 0,039.7,936 + 0,023.0,998 - 0,121$$

$$\text{MOM} = 1,58 \text{ kgO}_2 / \text{kgY}$$

Yakıtın yanmasında gerekli olan hava miktarı için minimum hava miktarının minimum oksijen miktarına bağlı olarak bulunması gerekir. Bunun için oksijenin mol ağırlığı havanın mol ağırlığına bölünür ve havadaki oksijenin kütleli debisi ile çarpılır. Havada oksijen kütleli olarak %21 olduğu kabul edilerek;

$$0,21 \cdot \frac{31,999}{28,85} = 0,233 \Rightarrow \text{MHM} = \frac{\text{MOM}}{0,233} \quad (2.36)$$

$$\text{MHM} = \frac{\text{MOM}}{0,233} = \frac{1,5807}{0,233} = 6,7843 \text{ kghava/kgyakıt}$$

bulunur. Yakıt için gerekli hava miktarını bulmak için minimum hava miktarı ile yakma işleminin gerçekleştirildiği hava fazlalık katsayısı çarpılır. Santralde hava fazlalık katsayısı hfk=1,5 kabul edilmiştir. O halde;

$$\text{GHM} = \text{MHM} \cdot \text{hfk} \quad (2.37)$$

$$\text{GHM} = \text{MHM} \cdot \text{hfk} = 6,7843 \cdot 1,5 = 10,17 \text{ kghava/kgyakıt}$$

bulunur. Yani santralde 1kg kömürün yanması için 10,17 kg hava gerekmektedir. Bununla beraber 1 kg kömür yanması sonucunda 1+10,17=11,17 kg baca gazı oluşur. Bu sonuçlara bağlı olarak hesaplamalarda santralde kullanılan kömür miktarı 34,72 kg/s olduğuna göre gerekli hava miktarı 34,72.10,17=353,1024 kg/s ve oluşan baca gazı miktarı 34,72.11,87=387,8224 kg/s olarak kabul edilecektir.

3. TERMOEKONOMİK ÇÖZÜMLEME YÖNTEMİ

Termoekonomi, ekserji analizi ile ekonominin prensiplerini birleştirerek maliyet etkili bir sistemin tasarımı veya işletilmesi için gerekli alt yapıyı sağlayan mühendislik dalıdır. Termoekonomide ekserji analizi ile ekonomik analiz birlikte ele alındığından, bu yöntem eksergoekonomik analiz olarak adlandırılır.

Eksergoekonomik analiz, ekserji analizi ile 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 düşünebiliriz.

Bu metotlar sistemlerin termodinamik verimsizliklerini değerlendirirler. Bunlar kısaca ekserji yıkımı ve ekserji kayıplarıdır. Yine de çoğunlukla bu verimsizliklerin maliyetini bilmek isteriz. Bu maliyetlerin bilinmesi ile sistemin maliyet verimleri genişlettilir, 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 maliyetlerini bilmek ister. Bu maliyetler daha sonra, ürünü oluşturmak için kullanılan ekipmanların tip ve büyüklüğüne uygun olarak son ürün maliyetine eklenir. Termal sistem tasarımında, bu gibi maliyet ayrımı, maliyet verimini proseslerde, işletmelerde belirlemede ve maliyet verimini yükseltebilecek teknik seçimleri tanımlamaya da olumlu katkıları vardır.

Buna bağlı olarak, termoekonomik analizdeki amaçlar;

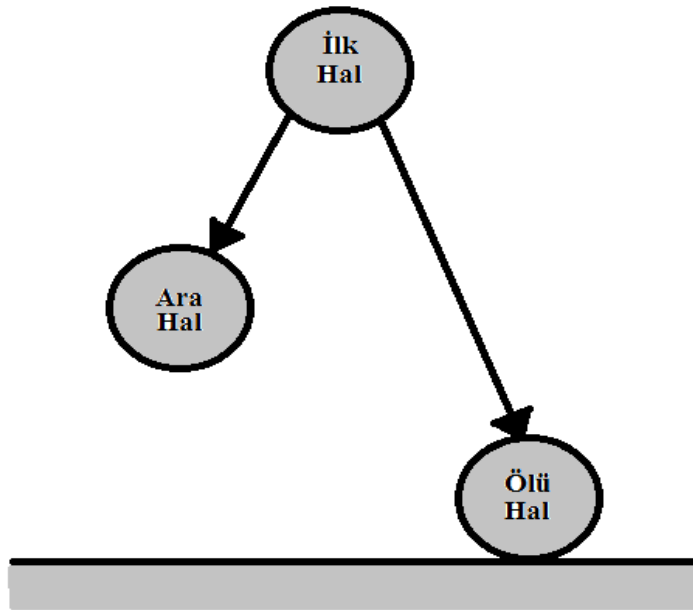
- Birden fazla ürünü olan sistemlerin ürünlerinin maliyetlerini ayrı ayrı hesaplamak
- Maliyet oluşum prosesini ve sistemdeki maliyet akımını anlamak
- Tek bir bileşendeki belirli bir değişkeni optimize etmek
- Tüm sistemin optimizasyonu ve optimizasyona yönelik tavsiyeler olabilir.(Odyakmaz, 2005)

3.1 Termoekonomik 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 olduğu belirlenerek iyileştirme yapılabilecek ekipmanların doğru seçilmesi sağlanır.

3.2 Kullanılabilirlik

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimi ile çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir. Bu değer, sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve kullanılabilirlik olarak adlandırılır.



Şekil 3.1 Kullanılabilirlik kavramının şematik gösterimi

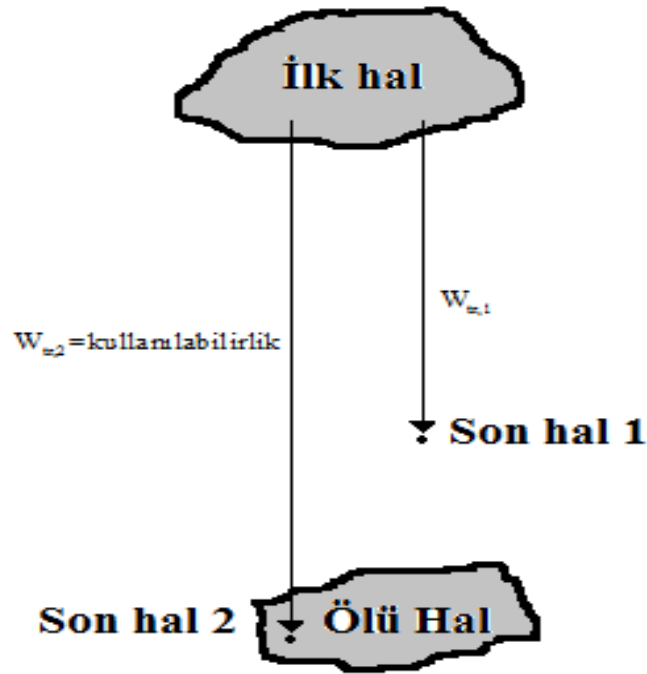
Verilen bir halde sistemin kullanılabilirliği, sistemin özelliklerinin yanı sıra, çevre koşullarına, başka bir deyişle ölü hale bağlıdır. Bu bakımdan kullanılabilirlik sadece sistemin değil sistem çevre ikilisinin bir özelliğidir. (Çengel ve Boles, 1996)

3.3 Tersinir İş ve Tersinmezlik

Gerçek iş W ile çevre işi $W_{\text{çevre}}$ arasındaki fark, gerçek yararlı iş veya sadece yararlı iş diye tanımlanır ve W_y ile gösterilir:

$$W_y = W - W_{\text{çevre}} \quad (\text{kJ}) \quad (3.1)$$

Tersinir iş, belirli iki hal arasında hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanır ve W_{tr} ile gösterilir. Bu iş, ilk ve son haller arasındaki hal değişimi tümünden tersinir olarak gerçekleştiği zaman elde edilir. Son hal ölü hal olduğu zaman tersinir iş kullanılabilirliğe eşit olur.



Şekil 3.2 Tersinir iş ve kullanılabilirlik arasındaki ilişki

Tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark, hal değişimi sırasındaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Bu fark I ile gösterilir ve şöyle ifade edilir:

$$I = W_{tr} - W_y \quad (\text{kJ}) \quad (3.2)$$

veya,

$$i = w_{tr} - w_y \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.3)$$

Bir hal değişimi sırasında birim zamanda oluşan tersinmezlik, $\dot{I}$ ile gösterilir:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \quad (\text{kW}) \quad (3.4)$$

Tümden tersinir bir hal değişimi için gerçek ve tersinir iş terimleri aynıdır, böylece tersinmezlik sıfırdır. Çünkü tümden tersinir bir hal değişimi sırasında tersinmezliklerin bir ölçüsü olan entropi üretimi de olmaz. Tüm gerçek hal değişimleri sırasında tersinmezlik sıfırdan büyük bir değerdir ve $W_{tr} > W_y$ olur, iş gerektiren makineler için ise iş terimi eksidir ve $|W_{tr}| > |W_y|$ olur.

Tersinmezlik iş yapma olanağında eksilme gibi düşünülebilir. İşe dönüştürülebilecek olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir.(Çengel ve Boles,1996)

Tersinmezliklerin oluşmasına neden olan etkenler şunlardır:

- Sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferi
- Gazların ve sıvıların sonlu basınç farkı ile genişlemesi
- Kimyasal reaksiyonlar
- Farklı kimyasal potansiyele sahip maddelerin karıştırılması
- Sürtünme
- Direnç içerisindeki elektrik akımı
- Elastik olmayan deformasyonlar

Yukarıda kısaca tanımladığımız kavramları Termodinamiğin İkinci Yasasına göre ifade edersek; tüm doğal enerji dönüşüm süreçleri tersinmezdir ve gerçek enerji dönüşüm süreçlerinde toplam entropi sürekli artmaktadır diyebiliriz.(Oymak, M.,2007)

3.4 Ekserji

İş yapabilme yeteneği olarak tanımlanan enerji; anergi ve ekserji olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Anerji, enerjinin işe yaramayan kısmı yani atık enerjidir. Ekserji ise enerjinin iş yapan kısmı yani kullanılabilir enerjidir. (Rosen,2002)

Ekserji kelimesi Yunanca'da "tersinir anlamına gelen "ex" kelimesi ile "iş" anlamına gelen "ergon" kelimelerinden türetilmiştir. Ekserji kavramı ilk defa S. Carnot tarafından 1824 yılında kullanıldığı kabul edilmektedir.(Wall,1993)

Bir çok kaynakta, kullanılabilir enerji olarak tanımlanan ekserji için literatürde değişik tanımlamalar mevcuttur. Bu tanımlamaların bazıları ise şunlardır:

Ekserji, Kotaş (1985) ve Bejan vd. (1996) tarafından bir sistemin belirli başlangıç halinden ölü hale ulaşınca kadar elde edilebilecek en fazla teorik yararlı iş olarak tanımlanmaktadır.

Ekserji, (Szargut,1980) tarafından tersinir süreçler yoluyla, bir madde doğal çevrenin temel elemanları ile termodinamik denge durumuna getirildiği zaman elde edilebilecek iş miktarı o maddenin ekserjisine eşit olur şeklinde tanımlanmaktadır.

Ekserji, (Riekart, 1974) tarafından sadece çevre ile sistem arasında ısı değişimi koşulu ile bir maddenin çevredeki yaygın maddelerden tersinir süreçlerle belirli bir durumda üretilebilmesi için gerekli mekanik enerji veya elektrik enerji o maddenin ekserjisini verir şeklinde tanımlanmıştır.

Tanım olarak ekserji, sistemin çevresi ile denge halinde olmadığı durumdan denge haline doğru tersinir geçişi ile ilgili olarak elde edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanır. Bir enerji kaynağından alınabilecek kullanılabilir iş, kaynağın bulunduğu çevrenin durumuna bağlıdır. Kaynak ve çevre arasındaki fark ne kadar büyükse sistemden alınacak iş de o kadar büyük olur.(Rosen vd, 2004)

Kısaca ekserji bir akım ölü duruma ulaştığında, kazanılabilen en fazla iştir.(Bejan, A., 1988) Daha anlaşılır bir tanımlama ile ekserji, enerjinin belirli termodinamik koşullar altında diğer bir tür enerji şekline dönüşebilen bölümüdür. Tersinmez işlemlerde her zaman belirli bir miktar entropi artışı ile birlikte iş kaybı oluşmasına karşın, en fazla iş sadece tersinmez işlemlerde elde edilir. Ekserji, ideal veya tersinir işlemler dışında, enerji gibi korunan bir büyüklük değildir. Bu nedenle, enerjinin korunumu yasasına uymaz. Gerçek işlemlerde, tersinmezlikler nedeni ile ekserji tüketilir veya yok edilir. İşlem süresince gerçekleşen ekserji tüketimi, işleme ilişkin tersinmezlikler nedeni ile yaratılan entropi ile orantılıdır. Enerji ve ekserji kavramları çizelge 3.1 de karşılaştırılmıştır.(Çengel vd, 2002-Hepbaşlı, A.,2003)

Çizelge 3 1 Enerji ve ekserji arasındaki başlıca farklar(Çengel vd, 2002-Hepbaşlı, A.,2003)

ENERJİ	EKSERJİ
Sadece kütle veya enerji akışının özelliklerine bağlıdır. Ortam özelliklerinden bağımsızdır.	Kütle veya enerji akışının özellikleri ile birlikte, ortamın özelliklerine de bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerlere sahiptir. Einstein yasasına göre mc^2 değerine eşittir.	Ortam ile denge durumunda sıfıra eşittir.
Bütün işlemler için Termodinamiğin Birinci Yasasını dikkate alır.	Sadece tersinir işlemler için Termodinamiğin Birinci Yasasını dikkate alır. Tersinmez işlemlerde tamamen veya kısmen ekserji tüketilir.
Tersinir işlemlerde dahil olmak üzere, bütün işlemler için Termodinamiğin İkinci Yasası ile sınırlıdır.	Termodinamiğin İkinci Yasası nedeni ile tersinir işlemler için sınırlı değildir.
Hareket veya hareket üretme yeteneğidir.	İş veya iş üretme yeteneğidir.
Bir işlemde sürekli olarak korunur. Diğer bir deyişle, ne yok olur, ne de üretilebilir.	Sadece tersinir bir işlemde sürekli olarak korunur. Tersinmez bir işlemde sürekli olarak tüketilir.
Miktarın bir ölçütüdür.	Entropi nedeniyle, hem kalite hem de miktarın bir ölçütüdür.

Ekserji analizi ve eksergoekonomik analiz yöntemi kullanılarak geçmişten günümüze çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların bazıları ise şunlardır:

3.4.1 Ekserji Bileşenleri

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin yokluğunda bir sistemin toplam ekserjisi E dört ayrı bileşene bölünebilir: fiziksel ekserji E^{PH} , kinetik ekserji E^{KN} , potansiyel ekserji E^{PT} ve kimyasal ekserji E^{CH} .

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

Enerji yaygın bir özellik olmasına rağmen özgül ekserji ile çalışmak daha faydalı olmaktadır. Dolayısıyla özgül ekserji aşağıdaki şekilde tanımlanır.(Bejan vd,1996)

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (3.6)$$

Bir sistemin basıncı sıcaklığı, hızı veya seviyesi çevreden farklı olduğu zaman işin ortaya çıkması için iyi bir fırsat vardır. Sistem çevre koşullarına doğru değişirken bu fırsat azalır, ikisi dengeye gelirken bu fırsat biter. Sistemin bu hali ölü hal olarak tanımlanır. Sistem ile çevre ile başka çeşit denge tanımlanır. Bu tanım ise sadece mekanik ve ısı dengeinin sağlandığı dengein sınırlı biçimidir. Sistemin bu hali ise sınırlı ölü hal olarak adlandırılır.

Çevreye göre göreceli ve dinlenme halinde olan bir sistem göz önüne alındığı zaman fiziksel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilebilir. ($e^{KN}=0$, $e^{PT}=0$) (Bejan vd,1996)

3.4.1.1 Fiziksel Ekserji

Saf maddelerin fiziksel ekserjisi genel olarak,

$$e^{PH} = (u - u_0) - p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.7)$$

şeklinde verilir. Burada u_0 ve s_0 sırasıyla, bir madde akımının ısı kaynağı olarak kabul edilen T_0 sıcaklığı ve P_0 basıncındaki özgül iç enerji ve entropi değerleridir.

Fiziksel ekserji kısaca;

$$e^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.8)$$

şeklinde yazılabilir.

Toplam fiziksel ekserji akısı ise;

$$\dot{E}^{PH} = \dot{m} \cdot e^{PH} \quad (3.9)$$

3.4.1.2 Kimyasal Ekserji

Kimyasal ekserjiyi değerlendirirken (kimyasal kompozisyonu çevresinden farklı olarak ayrılan ekserji komponenti), sistemden ayrılan maddeler çevredeki stabil durumda varolan eş maddeleri ile karıştırılmamalıdır.

Kimyasal ekserjiyi değerlendirirken çeşitli alternatif teoriler ortaya atılmıştır. Çevre ortamını termodinamik düşünceden farklılaştırmak üzere ekserji referans çevresi ve termodinamik çevre tanımları kullanılır. Bu yüzden kolaylık açısından standart kimyasal ekserji tanımları standart bir çevre kabulü üzerine kurulur. Standart kimyasal ekserjiler, sıcaklığı T_0 ve basıncı

P_0 olan (örneğin, bu çalışmada da olduğu gibi $298K=25^\circ C$ ve 1 bar) standart bir çevreye dayandırılır.

Saf maddeler için standart kimyasal ekserji değerleri ilgili çizelgelerden okunarak hesaplamalarda kullanılabilir. Gaz karışımları için ise aşağıdaki eşitlikten yararlanılır.(Bejan vd.,1996)

$$\bar{e}^{CH} = \sum x_k \bar{e}_k^{CH} + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.10)$$

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

3.5 Ekserji Kaybı ve Yıkımı

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

$$E_{ky} = E_Q - E_{W,E} + \sum E_{\text{mass},i} - \sum E_{\text{mass},e} \quad (3.11)$$

veya

$$E_{ky} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) Q - W + \sum m_i e_i - \sum m_e e_e \quad (3.12)$$

şeklinde ifade edilir. Bu eşitliklerde kaybedilen ekserji akısı E_K , incelenen elemandan başka bir sistemden transfer edilen ekserji akısı ile tersinmezlikler nedeniyle tüketilen ve başka bir yerde kullanılamayan ekserji akısının toplamını ifade etmektedir.

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

$$\sum_{x=1}^n E_{ky_x} = E_{ky_1} + E_{ky_2} + E_{ky_3} + \dots + E_{ky_n} \quad (3.13)$$

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

$$y_{ky} = \frac{E_{ky}}{\sum E_{ky}} \quad (3.14)$$

3.6 Ekserji Maliyeti

Sürekli akışta çalışan bir sistemde; sisteme madde girişi-çıkışı, iş ve ısı transferi şeklinde enerji transferi olabilmektedir. Sistemdeki madde ve enerji transferi, aynı zamanda ekserji transferidir. Transfer edilen ekserjinin bir kısmı sistemden çıkarken, bir kısmı da tersinmezlikler nedeniyle sistemde yok olur. Birim ekserjinin fiyatı “c” ile gösterilirse toplam ekserji fiyatı aşağıdaki denklemle ifade edilebilir:

$$\dot{C} = c \cdot \dot{E} = c \cdot m \cdot e \quad (3.15)$$

burada “ $\dot{E}$ ” ekserji akısı ve “ $\dot{C}$ ” ekserji akısının fiyatıdır. Yukarıdaki denkleme uygun olarak aşağıdaki ifade yazılabilir:

$$\dot{C}_k = c_k \cdot \dot{E}_k = c_k \cdot (m_k \cdot e_k) \quad (3.16)$$

$$\dot{C}_w = c_w \cdot \dot{W} \quad (3.17)$$

$$\dot{C}_q = c_q \cdot \dot{E}_q \quad (3.18)$$

Ekserji maliyeti bulunurken bir sistemde yer alan komponentler ayrı ayrı ele alınır. Bir sistemin k’inci komponenti için maliyet denge denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\sum C_{e,k} + C_{w,k} = C_{q,k} + \sum C_{i,k} + Z_k \quad (3.19)$$

burada Z_k ifadesi, sistemin k’inci komponentinin yatırım, işletme, bakım badelerini kapsayan bir değere getirilmiş (levelised) parasal değerdir. Bu değer (Z); yıllık çalışma süresi, sistem ömrü, faiz, eskolasyon gibi parametrelerin bir fonksiyonudur.

Z değerini hesaplayabilmek için sistemin ve komponentin ilk yatırım ve işletme maliyetini tespit etmek gerekir. İlk yatırım maliyeti, sistemin veya komponentin işletme ve bakım onarım-masraflarını kapsar. Z değeri hesaplanırken; birim zamana karşılık gelen ilk yatırım ve işletme maliyetleri toplamı, “bir değere getirilme faktörü (A)” ile çarpılır. Bir değere getirilme faktörü aşağıdaki denklemde ifade edilmektedir. (Makale, D.Bilge ve G.Temir)

$$A = \frac{CELF}{1+r_i} \quad (3.20)$$

bu denklemde “CELF” değeri Sabit Eskolasyon Düzeltme Faktörü, “ r_i ” değeri ise faiz oranıdır.

Sabit Eskolasyon Düzeltme Faktörü aşağıdaki denklemde ifade edilmektedir.(Makale, D.Bilge ve G.Temir)

$$CEL F = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (3.21)$$

Bu denklemde “CRF” değeri, Kapital Geri Kazanım Faktörü ve “k” değeri ise, Bir Değere Getirilmiş Fiyat Düzeltme Faktörü’nü ihtiva eder. “n” değeri ise, sistem veya komponent için öngörülen ömrü belirtmektedir.

Kapital Geri Kazanım Faktörü (CRF) aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir.(Makale, D.Bilge ve G.Temir)

$$CRF = \frac{i_{eff}(1+i_{eff})^n}{(1+i_{eff})^n - 1} \quad (3.22)$$

Yukarıdaki denklemde “ i_{eff} ” değeri, geri ödeme oranını belirtmektedir.

Fiyat düzeltme faktörü ise;

$$k = \frac{(1+r_n)}{(1+i_{eff})} \quad (3.23)$$

denklemleri ile ifade edilir. (Makale, D.Bilge ve G.Temir)

3.7 Termoekonomik Faktör

bir komponentin maliyet kaynakları iki kategoriye ayrılabilir. Birinci kategoride ekserji ile ilgili olmayan maliyetler (ilk yatırım, bakım, işletme maliyetleri) yer alırken, ikinci kategoride ekserji yıkımı ve ekserji kaybından kaynaklanan maliyetler yer alır.

Bir komponentin performansına yönelik değerlendirmeler yapılırken, her kategorinin bağlı öneminin anlaşılması gerekmektedir. Bu anlayış ise her komponent için tanımlanan termoekonomik (eksergoekonomik) faktör vasıtasıyla sağlanır. Eksergoekonomik faktör sistemin k’ncı komponenti için aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir.(Bejan, 1996)

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + c_p \dot{E}_k} \quad (3.24)$$

f ’nin nispeten büyük değeri, ele alınan ünitenin parasal giderlerinin ağırlıklı olarak yatırım,

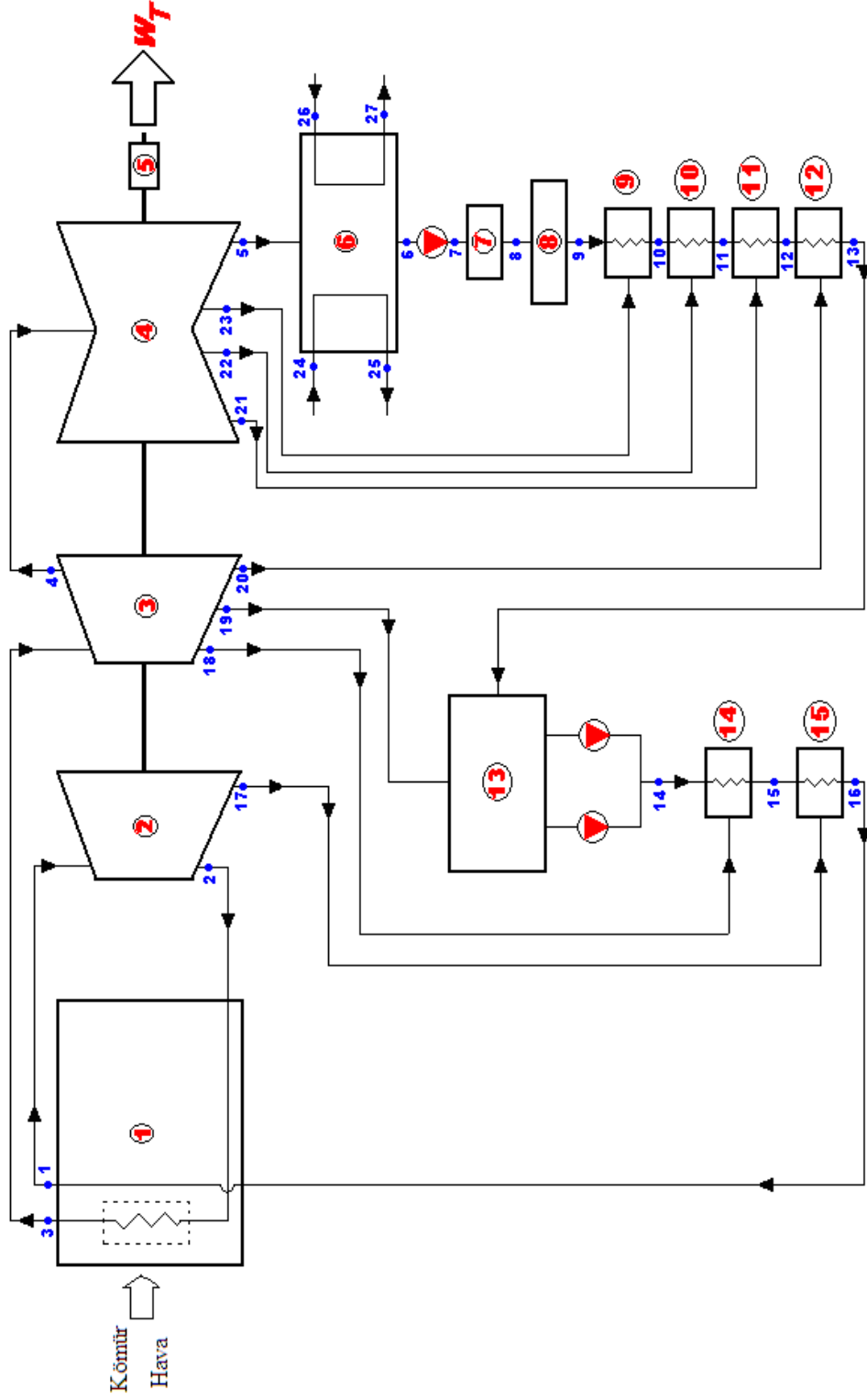
işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Ünitenin veriminin yükseltilmeye çalışılması, örneğın ısı geçişinde sıcaklık farkını azaltmak amacıyla yüzeyini büyötmek yada verimi yüksek olan daha pahalı donanım kullanmak pek de gerçekçi olmayacaktır. Küçük f değeri ise bunun tersini gösterir. Buna göre, yatırım ve işletme masraflarını arttırmak pahasına da olsa yüksek verimli donanımlar kullanılmaktadır.(Bejan v.d.,1996)

4. TERMİK SANTRALE TERMOEKONOMİK ANALİZ UYGULAMASI

Üzerinde çalışılacak olan termik santral Türkiye’de TKİ tesisleri ile entegre olarak çalışan bir santral olup, santralde düşük kaliteli linyit rezervlerinin değerlendirilmesi amacıyla tesis edilmiştir.

Bu çalışmada santralin ikinci ünitesi göz önüne alınıp, bu üniteye 27 adet düğüm noktası belirlenmiş ve belirlenen düğüm noktaları için santralden alınan akış diyagramına göre işlemler yapılmıştır. İşlemlerde santralden her bir düğüm noktası için alınan sıcaklık, basınç ve debi değerlerine göre santralin düğüm noktalarında oluşan değerler bulunmuştur. Santralin II. Ünitesine ait akış diyagramı sırasıyla Şekil 4.1’ de verilmektedir.

Termik santralin ikinci ünitesinde 150 MW gücünde bir adet türbin grubu, bir adet buhar kazanı, bir adet kondenser, ve ısıtıcı gruplarından ve yardımcı grup olarak adlandırılan glend kondenser ve ejektörden oluşmaktadır. Türbin grubu 2. üniteye, alçak basınç, orta basınç ve yüksek basınç türbininden oluşmaktadır. Isıtıcı grupları 2. üniteye, 4 adet alçak basınç, 2 adet yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı ve degazör bileşenlerinden oluşmaktadır. Atık ısınsın geri kazanımı ve yanma veriminin artırılması amacıyla yakma havasının baca gazları ile ısıtıldığı bir ısı eşanjörü (LUVÖ) de üniteye mevcuttur. Tesisin termodinamik analizinde türbinler ve pompalar ayrı ayrı tek bir grup olarak analize dahil edilmiştir. Bu çalışmada, kazan besleme suyu pompaları eş karakterli pompalar olduğundan tek bir pompa gibi göz önüne alınmış, boru demetlerinde oluşan kayıplar ise ihmal edilmiştir. Sistemdeki çevrim ara buhar almalı ve tekrar kızdırmalı Rankine çevrimidir. Yakıt olarak kullanılan pülverize kömür kazanda taze hava ile birlikte yakılmaktadır. Yakıtın yanmasıyla elde edilen kimyasal enerji ısıtıcı yüzeyler vasıtasıyla çevrimde dolaşan suya verilmekte ve buhar elde edilmektedir. Elde edilen buhar türbin grubuna gönderilerek sahip olduğu enerji mekanik enerjiye ve ardından jeneratörler vasıtasıyla elektrik enerjisine çevrilmektedir. Çevrim verimini artırmak amacıyla yüksek basınç türbininde iş gören buharın kazanda tekrar kızdırılıp orta basınç türbinine gönderilmektedir. Verim artırıcı diğer bir işlem ise türbin grubundan bir miktar buhar alınarak besleme suyu ısıtıcılarına gönderilmekte ve işletme suyunun kazana daha yüksek sıcaklıkta gitmesinin sağlanması işlemidir. Kondenslerden ısıtıcılara gelen su, türbinden alınan ara buhar ile karışır ve kazana gönderilen suyun sıcaklığı böylelikle artırılmış olur.



Şekil 4.1 Termik santralin ünite akış diyagramı.

Çizelge 4.1 Üniteye ait belirlenen düğüm noktaları değerleri

Düğüm No	Faz Durumu	Sıcaklık	Basınç	Debi	Entalpi	Entropi
		T(°C)	P(bar)	m(kg/s)	h(kj/kg)	s(kj/kg.K)
1	Buhar	535	132	116,6	3427,2	6,4984
2	Buhar	375	33	106,5	3173,1	6,7823
3	Buhar	530	30	106,5	3524,2	7,3162
4	Buhar	275	3,7	89,9	3017,1	7,5316
5	Buhar	52	0,1	77,2	2596,4	8,1858
6	Sıvı	46	0,1	77,2	192,6	0,6517
7	Sıvı	46	14,25	77,2	192,6	0,6517
8	Sıvı	44	13,5	77,2	184,3	0,6253
9	Sıvı	44	13,5	77,2	184,3	0,6253
10	Sıvı	57	12,3	79,9	238,6	0,7932
11	Sıvı	75	12	83	313,9	1,0155
12	Sıvı	118	12	89,9	490,1	1,5059
13	Sıvı	147	11,8	95,2	619,3	1,8114
14	Sıvı	175	138	100,4	741,2	2,0909
15	Sıvı	201	138	106,5	856,9	2,3403
16	Sıvı	241	138	116,6	1042,1	2,7106
17	Buhar	360	33	10,1	3131,9	6,6944
18	Buhar	300	16	6,1	3034,8	6,8844
19	Buhar	300	6	5,2	3061,6	7,3724
20	Buhar	232	3	5,3	2994,1	7,5648
21	Buhar	155	0,5	6,9	2789,9	7,9619
22	Buhar	77	0,4	3,1	2660,2	7,8168
23	Buhar	66	0,2	2,7	2631,6	8,1032
24	Sıvı	25	1,6	3150	104,9	0,3674
25	Sıvı	31	1,2	3150	130	0,4506
26	Sıvı	25	1,6	3150	104,9	0,3674
27	Sıvı	31	1,2	3150	130	0,4506
WT	109,2MW					

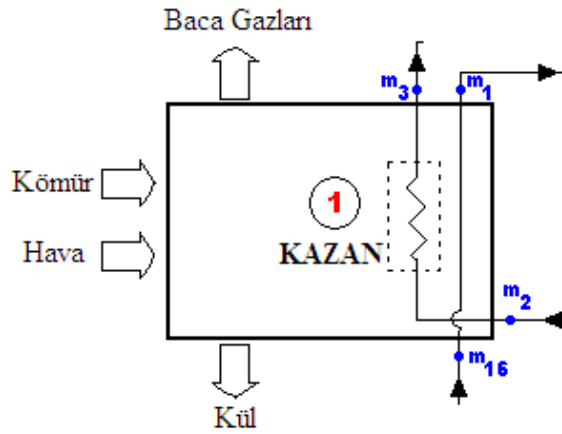
Çizelge 4.2 Üniteye ait KTP ve KBP verileri

Pompa tipi	Güç (kW)	m (kg/s)		P (kPa)		T (°C)		h (kJ/kg)	
		Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış*
Kondenser tahliye	800	77,2	77,2	10	1425	46	46	0.001010	0.001010
Kazan besleme suyu	6200	100,4	100,4	700	13800	175	175	0,001108	0,001108

*Çevrimdeki su sıkıştırılmaz sıvı kabul edilmiştir.

4.1 Termik santralin ünite bileşenleri enerji dengeleri

Buna göre, kazan (Şekil 4.2) için enerji dengesi yazılırsa, kazan kayıpları;

**Şekil 4.2** Buhar kazanı şematik görünümü.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 - E_{\text{yakıt}} + E_{\text{bg}} - E_{\text{hava}} \quad (4.1)$$

bu denklemde;

Yakıtın enerjisi;

$$E_{\text{yakıt}} = m_{\text{yakıt}} AID_{\text{yakıt}} = 34,72.3132,77.4,186 = 455310,34 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

Baca gazının enerjisi;

Baca gazı karışımlarının molar oranları

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

$$x_{\text{CO}_2} = \frac{0,04283}{0,28209} = 0,1519$$

$$x_{\text{N}_2} = \frac{0,20787}{0,28209} = 0,7368$$

$$x_{\text{SO}_2} = \frac{0,00072}{0,28209} = 0,0026$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,03067}{0,28209} = 0,1087$$

Çizelge 4.3 Baca gazı bileşenlerine ait entalpi değerleri

Madde	$\bar{h}_{480\text{K}}$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_0$ (kJ/kmol)	x_i
CO₂	16.791	9.364	0,1519
N₂	13.988	8.669	0,7368
SO₂	19.004	11.797	0,0026
H₂O	16126	9.904	0,1087

Buradan baca gazının enerjisini hesaplamak için öncelikle baca gazının 298K ve 480K deki Entalpileri hesaplanır. Daha sonra (1.8) nolu denklemden baca gazı enerjisi bulunur.

Çevre sıcaklığında yani 298K için baca gazının entalpi değeri;

$$\bar{h}_0 = x_{\text{CO}_2} \cdot \bar{h}_{0\text{CO}_2} + x_{\text{N}_2} \cdot \bar{h}_{0\text{N}_2} + x_{\text{SO}_2} \cdot \bar{h}_{0\text{SO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \bar{h}_{0\text{H}_2\text{O}}$$

$$\bar{h}_0 = 0,1519 \cdot 9364 + 0,7368 \cdot 8669 + 0,0026 \cdot 11797 + 0,1087 \cdot 9904$$

$$\bar{h}_0 = 8916,948 \text{ kJ/kmol bulunur.}$$

480K için baca gazının entalpi değeri;

$$\bar{h}_{480\text{K}} = x_{\text{CO}_2} \cdot \bar{h}_{480\text{K,CO}_2} + x_{\text{N}_2} \cdot \bar{h}_{480\text{K,CO}_2} + x_{\text{SO}_2} \cdot \bar{h}_{480\text{K,SO}_2} + x_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \bar{h}_{480\text{K,H}_2\text{O}}$$

$$\bar{h}_{480K} = 0,1519.16791 + 0,7368.13988 + 0,0026.19004 + 0,1087.16126$$

$$\bar{h}_{480K} = 15232,932 \text{ kJ/kmol}$$

$$E_{BG} = (h_{BG,480K} - h_{BG,298K}) = (15232,932 - 8916,948) = 6315,052 \text{ kJ/kmolK}$$

$$E_{BG} = \frac{6315,052 \text{ kJ/kmol}}{29,44 \text{ kg/kmol}} = 214,50 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{BG} = \dot{m}_{BG} \cdot (h_{BG,480K} - h_{BG,298K}) = 387,8224 \cdot 214,50 = 83190,17 \text{ kJ/s bulunur.}$$

Havanın enerjisi;

$$\dot{E}_{hava} = \dot{m}_{hava} (h_{hava,480K} - h_{hava,298K}) = 353,1024 \cdot (482,49 - 298,18) = 65080,30 \text{ kJ/s bulunur. Bu}$$

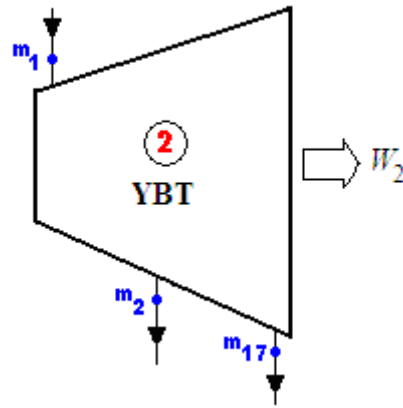
bulunan değerler denklem(4.1) de yerine koyulursa kazanın enerji dengesi bulunur.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 - E_{yakıt} + E_{bg} - E_{hava} \\ &= 399611,52 - 121508,86 + 375327,3 - 337935,15 - 455310,34 \\ &\quad + 83190,17 - 65080,30 \\ &= -121705,66 \text{ kW} \end{aligned}$$

şeklinde elde edilir.

Bu çalışmada; üniteye ait olan türbinler tek bir grup olarak değerlendirilmiş, her bir türbin için denge denklemleri elde edilip, çözüm için toplanarak türbin kayıpları bulunmuştur. Her bir türbine ait şematik görünüşler Şekil 4.3, 4.4 ve 4,5' de verilmektedir.

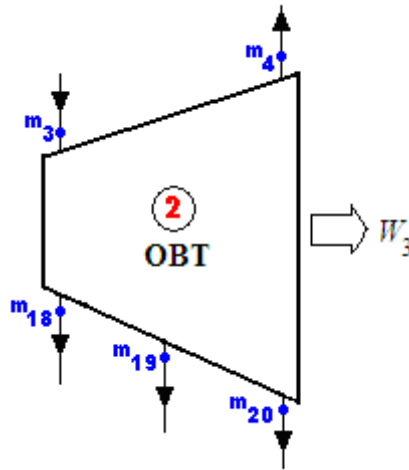
Buna göre kayıplar;



Şekil 4.3 Yüksek basınç türbini şeması

Yüksek Basınç Türbini için;

$$\begin{aligned}\dot{Q}_2 - \dot{W}_2 &= \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_1 h_1 \\ &= 337935,15 + 31632,19 - 399611,52 \\ \dot{Q}_2 - \dot{W}_2 &= -30044,2 \text{ kW}\end{aligned}\tag{4.2}$$

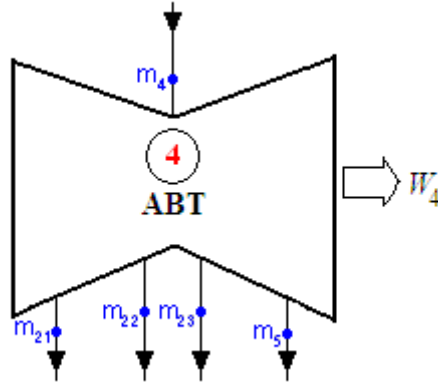


Şekil 4.4 Orta basınç türbini şeması.

Orta Basınç Türbini için;

$$\begin{aligned}\dot{Q}_3 - \dot{W}_3 &= \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{20} h_{20} - \dot{m}_3 h_3 \\ &= 271237,29 + 18512,28 + 15920,32 \\ &\quad + 15868,72 - 375327,30 \\ \dot{Q}_3 - \dot{W}_3 &= -53788,7 \text{ kW}\end{aligned}\tag{4.3}$$

olarak elde edilir.



Şekil 4.5 Alçak basınç türbini şeması

Alçak Basınç Türbini için;

$$\begin{aligned}\dot{Q}_4 - \dot{W}_4 &= \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_{22} h_{22} + \dot{m}_{23} h_{23} - \dot{m}_4 h_4 \\ &= 200442,08 + 19250,31 + 8246,62 \\ &\quad + 7105,32 - 271237,29\end{aligned}\quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_4 - \dot{W}_4 = -36150,65 \text{ kW}$$

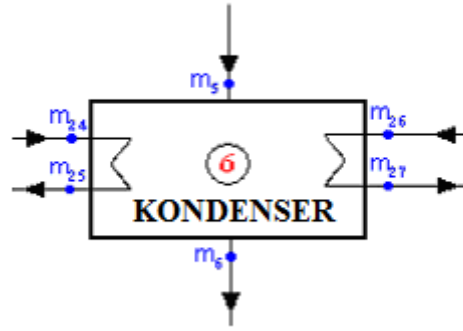
olarak elde edilir.

Bu durumda türbin grubu için toplam kayıp;

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{Türbin}} - \dot{W}_T &= \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 - (\dot{W}_2 + \dot{W}_3 + \dot{W}_4) \\ &= \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_4 - (\dot{W}_2 + \dot{W}_3 + \dot{W}_4) + \dot{W}_T \\ \dot{Q}_{\text{Türbin}} &= -30044,2 - 53788,7 - 36192,7 + 109200,0 \\ &= -10852,6 \text{ kW}\end{aligned}\quad (4.5)$$

olarak hesaplanır.

Şekil 4.6’da görülen kondenser için enerji dengesi yazılırsa, kayıplar;



Şekil 4.6 Kondenser (Yoğuşturucu) Şeması

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_6 &= \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{25} h_{25} + \dot{m}_{27} h_{27} - \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_{26} h_{26} \\
 &= 14868,72 + 409500,00 + 409500,00 - 200442,08 \\
 &\quad - 330435,00 - 330435,00 \\
 &= -27443,4 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.6}$$

olarak hesaplanır.

Şekil 4.7' deki ejektör için enerji dengesi yazılırsa, ejektör kaybı;



Şekil 4.7 Ejektör şematik görünümü

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_7 &= \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \\
 &= 14227,96 - 14868,72 \\
 &= -640,76 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.7}$$

olarak hesaplanır.

Glend kondenser (Şekil 4.8) için enerji dengesi yazılırsa, kayıplar;



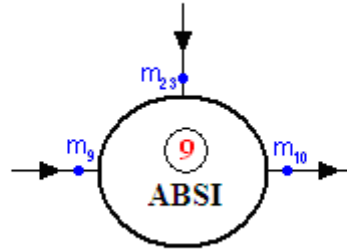
Şekil 4.8 Glend kondenser şematik görünümü

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_8 &= \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_8 h_8 \\
 &= 14227,96 - 14227,96 \\
 &= 0 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.8}$$

şeklinde hesaplanır.

Bu çalışmada, analiz süresince besleme suyu ısıtıcıları, akış diyagramı boyunca akış yönünde I, II, III ve IV no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcıları, I ve II no' lu yüksek basınç besleme suyu ısıtıcıları olarak numaralandırılmıştır. Buna göre;

I no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı (Şekil 4.9) için enerji dengesi yazılırsa, kayıp;

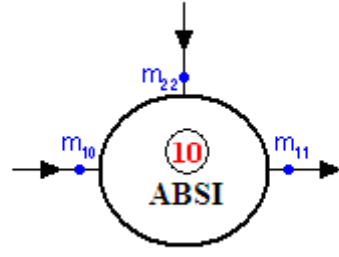


Şekil 4.9 I no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı (ABSI) şematik görünümü

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_9 &= \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{23} h_{23} \\
 &= 19061,74 - 14227,96 - 7105,32 \\
 &= -2271,54 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.9}$$

olarak hesaplanır.

II no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı (Şekil 4.10) için enerji dengesi yazılırsa, kayıp;

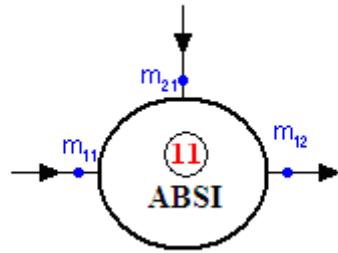


Şekil 4.10 II no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı şematik görünümü

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{10} &= \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{22}h_{22} \\
 &= 26056,19 - 19061,74 - 8246,62 \\
 &= -1248,17 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.10}$$

olarak hesaplanır.

III no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı (Şekil 4.11) için enerji dengesi yazılırsa, kayıp;

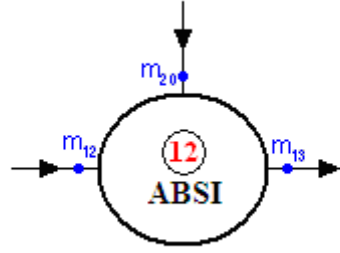


Şekil 4.11 III no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı şematik görünümü

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{11} &= \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{21}h_{21} \\
 &= 44061,78 - 26056,19 - 19250,31 \\
 &= -1244,72 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.11}$$

olarak hesaplanır.

IV no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı (Şekil 4.12) için enerji dengesi yazılırsa, kayıp;

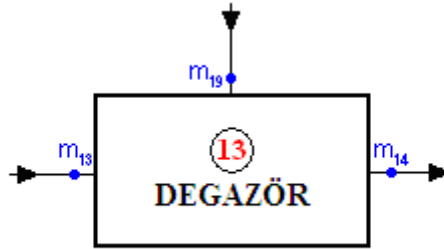


Şekil 4.12 IV no' lu alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı şematik görünümü

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{12} &= \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{20}h_{20} \\
 &= 58952,60 - 44061,78 - 15868,3 \\
 &= -977,48 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.12}$$

olarak hesaplanır.

Degazör (Şekil 4.13) için enerji dengesi yazılırsa, kayıplar;

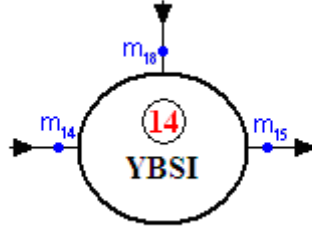


Şekil 4.13 Degazör şematik görünümü

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{13} &= \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{19}h_{19} \\
 &= 74413,47 - 58952,60 - 15920,32 \\
 &= -459,45 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.13}$$

olarak hesaplanır.

I no' lu yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı (Şekil 4.14) için enerji dengesi yazılırsa, kayıp;

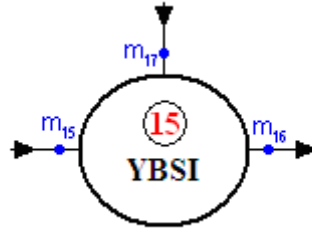


Şekil 4.14 I no' lu yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı (YBSI) şematik görünümü

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{14} &= \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{18}h_{18} \\
 &= 91267,30 - 74413,47 - 18512,28 \\
 &= -1658,45 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.14}$$

olarak hesaplanır.

II no' lu yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı (Şekil 4.15) için enerji dengesi yazılırsa, kayıp;

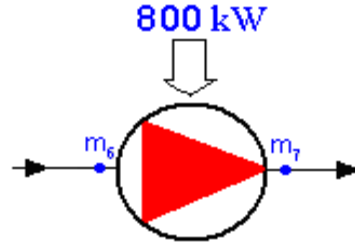


Şekil 4.15 II no' lu yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı (YBSI) şematik görünümü

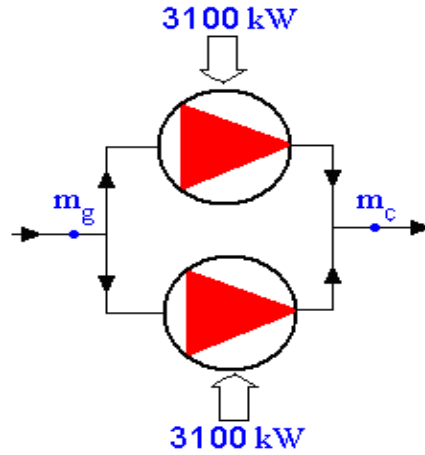
$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{15} &= \dot{m}_{16}h_{16} - \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_{17}h_{17} \\
 &= 121508,86 - 91267,30 - 31632,19 \\
 &= -1390,64 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{4.15}$$

olarak elde edilir.

Kondenser tahliye pompası (Şekil 4.16) ve kazan besleme suyu pompası (Şekil 4.17) için ısı yoluyla kaybedilen enerji kayıpları diğer bileşenlere nazaran çok küçük olduğundan ihmal edilebilir;



Şekil 4.16 Kondenser tahliye pompası (KTP) şematik görünümü



Şekil 4.17 Kazan besleme suyu pompası (KBP) şematik görünümü

$$\dot{Q}_{KTP} = 0 \text{ kW} \quad (4.16)$$

$$\dot{Q}_{KBP} = 0 \text{ kW} \quad (4.17)$$

olarak elde edilir.

4.2 Santraldeki Akımların Ekserji Dengeleri

Santraldeki akımların ekserji dengeleri hesaplanırken, önce santraldeki akımların fiziksel ve kimyasal ekserji değerleri hesaplanacaktır. Daha sonra her bir üniteye ait kayıp ekserji değerleri bulunacaktır.

4.2.1 Santraldeki Akımların Fiziksel Ekserjileri

Fiziksel ekserji yapılırken kullanılacak olan parametreler santrale ait olan her bir düğüm noktası için çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Fiziksel ekserjiler hesaplanırken (3.8) bağıntısından yararlanılacaktır.

Yakma havası fiziksel ekserjisi:

Yakma havası çevre şartlarında olduğu için fiziksel ekserjisi sıfırdır.

$$e_B^{ph} = 0, \dot{E}_B^{ph} = 0$$

Yakıt fiziksel ekserjisi:

Yakma havası çevre şartlarında olduğu için fiziksel ekserjisi sıfırdır.

$$e_A^{ph} = 0, \dot{E}_A^{ph} = 0$$

Kazan baca gazı çıkışı fiziksel ekserjisi:

Baca gazı karışımının fiziksel ekserjisi bulunurken bu baca gazını oluşturan bileşenlerin tek tek Entalpi ve entropileri bulunduğundan sonra bileşenlerin kısmi basınçları ile çarpılarak baca gazı karışımının Entalpi ve entropisi bulunur. Bundan sonra ki aşamada ise (3.8) fiziksel ekserji bağıntısı baca gazı karışımına uygulanır. Aşağıdaki tabloda santrale ait baca gazını oluşturan gazlarının Entalpi, entropi ve molar oranları gösterilmektedir.

Çizelge 4.4 Baca gazı bileşenlerinin termodinamik özellikleri

Madde	$\bar{h}_f$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_{480K}$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_0$ (kJ/kmol)	$\bar{s}_{480K}$ (kJ/kmolK)	$\bar{s}_0$ (kJ/kmolK)	x_i
CO ₂	-393.521	17.678	9.364	234,814	213,684	0,1519
N ₂	0	14.581	8.669	206,630	191,502	0,7368
SO ₂	-296.833	19.795	11.797	271,082	284,074	0,0026
H ₂ O	-241.856	16.825	9.904	206,413	188,824	0,1087

Çevre sıcaklığında yani 298K için baca gazının Entalpi ve entropi değerleri;

$$\bar{h}_0 = x_{CO_2} \cdot \bar{h}_{0_{CO_2}} + x_{N_2} \cdot \bar{h}_{0_{N_2}} + x_{SO_2} \cdot \bar{h}_{0_{SO_2}} + x_{H_2O} \cdot \bar{h}_{0_{H_2O}}$$

$$\bar{h}_0 = 0,1519 \cdot 9.364 + 0,7368 \cdot 8.669 + 0,0026 \cdot 11.797 + 0,1087 \cdot 9.904$$

$$\bar{h}_0 = 8916,948 \text{ kJ/kmol bulunur.}$$

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

$$\bar{s}_{CO_2} = \bar{s}_{298K, CO_2} - R_u \ln x_{CO_2} = 213,685 - 8,314 \cdot \ln 0,1519$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 229,353 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{N_2} = \bar{s}_{298K, N_2} - R_u \ln x_{N_2} = 191,502 - 8,314 \cdot \ln 0,7368$$

$$\bar{s}_{N_2} = 194,0414 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{SO_2} = \bar{s}_{298K, SO_2} - R_u \ln x_{SO_2} = 333,5609 - 8,314 \cdot \ln 0,0026$$

$$\bar{s}_{SO_2} = 333,5609 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{H_2O} = \bar{s}_{298K, H_2O} - R_u \ln x_{H_2O} = 188,720 - 8,314 \cdot \ln 0,1087$$

$$\bar{s}_{H_2O} = 207,1701 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_0 = x_{CO_2} \cdot \bar{s}_{0_{CO_2}} + x_{N_2} \cdot \bar{s}_{0_{N_2}} + x_{SO_2} \cdot \bar{s}_{0_{SO_2}} + x_{H_2O} \cdot \bar{s}_{0_{H_2O}}$$

$$\bar{s}_0 = 0,1519 \cdot 229,353 + 0,7368 \cdot 194,0414 + 0,0026 \cdot 333,5609 + 0,1087 \cdot 207,1701$$

$$\bar{s}_0 = 201,1950 \text{ kJ/kmolK bulunur.}$$

480K için baca gazının entalpi ve entropi değerleri;

$$\bar{h}_{500K} = x_{CO_2} \cdot \bar{h}_{480K, CO_2} + x_{N_2} \cdot \bar{h}_{480K, N_2} + x_{SO_2} \cdot \bar{h}_{480K, SO_2} + x_{H_2O} \cdot \bar{h}_{480K, H_2O}$$

$$\bar{h}_{480K} = 0,1519 \cdot 16791 + 0,7368 \cdot 13988 + 0,0026 \cdot 19004 + 0,1087 \cdot 16126$$

$$\bar{h}_{480K} = 15232,932 \text{ kJ/kmol bulunur.}$$

$$\bar{s}_i = \bar{s}_{480K, i} - R_u \ln \frac{x_i P}{P_0} \quad \left(\frac{P}{P_0} = 1 \text{ bar} \right)$$

$$\bar{s}_{CO_2} = \bar{s}_{480K, CO_2} - R_u \ln x_{CO_2} = 233,004 - 8,314 \cdot \ln 0,1519$$

$$\bar{s}_{CO_2} = 248,672 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{N_2} = \bar{s}_{480K, N_2} - R_u \ln x_{N_2} = 205,424 - 8,314 \cdot \ln 0,7368$$

$$\bar{s}_{N_2} = 194,0414 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{SO_2} = \bar{s}_{480K, SO_2} - R_u \ln x_{SO_2} = 304,605 - 8,314 \cdot \ln 0,0026$$

$$\bar{s}_{SO_2} = 354,0919 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{H_2O} = \bar{s}_{480K, H_2O} - R_u \ln x_{H_2O} = 204,982 - 8,314 \cdot \ln 0,1087$$

$$\bar{s}_{H_2O} = 223,4321 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{480K} = x_{CO_2} \cdot \bar{s}_{480K, CO_2} + x_{N_2} \cdot \bar{s}_{480K, N_2} + x_{SO_2} \cdot \bar{s}_{480K, SO_2} + x_{H_2O} \cdot \bar{s}_{480K, H_2O}$$

$$\bar{s}_{480K} = 0,1519 \cdot 248,672 + 0,7368 \cdot 208,063 + 0,0026 \cdot 354,0919 + 0,1087 \cdot 223,4321$$

$$\bar{s}_{480K} = 216,282$$

$$E_{BG}^{PH} = E_C = (\bar{h}_{480K} - \bar{h}_0) - T_0 \cdot (\bar{s}_{480K} - \bar{s}_o)$$

$$E_{BG}^{PH} = E_C = (15232,932 - 8916,948) - 298 \cdot (216,282 - 201,195)$$

$$E_{BG}^{PH} = E_C = 1820,3266 \text{ kJ/kmol}$$

$$E_{BG}^{PH} = E_C = \frac{1820,3266 \text{ kJ/kmol}}{29,44 \text{ kg/kmol}} = 61,8317 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{BG}^{PH} = E_C = \dot{m}_{BG} \cdot E_{BG} = 387,822 \text{ kg/s} \cdot 61,8317 \text{ kJ/kg} = 23979,720 \text{ kJ/s bulunur.}$$

1 nolu akım (kazandan yüksek basınç türbinine buhar çıkış) fiziksel ekserjisi:

$$e_1^{PH} = (h_1 - h_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0)$$

$$e_1^{PH} = (3427,2 - 104,89) - 298 \cdot (6,4984 - 0,3674)$$

$$e_1^{PH} = 1495,28 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_1^{PH} = \dot{m}_1 \cdot e_1^{PH} = 116,6 \text{ kg/s} \cdot 1495,28 \text{ kJ/kg} = 174349,7 \text{ kJ/s bulunur.}$$

2 nolu akım (türbinden kazana ara buhar çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_2^{PH} = (h_2 - h_0) - T_0 \cdot (s_2 - s_0)$$

$$e_2^{PH} = (3173,1 - 104,89) - 298 \cdot (6,7823 - 0,3674)$$

$$e_2^{PH} = 1156,60 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_2^{PH} = \dot{m}_2 \cdot e_2^{PH} = 106,5 \text{ kg/s} \cdot 1156,6 \text{ kJ/kg} = 123177,9 \text{ kJ/s bulunur.}$$

3 nolu akım (kazandan orta basınç türbinine buhar çıkışı) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_3^{PH} = (3524,2 - 104,89) - 298 \cdot (7,3162 - 0,3674)$$

$$e_3^{PH} = 1348,57 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_3^{PH} = \dot{m}_3 \cdot e_3^{PH} = 106,5 \text{ kg/s} \cdot 1348,57 \text{ kJ/kg} = 143622,7 \text{ kJ/s bulunur.}$$

4 nolu akım (orta basınç türbininden alçak basınç türbinine buhar çıkışı) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_4^{PH} = (3017,1 - 104,89) - 298 \cdot (8,1858 - 0,3674)$$

$$e_4^{PH} = 777,28 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_4^{PH} = \dot{m}_4 \cdot e_4^{PH} = 89,9 \text{ kg/s} \cdot 777,28 \text{ kJ/kg} = 69877,5 \text{ kJ/s bulunur.}$$

5 nolu akım (alçak basınç türbininden kondensere buhar çıkışı) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_5^{PH} = (2596,4 - 104,89) - 298 \cdot (8,1858 - 0,3674)$$

$$e_5^{PH} = 161,63 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_5^{PH} = \dot{m}_5 \cdot e_5^{PH} = 77,2 \text{ kg/s} \cdot 161,63 \text{ kJ/kg} = 12477,9 \text{ kJ/s bulunur.}$$

6 nolu akım (kondenserden kondenser tahliye pompasına su çıkışı) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_6^{PH} = (192,6 - 104,89) - 298 \cdot (0,6517 - 0,3674)$$

$$e_6^{PH} = 2,99 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_6^{PH} = \dot{m}_6 \cdot e_6^{PH} = 77,2 \text{ kg/s} \cdot 2,99 \text{ kJ/kg} = 230,8 \text{ kJ/s bulunur.}$$

7 nolu akım (kondenser tahliye pompasından ejektöre su çıkışı) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_7^{PH} = (192,6 - 104,89) - 298 \cdot (0,6517 - 0,3674)$$

$$e_7^{PH} = 2,99 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_7^{PH} = \dot{m}_7 \cdot e_7^{PH} = 77,2 \text{ kg/s} \cdot 2,99 \text{ kJ/kg} = 230,8 \text{ kJ/s bulunur.}$$

8 nolu akım (ejektörden glend kondensere çıkış) fiziksel ekserjisi:

$$e_8^{PH} = (h_8 - h_0) - T_0 \cdot (s_8 - s_0)$$

$$e_8^{PH} = (184,3 - 104,89) - 298 \cdot (0,6253 - 0,3674)$$

$$e_8^{PH} = 2,56 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_8^{PH} = \dot{m}_8 \cdot e_8^{PH} = 77,2 \text{ kg/s} \cdot 2,56 \text{ kJ/kg} = 197,63 \text{ kJ/s bulunur.}$$

9 nolu akım (glend kondenserden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'e çıkış) fiziksel ekserjisi:

$$e_9^{PH} = (h_9 - h_0) - T_0 \cdot (s_9 - s_0)$$

$$e_9^{PH} = (184,3 - 104,89) - 298 \cdot (0,6253 - 0,3674)$$

$$e_9^{PH} = 2,56 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_9^{PH} = \dot{m}_9 \cdot e_9^{PH} = 77,2 \text{ kg/s} \cdot 2,56 \text{ kJ/kg} = 197,63 \text{ kJ/s bulunur.}$$

10 nolu akım (alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'den alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkış) fiziksel ekserjisi:

$$e_{10}^{PH} = (h_{10} - h_0) - T_0 \cdot (s_{10} - s_0)$$

$$e_{10}^{PH} = (238,6 - 104,89) - 298 \cdot (0,7932 - 0,3674)$$

$$e_{10}^{PH} = 6,79 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{10}^{PH} = \dot{m}_{10} \cdot \dot{e}_{10}^{PH} = 79,9 \text{ kg/s} \cdot 6,79 \text{ kJ/kg} = 542,52 \text{ kJ/s bulunur.}$$

11 nolu akım (alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'den alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III'e çıkış) fiziksel ekserjisi:

$$e_{11}^{PH} = (h_{11} - h_0) - T_0 \cdot (s_{11} - s_0)$$

$$e_{11}^{PH} = (313,9 - 104,89) - 298 \cdot (1,0155 - 0,3674)$$

$$e_{11}^{PH} = 15,90 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{11}^{PH} = \dot{m}_{11} \cdot \dot{e}_{11}^{PH} = 83 \text{ kg/s} \cdot 15,9 \text{ kJ/kg} = 1320,53 \text{ kJ/s bulunur.}$$

12 nolu akım (alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III'den alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV'e çıkış) fiziksel ekserjisi:

$$e_{12}^{PH} = (h_{12} - h_0) - T_0 \cdot (s_{12} - s_0)$$

$$e_{12}^{PH} = (490,1 - 104,89) - 298 \cdot (1,5059 - 0,3674)$$

$$e_{12}^{PH} = 45,96 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{12}^{PH} = \dot{m}_{12} \cdot \dot{e}_{12}^{PH} = 89,9 \text{ kg/s} \cdot 45,95 \text{ kJ/kg} = 4131,8 \text{ kJ/s bulunur.}$$

13 nolu akım (alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV'den degazöre çıkış) fiziksel ekserjisi:

$$e_{13}^{PH} = (h_{13} - h_0) - T_0 \cdot (s_{13} - s_0)$$

$$e_{13}^{PH} = (619,3 - 104,89) - 298 \cdot (1,8114 - 0,3674)$$

$$e_{13}^{PH} = 84,05 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{13}^{PH} = \dot{m}_{13} \cdot \dot{e}_{13}^{PH} = 95,2 \text{ kg/s} \cdot 84,05 \text{ kJ/kg} = 8001,56 \text{ kJ/s bulunur.}$$

14 nolu akım (degazörden yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'e çıkışı) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_{14}^{PH} = (741,2 - 104,89) - 298 \cdot (2,0909 - 0,3674)$$

$$e_{14}^{PH}=122,67 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{14}^{PH}=\dot{m}_{14} \cdot \dot{e}_{14}^{PH}=100,4 \text{ kg/s} \cdot 122,67 \text{ kJ/kg}=12316,06 \text{ kJ/s bulunur.}$$

15 nolu akım (yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'den yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkışı) fiziksel ekserjisi:

$$e_{15}^{PH}=(h_{15}-h_0)-T_0 \cdot (s_{15}-s_0)$$

$$e_{15}^{PH}=(856,9-104,89)-298 \cdot (2,3403-0,3674)$$

$$e_{15}^{PH}=164,16 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_2^{PH}=\dot{m}_2 \cdot \dot{e}_2^{PH}=106,5 \text{ kg/s} \cdot 164,16 \text{ kJ/kg}=17483,04 \text{ kJ/s bulunur.}$$

16 nolu akım (yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'den kazana çıkış) fiziksel ekserjisi:

$$e_{16}^{PH}=(h_{16}-h_0)-T_0 \cdot (s_{16}-s_0)$$

$$e_{16}^{PH}=(1042,1-104,89)-298 \cdot (2,7106-0,3674)$$

$$e_{16}^{PH}=238,94 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{16}^{PH}=\dot{m}_{16} \cdot \dot{e}_{16}^{PH}=116,6 \text{ kg/s} \cdot 238,94 \text{ kJ/kg}=27860,4 \text{ kJ/s bulunur.}$$

17 nolu akım (yüksek basınç türbininden yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkış) fiziksel ekserjisi:

$$e_{17}^{PH}=(h_{17}-h_0)-T_0 \cdot (s_{17}-s_0)$$

$$e_{17}^{PH}=(3131,9-104,89)-298 \cdot (6,6944-0,3674)$$

$$e_{17}^{PH}=1141,55 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{17}^{PH}=\dot{m}_{17} \cdot \dot{e}_{17}^{PH}=10,1 \text{ kg/s} \cdot 1141,55 \text{ kJ/kg}=11529,75 \text{ kJ/s bulunur.}$$

18 nolu akım (orta basınç türbininden yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'e çıkış) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_{18}^{PH} = (3034,8 - 104,89) - 298 \cdot (6,8844 - 0,3674)$$

$$e_{18}^{PH} = 987,84 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{18}^{PH} = \dot{m}_{18} \cdot e_{18}^{PH} = 6,1 \text{ kg/s} \cdot 987,84 \text{ kJ/kg} = 6025,82 \text{ kJ/s bulunur.}$$

19 nolu akım (orta basınç türbininden degazöre çıkış) fiziksel ekserjisi;

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

$$e_{19}^{PH} = (3061,6 - 104,89) - 298 \cdot (7,3724 - 0,3674)$$

$$e_{19}^{PH} = 869,22 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{19}^{PH} = \dot{m}_{19} \cdot e_{19}^{PH} = 5,2 \text{ kg/s} \cdot 869,22 \text{ kJ/kg} = 4519,94 \text{ kJ/s bulunur.}$$

20 nolu akım (orta basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV'e çıkış) fiziksel ekserjisi;

$$e_{20}^{PH} = (h_{20} - h_0) - T_0 \cdot (s_{20} - s_0)$$

$$e_{20}^{PH} = (2994,1 - 104,89) - 298 \cdot (7,5648 - 0,3674)$$

$$e_{20}^{PH} = 744,39 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{20}^{PH} = \dot{m}_{20} \cdot e_{20}^{PH} = 5,3 \text{ kg/s} \cdot 744,39 \text{ kJ/kg} = 3945,26 \text{ kJ/s bulunur.}$$

21 nolu akım (alçak basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III'e çıkış) fiziksel ekserjisi;

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

$$e_{21}^{PH} = (2789,9 - 104,89) - 298 \cdot (7,9619 - 0,3674)$$

$$e_{21}^{PH} = 421,94 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_2^{PH} = \dot{m}_2 \cdot e_2^{PH} = 6,9 \text{ kg/s} \cdot 421,94 \text{ kJ/kg} = 2789,9 \text{ kJ/s bulunur.}$$

22 nolu akım (alçak basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkış) fiziksel ekserjisi;

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

$$e_{22}^{PH} = (2660,2 - 104,89) - 298 \cdot (7,8168 - 0,3674)$$

$$e_{22}^{PH} = 335,39 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{22}^{PH} = \dot{m}_{22} \cdot e_{22}^{PH} = 3,1 \text{ kg/s} \cdot 335,39 \text{ kJ/kg} = 1039,71 \text{ kJ/s bulunur.}$$

23 nolu akım (alçak basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'e çıkış) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_{23}^{PH} = (2631,6 - 104,89) - 298 \cdot (8,1032 - 0,3674)$$

$$e_{23}^{PH} = 221,43 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{23}^{PH} = \dot{m}_{23} \cdot e_{23}^{PH} = 2,7 \text{ kg/s} \cdot 221,43 \text{ kJ/kg} = 597,88 \text{ kJ/s bulunur.}$$

24 nolu akım (kondensere soğuk su girişi) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_{24}^{PH} = (104,9 - 104,89) - 298 \cdot (0,3674 - 0,3674)$$

$$e_{24}^{PH} = 0,01 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{24}^{PH} = \dot{m}_{24} \cdot e_{24}^{PH} = 3150 \text{ kg/s} \cdot 0,01 \text{ kJ/kg} = 31,5 \text{ kJ/s bulunur.}$$

25 nolu akım (kondenserden soğuk su çıkışı) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_{25}^{PH} = (130 - 104,89) - 298 \cdot (0,4506 - 0,3674)$$

$$e_{25}^{PH} = 0,3164 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{25}^{PH} = \dot{m}_{25} \cdot e_{25}^{PH} = 3150 \text{ kg/s} \cdot 0,3164 \text{ kJ/kg} = 996,66 \text{ kJ/s bulunur.}$$

26 nolu akım (kondensere soğuk su girişi) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_{26}^{PH} = (104,9 - 104,89) - 298 \cdot (0,3674 - 0,3674)$$

$$e_{26}^{PH} = 0,01 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{26}^{PH} = \dot{m}_{26} \cdot e_{26}^{PH} = 3150 \text{ kg/s} \cdot 0,01 \text{ kJ/kg} = 31,5 \text{ kJ/s bulunur.}$$

27 nolu akım (alçak basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkış) fiziksel ekserjisi:

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

$$e_{27}^{PH} = (130 - 104,89) - 298 \cdot (0,4506 - 0,3674)$$

$$e_{27}^{PH} = 0,3164 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{27}^{PH} = \dot{m}_{27} \cdot e_{27}^{PH} = 3150 \text{ kg/s} \cdot 0,3164 \text{ kJ/kg} = 996,66 \text{ kJ/s bulunur.}$$

4.2.2 Santraldeki Akımların Kimyasal Ekserjileri

Sistemdeki gazların kimyasal ekserjileri (3.10) bağıntılarıyla hesaplanacaktır. Santral içindeki bir akımın kimyasal ekserjisi hesaplanırken suyun ekserjisi standart olarak 2.5 kJ/kg alınıp debi ile çarpılacaktır. (Arslan O., 2005) Kimyasal ekserji hesabında ise kullanılacak gazların standart kimyasal ekserjileri çizelge 4.5'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.5 Bazı gazların standart kimyasal ekserjileri

Madde	Simge	$\bar{e}^{\text{ch}}$ (kJ/kmol)
Oksijen	(O ₂)	2.970
Azot	(N ₂)	720
Su	(H ₂ O)	9.500
Kükürt Dioksit	(SO ₂)	313.400
Karbon Dioksit	(CO ₂)	19.870

Yakma havası kimyasal ekserjisi:

$$e_B^{\text{CH}} = x_{\text{O}_2} e_{\text{O}_2}^{\text{CH}} + x_{\text{N}_2} e_{\text{N}_2}^{\text{CH}} + RT_0 \left(x_{\text{O}_2} \ln x_{\text{O}_2}^{\text{CH}} + x_{\text{N}_2} \ln x_{\text{N}_2}^{\text{CH}} \right)$$

$$e_B^{\text{CH}} = 0,21 \cdot 2.970 + 0,79 \cdot 720 + 8,314 \cdot 298 \cdot (0,21 \ln 0,21 + 0,79 \ln 0,79)$$

$$e_B^{\text{CH}} = 129,1353 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_B^{\text{CH}} = \frac{129,1353 \text{ kJ/kmol}}{28,85 \text{ kg/kmol}} = 4,476 \text{ kJ/kg}$$

$$E_B^{\text{CH}} = \dot{m}_B \cdot e_B^{\text{CH}} = 353,1024 \cdot 4,476 = 1580,486 \text{ kJ/s}$$

Kazan baca gazı çıkışı kimyasal ekserjisi:

Baca gazı karışımlarının molar oranları bilindiğine göre,

$$E_{\text{BG}}^{\text{PH}} = E_C = x_{\text{CO}_2} e_{\text{CO}_2}^{\text{CH}} + x_{\text{N}_2} e_{\text{N}_2}^{\text{CH}} + x_{\text{SO}_2} e_{\text{SO}_2}^{\text{CH}} + x_{\text{H}_2\text{O}} e_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{CH}}$$

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

$$E_{\text{BG}}^{\text{PH}} = E_C = 0,1519 \cdot 19.870 + 0,7368 \cdot 720 + 0,0026 \cdot 313.400 + 0,1087 \cdot 9.500$$

$$+ 8,314 \cdot 298 \left(0,1519 \ln 0,1519 + 0,7368 \ln 0,7368 + 0,0026 \ln 0,0026 + 0,1087 \ln 0,1087 \right)$$

$$E_{BG}^{PH}=E_C=3493,45 \text{ kJ/kmol}$$

$$E_{BG}^{CH}=E_C=\frac{3493,45}{29,44}=118,66 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_{BG}^{PH}=\dot{E}_C=\dot{m}_C.E_C=387,82.123,84=46020,03 \text{ kJ/s}$$

1 nolu akım (kazandan yüksek basınç türbinine buhar çıkış) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_1^{CH}=\dot{m}_1.\dot{e}_1^{CH}=116,6 \text{ kg/s}.2,5 \text{ kJ/kg}=291,5 \text{ kJ/s} \text{ bulunur.}$$

2 nolu akım (türbinden kazana ara buhar çıkışı) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_2^{CH}=\dot{m}_2.\dot{e}_2^{CH}=106,5 \text{ kg/s}.2,5 \text{ kJ/kg}=266,25 \text{ kJ/s} \text{ bulunur.}$$

3 nolu akım (kazandan orta basınç türbinine buhar çıkışı) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_3^{CH}=\dot{m}_3.\dot{e}_3^{CH}=106,5 \text{ kg/s}.2,5 \text{ kJ/kg}=266,25 \text{ kJ/s} \text{ bulunur.}$$

4 nolu akım (orta basınç türbininden alçak basınç türbinine buhar çıkışı) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_4^{CH}=\dot{m}_4.\dot{e}_4^{CH}=89,9 \text{ kg/s}.2,5 \text{ kJ/kg}=224,75 \text{ kJ/s}$$

5 nolu akım (alçak basınç türbininden kondensere buhar çıkışı) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_5^{CH}=\dot{m}_5.\dot{e}_5^{CH}=77,2 \text{ kg/s}.2,5 \text{ kJ/kg}=193 \text{ kJ/s}$$

6 nolu akım (kondenserden kondenser tahliye pompasına su çıkışı) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_6^{CH}=\dot{m}_6.\dot{e}_6^{CH}=77,2 \text{ kg/s}.2,5 \text{ kJ/kg}=193 \text{ kJ/s}$$

7 nolu akım (kondenser tahliye pompasından ejektöre su çıkışı) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_7^{CH}=\dot{m}_7.\dot{e}_7^{CH}=77,2 \text{ kg/s}.2,5 \text{ kJ/kg}=193 \text{ kJ/s}$$

8 nolu akım (ejektörden glend kondensere çıkış) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_8^{CH}=\dot{m}_8.\dot{e}_8^{CH}=77,2 \text{ kg/s}.2,5 \text{ kJ/kg}=193 \text{ kJ/s}$$

9 nolu akım (glend kondenserden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'e çıkış) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_9^{CH}=\dot{m}_9.\dot{e}_9^{CH}=77,2 \text{ kg/s}.2,5 \text{ kJ/kg}=193 \text{ kJ/s}$$

10 nolu akım (alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'den alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkış) kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}_{10}^{CH} = \dot{m}_{10} \cdot \dot{e}_{10}^{CH} = 79,9 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 199,75 \text{ kJ/s}$$

11 nolu akım (alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'den alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III'e çıkış) kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}_{11}^{CH} = \dot{m}_{11} \cdot \dot{e}_{11}^{CH} = 83 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 207,5 \text{ kJ/s}$$

12 nolu akım (alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III'den alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV'e çıkış) kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}_{12}^{CH} = \dot{m}_{12} \cdot \dot{e}_{12}^{CH} = 89,9 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 224,75 \text{ kJ/s}$$

13 nolu akım (alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV'den degazöre çıkış) kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}_{13}^{CH} = \dot{m}_{13} \cdot \dot{e}_{13}^{CH} = 95,2 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 238 \text{ kJ/s}$$

14 nolu akım (degazörden yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'e çıkış) kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}_{14}^{CH} = \dot{m}_{14} \cdot \dot{e}_{14}^{CH} = 100,4 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 251 \text{ kJ/s}$$

15 nolu akım (yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'den yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkış) kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}_{15}^{CH} = \dot{m}_{15} \cdot \dot{e}_{15}^{CH} = 106,5 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 266,25 \text{ kJ/s}$$

16 nolu akım (yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'den kazana çıkış) kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}_{16}^{CH} = \dot{m}_{16} \cdot \dot{e}_{16}^{CH} = 116,6 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 291,5 \text{ kJ/s}$$

17 nolu akım (yüksek basınç türbininden yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkış) kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}_{17}^{CH} = \dot{m}_{17} \cdot \dot{e}_{17}^{CH} = 10,1 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 25,25 \text{ kJ/s}$$

18 nolu akım (orta basınç türbininden yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'e çıkış) kimyasal ekserjisi;

$$\dot{E}_{18}^{CH} = \dot{m}_{18} \cdot \dot{e}_{18}^{CH} = 6,1 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 15,25 \text{ kJ/s}$$

19 nolu akım (orta basınç türbininden degazöre çıkış) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_{19}^{CH} = \dot{m}_{19} \cdot \dot{e}_{19}^{CH} = 5,2 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 13 \text{ kJ/s}$$

20 nolu akım (orta basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV'e çıkış) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_{20}^{CH} = \dot{m}_{20} \cdot \dot{e}_{20}^{CH} = 5,3 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 13,25 \text{ kJ/s}$$

21 nolu akım (alçak basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III'e çıkış) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_{21}^{CH} = \dot{m}_{21} \cdot \dot{e}_{21}^{CH} = 6,9 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 17,25 \text{ kJ/s}$$

22 nolu akım (alçak basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkış) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_{22}^{CH} = \dot{m}_{22} \cdot \dot{e}_{22}^{CH} = 3,1 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 7,75 \text{ kJ/s}$$

23 nolu akım (alçak basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'e çıkış) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_{23}^{CH} = \dot{m}_{23} \cdot \dot{e}_{23}^{CH} = 2,7 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 6,75 \text{ kJ/s}$$

24 nolu akım (kondensere soğuk su girişi) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_{24}^{CH} = \dot{m}_{24} \cdot \dot{e}_{24}^{CH} = 3150 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 7875 \text{ kJ/s}$$

25 nolu akım (kondenserden soğuk su çıkışı) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_{25}^{CH} = \dot{m}_{25} \cdot \dot{e}_{25}^{CH} = 3150 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 7875 \text{ kJ/s}$$

26 nolu akım (kondensere soğuk su girişi) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_{26}^{CH} = \dot{m}_{26} \cdot \dot{e}_{26}^{CH} = 3150 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 7875 \text{ kJ/s}$$

27 nolu akım (alçak basınç türbininden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'ye çıkış) kimyasal ekserjisi:

$$\dot{E}_{27}^{CH} = \dot{m}_{27} \cdot \dot{e}_{27}^{CH} = 3150 \text{ kg/s} \cdot 2,5 \text{ kJ/kg} = 7875 \text{ kJ/s}$$

Santrale ait hesaplanan tüm enerji ve ekserji değerleri çizelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6 Termik santralin ünitesine ait enerji ve ekserji değerleri

Düğüm No	Enerji	Fiziksel ekserji	Kimyasal Ekserji	Toplam Ekserji
	E(kW)	$\dot{E}^{PH}$ (kW)	$\dot{E}^{CH}$ (kW)	$\dot{E}$ (kW)
1	399611,52	174349,7	291,5	174641,2
2	337935,15	123177,9	266,25	123444,2
3	375327,3	143622,7	266,25	143889
4	271237,29	69877,5	224,75	70102,25
5	200442,08	12477,9	193	12670,9
6	14868,72	230,8	193	423,8
7	14868,72	232,37	193	425,37
8	14227,96	197,63	193	390,63
9	14227,96	197,63	193	390,63
10	19061,74	542,52	199,75	742,27
11	26056,19	1320,53	207,5	1528,03
12	44061,78	4131,8	224,75	4356,55
13	58952,6	8001,56	238	8239,56
14	74413,47	12316,06	251	12567,06
15	91267,3	17483,04	266,25	17749,29
16	121508,86	27860,4	291,5	28151,9
17	31632,19	11529,75	25,25	11555
18	18512,28	6025,82	15,25	6041,07
19	15920,31	4519,94	13	4532,94
20	15868,73	3945,26	13,25	3958,51
21	19250,31	2911,39	17,25	2928,64
22	8246,62	1039,71	7,75	1047,46
23	7105,32	597,88	6,75	604,63
24	330435	31,5	7875	7906,5
25	409500	996,66	7875	8871,66
26	330435	31,5	7875	7906,5
27	409500	996,66	7875	8871,66

4.2.3 Santraldeki Ekipmanların Ekserji Kayıplarının Bulunması

Santraldeki ekipmanlarda ekserji kaybı bulunurken (3.12) nolu denklemden yararlanılacaktır. Yapılacak hesaplamalarda ekipmanların yüzey sıcaklıkları ihmal edilmiştir. Buna göre;

Buhar kazanında ekserji kaybı:

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

$$\dot{E}_A + \dot{E}_B + \dot{E}_2 + \dot{E}_{16} = \dot{E}_C + \dot{E}_1 + \dot{E}_3 + \dot{E}_{ky}$$

$$455310,34 + 1548,707 + 123444,2 + 28151,9 = 69999,75 + 174641,2 + 143889,0 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 219956,98 \text{ kJ/s}$$

Türbin grubunda ekserji kaybı:

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

$$\dot{E}_1 + \dot{E}_3 + \dot{E}_4 = \dot{E}_2 + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{18} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{20} + \dot{E}_{21} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{23} + \dot{E}_4 + \dot{E}_5 + E_{w,türbin} + \dot{E}_{ky}$$

$$174641,2 + 143889,0 + 70102,25 = 123444,2 + 11555 + 6041,07 + 4532,94 + 3958,51 + 2928,64 + 1047,46 + 604,63 + 70102,25 + 12670,9 + 109200 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 42546,85 \text{ kJ/s}$$

Kondenserde ekserji kaybı:

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

$$\dot{E}_5 + \dot{E}_{24} + \dot{E}_{26} = \dot{E}_6 + \dot{E}_{25} + \dot{E}_{27} + \dot{E}_{ky}$$

$$12670,9 + 7906,5 + 7906,5 = 423,8 + 8871,66 + 8871,66 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 10316,78 \text{ kJ/s}$$

Kondenser tahliye pompasında ekserji kaybı:

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

Kondenser tahliye pompası verimi %80 alınacaktır. Bu durumda işin tamamı ekserji olacağı

için,

$$\dot{E}_g = 800 \text{ kW}, \dot{E}_\phi = 680 \text{ kW bulunur.}$$

$$800 = 680 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 120 \text{ kW}$$

Kazan besleme suyu pompa grubunda ekserji kaybı:

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

Kazan besleme suyu pompa grubu iki adet 3100 kW gücünde pompadan oluşmaktadır. Bu çalışmada pompa grubu için işlem yapılırken tek bir pompa gibi düşünülecektir. Pompaların her birinin verimi %85 olduğu kabul edilerek pompa grubunun verimi %85 alınacaktır. Bu durumda işin tamamı ekserji olacağı için, $\dot{E}_g = 3100 \text{ kW}$, $\dot{E}_\phi = 2635 \text{ kW}$ bulunur.

$$3100 = 2635 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 465 \text{ kJ/s} \Rightarrow 2 \cdot \dot{E}_{ky} = 2 \cdot 465 = 930 \text{ kJ/s}$$

Ejektörde ekserji kaybı:

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

$$\dot{E}_7 = \dot{E}_8 + \dot{E}_{ky}$$

$$423,8 = 390,63 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 33,17 \text{ kJ/s}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'de ekserji kaybı:

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

$$\dot{E}_9 + \dot{E}_{23} = \dot{E}_{10} + \dot{E}_{ky}$$

$$390,63 + 604,63 = 742,27 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 252,99 \text{ kJ/s}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'de ekserji kaybı:

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

$$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{22} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_{ky}$$

$$742,27 + 1047,46 = 1528,03 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 261,7 \text{ kJ/s}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III'de ekserji kaybı:

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

$$\dot{E}_{11} + \dot{E}_{21} = \dot{E}_{12} + \dot{E}_{ky}$$

$$1528,03 + 2928,64 = 4356,55 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 100,12 \text{ kJ/s}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV'de ekserji kaybı:

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

$$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{20} = \dot{E}_{13} + \dot{E}_{ky}$$

$$4356,55 + 3958,51 = 8239,56 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 75,5 \text{ kJ/s}$$

Degazörde ekserji kaybı:

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

$$\dot{E}_{13} + \dot{E}_{19} = \dot{E}_{14} + \dot{E}_{ky}$$

$$8239,56 + 4532,94 = 12567,06 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 205,44 \text{ kJ/s}$$

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I'de ekseji kaybı:

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

$$\dot{E}_{14} + \dot{E}_{18} = \dot{E}_{15} + \dot{E}_{ky}$$

$$12567,06 + 6041,07 = 17749,29 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 858,84 \text{ kJ/s}$$

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II'de ekseji kaybı:

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

$$\dot{E}_{15} + \dot{E}_{17} = \dot{E}_{16} + \dot{E}_{ky}$$

$$17749,29 + 11555,0 = 28151,9 + \dot{E}_{ky}$$

$$\dot{E}_{ky} = 1152,39 \text{ kJ/s}$$

4.3 Termik Santral Sisteminin Ekonomik Açıdan İncelenmesi

Bu çalışmada sistemin incelenmesi ekserji maliyeti hesabı ve sistemin eksergoekonomik analizi şeklinde yapılacaktır. Bu incelemeler yapılırken santral sistemi için aşağıdaki kabuller yapılacaktır.

- Santralin yılda ortalama 7745 çalıştığı göz önüne alınmıştır.
- Santralde saatte ortalama 125 ton düşük kalorili tunçbilek linyit kömürü kullanılmaktadır.
- Faiz oranı %3 ($r_i=0,03$) ; yıllık düzenli artış oranı %4 ($r_n=0,04$) ; geri ödeme oranı %6 ($i_{eff}=0,06$) olarak kabul edilmiştir.
- Santralin işletme ömrü $n=20$ yıl olarak alınmıştır.

Santralde ekipmanlara ait seviyelendirilmiş ilk yatırım, işletme ve bakım masrafları hesaplanırken (3.20), (3.21), (3.22), (3.23) nolu denklemlerden yararlanılacaktır.

$$k = \frac{(1+r_n)}{(1+i_{eff})} = \frac{(1+0,04)}{(1+0,06)} = 0,9811$$

$$CRF = \frac{i_{eff}(1+i_{eff})^n}{(1+i_{eff})^n - 1} = \frac{0,06(1+0,06)^{20}}{(1+0,06)^{20} - 1} = 0,0871$$

$$CELf = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF = \frac{0,9811(1-0,9811^{20})}{1-0,9811} 0,0871 = 1,436$$

$$A = \frac{CELf}{1+r_i} = \frac{1,436}{1+0,03} = 1,394$$

4.3.1 Santralin Ekserji Ve Eksergoekonomik Analizi

Ekserji maliyeti ve eksergoekonomiklik analizi yapılırken kullanılacak olan sistemin ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyetleri çizelge 4.7’de verilmiştir.

Çizelge 4.7 Santraldeki ekipman maliyetleri

	Maliyetler			
	İlk Yatırım Maliyeti (\$)	Yıllık vergiler,sigorta Ve personel masrafı (\$)	Yedek parça masrafı (\$)	Seviyelendirilmiş ilk yatırım işletme ve bakım masrafı (Z) (\$/h)
Kazan	19.933.000	498.325	996.650	448,45
Türbin grubu	13.909.000	347.725	695.450	312,92
Kondenser	873.900	21.848	43.695	11,79
KTP	114.550	2.864	5.728	2,57
Degazör	198.500	4.963	9.925	4,46
KBP	251.650	6.292	12.583	5,66
Ejektör	32.700	818	1.635	0,74
ABSI-I	133.050	3.326	6.653	2,30
ABSI-II	138.100	3.453	6.905	3,12
ABSI-III	152.600	3.815	7.630	3,44
ABSI-IV	165.800	4.145	8.290	3,74
YBSI-I	181.350	4.534	9.068	4,10
YBSI-II	182.550	4.564	9.128	4,11

Çizelgedeki maliyet analizleri göz önünde bulundurularak, komponentlerin seviyelendirilmiş parasal değeri (Z) aşağıdaki şekilde bulunur.

Kazan için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{kazan} = \left\{ \left(\frac{19933000}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{498325 + 996650}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{kazan} = [128,68 + 206,67] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{kazan} = 448,45 \$/h$$

Türbin grubu için Z değerinin hesaplanması;

Türbin grubu için Z değeri hesaplanırken yüksek basınç türbini, orta basınç türbini ve alçak basınç türbini tek bir türbin gibi göz önüne alınmış ve tüm giriş ve çıkışlar sanki tek türbin üzerinden yapılmış gibi düşünülmüştür.

$$\dot{Z}_{türbin} = \left\{ \left(\frac{13909000}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{347725 + 695450}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{türbin} = [89,79 + 134,69] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{türbin} = 312,92 \$/h$$

Kondenser için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{kondanser} = \left\{ \left(\frac{873900}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{21848 + 43695}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{kondanser} = [5,64 + 8,46] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{kondanser} = 11,79 \$/h$$

Kondenser tahliye pompası için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{KTP} = \left\{ \left(\frac{114550}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{2864 + 5728}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{KTP} = [0,739 + 1,109] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{KTP} = 2,57 \text{ \$/h}$$

Ejektör için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{ejektör} = \left\{ \left(\frac{32700}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{818 + 1635}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ejektör} = [0,21 + 0,32] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ejektör} = 0,74 \text{ \$/h}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{ABSI-I} = \left\{ \left(\frac{133050}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{3326 + 6653}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ABSI-I} = [0,86 + 1,29] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ABSI-I} = 2,30 \text{ \$/h}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{ABSI-II} = \left\{ \left(\frac{138100}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{3453 + 6905}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ABSI-II} = [0,90 + 1,34] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ABSI-II} = 3,12 \text{ \$/h}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{ABSI-III} = \left\{ \left(\frac{152600}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{3815 + 7630}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ABSI-III} = [0,99 + 1,48] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ABSI-III} = 3,44 \text{ \$/h}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{ABSI-IV} = \left\{ \left(\frac{165800}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{4145 + 8290}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ABSI-IV} = [1,07 + 1,61] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{ABSI-IV} = 3,74 \text{ \$/h}$$

Degazör için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{Degazör} = \left\{ \left(\frac{198500}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{9925 + 4963}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{Degazör} = [1,28 + 1,92] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{Degazör} = 4,46 \text{ \$/h}$$

Yüksek basınç suyu ısıtıcısı-I için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{YBSI-I} = \left\{ \left(\frac{181350}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{4534 + 9068}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{YBSI-I} = [1,17 + 1,76] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{YBSI-I} = 4,10 \text{ \$/h}$$

Yüksek basınç suyu ısıtıcısı-II için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{YBSI-II} = \left\{ \left(\frac{182550}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{4564 + 9128}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{YBSI-II} = [1,18 + 1,77] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{YBSI-II} = 4,11 \text{ \$/h}$$

Kazan besleme pompaları için Z değerinin hesaplanması;

$$\dot{Z}_{KBP} = \left\{ \left(\frac{251650}{20 \times 7745} \right) + \left(\frac{6292 + 12583}{7745} \right) \right\} \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{KBP} = [1,62 + 2,44] \times 1,394$$

$$\dot{Z}_{KBP} = 5,66 \text{ \$}/h$$

4.3.2 Santral Ekipmanlarında Akım Maliyetlerinin ve Eksergoekonomik Parametrelerinin Hesaplanması

Bu kısımda hangi ekipmanlarda iyileştirme yapılabileceğini ve hangi iyileştirmenin hangi ekipmanda olması gerektiği hakkında yorum yapabilmek için (3.15), (3.17), (3.19) ve (3.24) nolu denklemlerden yararlanılarak ekipmanların akımlarının maliyetleri ve ekipmanların eksergoekonomik faktörleri hesaplanacaktır.

Buhar kazanı için eksergoekonomik analiz:

c_A = Yakıt maliyeti

$$c_A = \frac{1843,75 \text{ \$}/h}{455310,34 \times 3600 \text{ kJ}/h} = 1,12 \times 10^{-6} \text{ \$}/\text{kJ}$$

Baca gazının birim ekserji maliyeti yakıtın birim ekserji maliyetine eşittir

$$c_A = c_c = 1,12 \times 10^{-6} \text{ \$}/\text{kJ}$$

Yakma havasının birim ekserji maliyeti sıfır alınmıştır. Fan maliyeti ,kanal maliyeti ve elektrik maliyeti gibi parametreler kazan maliyeti içinde göz önüne alınmıştır.

c_B = Yakma havası maliyeti = 0

Kazana giren su ve çıkan buhar hattın ürünü olduğu için bu akımların maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_{16}$$

Buhar kazanı için maliyet denge denklemini yazarsak;

$$c_A \dot{E}_A + c_B \dot{E}_B + c_2 \dot{E}_2 + c_{16} \dot{E}_{16} + \dot{Z}_{kazan} = c_C \dot{E}_C + c_1 \dot{E}_1 + c_3 \dot{E}_3$$

$$1,12.10^{-6}.455310,34.3600 + 0 + c_2.123444,2.3600 + c_{16}.28151,9.3600 + 448,45$$

$$= 1,12.10^{-6}.69999,75.3600 + c_1.174641,2.3600 + c_3.143889,0.3600$$

$$2002,02 = 600962760.c_1$$

$$c_1 = 3,33.10^{-6} \text{ \$/kj bulunur.}$$

Buhar kazanı için kayıp ekserji maliyeti;

$$c_{ky,kazan} = c_A \frac{\dot{E}_A}{\dot{E}_A + \dot{E}_C} + c_C \frac{\dot{E}_C}{\dot{E}_A + \dot{E}_C}$$

$$c_{ky,kazan} = 1,12.10^{-6} \frac{455310,34.3600}{(455310,34 + 72007,97).3600} + 1,12.10^{-6} \frac{69999,75.3600}{(455310,34 + 72007,97).3600}$$

$$c_{ky,kazan} = 1,12.10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$\dot{C}_{ky,kazan} = c_{ky,kazan} \times \dot{E}_{ky,kazan} = 1,12.10^{-6} . 219956,98.3600 = 886,86 \text{ \$ / h}$$

Buhar kazanı ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,kazan} = \frac{\dot{E}_{ky,kazan}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{219956,98}{276810,57} = 0,79$$

Buhar kazanı için eksergoekonomik faktör;

$$f_{kazan} = \frac{\dot{Z}_{kazan}}{\dot{Z}_{kazan} + \dot{C}_{ky,kazan}} = \frac{448,45}{448,45 + 886,86} = 0,34 \text{ bulunur.}$$

Türbin grubu için eksergoekonomik analiz;

Türbin buhar giriş ve çıkış akımlarının maliyetleri eşittir.

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = c_5 = c_{17} = c_{18} = c_{19} = c_{20} = c_{21} = c_{22} = c_{23} = 3,31.10^{-6}$$

$$c_1 \dot{E}_1 + c_3 \dot{E}_3 + c_4 \dot{E}_4 + \dot{Z}_{türbin} = c_2 \dot{E}_2 + c_4 \dot{E}_4 + c_5 \dot{E}_5 + c_{17} \dot{E}_{17} + c_{18} \dot{E}_{18} + c_{19} \dot{E}_{19} \\ + c_{20} \dot{E}_{20} + c_{21} \dot{E}_{21} + c_{22} \dot{E}_{22} + c_{23} \dot{E}_{23} + c_{wt} \dot{E}_{wt}$$

$$3,33.10^{-6} . 174641,2.3600 + 3,33.10^{-6} . 143889,0.3600 + 3,33.10^{-6} . 70102,25.3600 + 312,92 =$$

$$3,33.10^{-6} . 123444,2.3600 + 3,33.10^{-6} . 11555,0.3600 + 3,33.10^{-6} . 6041,07.3600 + 3,33.10^{-6} . 4532,94.3600$$

$$+ 3,33.10^{-6} . 3958,51.3600 + 3,33.10^{-6} . 2928,64.3600 + 3,33.10^{-6} . 1047,46.3600 + 3,33.10^{-6} . 604,63.3600$$

$$+ 3,33.10^{-6} . 70102,25.3600 + 3,33.10^{-6} . 12670,9.3600 + c_{wt} . 120633,66.3600$$

$$2132,058=c_{wt} \cdot 120633,66 \cdot 3600$$

$$c_{wt}=4,90 \cdot 10^{-6} \text{ \$/kj bulunur.}$$

Türbin grubu kayıp ekserji maliyeti;

$$c_{ky,türbin}=c_1=3,33 \cdot 10^{-6}$$

$$\dot{C}_{ky,türbin}=c_{ky,türbin} \cdot \dot{E}_{ky,türbin}=3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 42546,85 \cdot 3600=510,05 \text{ \$/h}$$

Türbin grubu ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,türbin}=\frac{\dot{E}_{ky,türbin}}{\sum \dot{E}_{ky}}=\frac{42546,85}{276810,57}=0,15$$

Türbin grubu eksergoekonomik faktör;

$$f_{türbin}=\frac{\dot{Z}_{türbin}}{\dot{Z}_{türbin}+\dot{C}_{ky,türbin}}=\frac{312,92}{312,92+510,05}=0,38 \text{ bulunur.}$$

Kondenser için eksergoekonomik analiz:

Kondensere giren buhar ve çıkan su buhar hattı ürünü olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_5=c_6=3,33 \cdot 10^{-6} \text{ \$/kj}$$

Kondensere giren ve çıkan soğutma suyu aynı hattın ürünü olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_{24}=c_{25}=c_{26}=c_{27}$$

$$c_5 \dot{E}_5 + c_{24} \dot{E}_{24} + c_{26} \dot{E}_{26} + \dot{Z}_{kondenser} = c_6 \dot{E}_6 + c_{25} \dot{E}_{25} + c_{27} \dot{E}_{27}$$

$$3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 12670,9 \cdot 3600 + c_{24} 7906,5 \cdot 3600 + c_{26} 7906,5 \cdot 3600 + 11,79 = 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 423,8 \cdot 3600$$

$$+ c_{25} \cdot 8871,66 \cdot 3600 + c_{27} \cdot 8871,66 \cdot 3600$$

$$158,60 = 6949152 \cdot c_{24}$$

$$c_{24} = 2,28 \cdot 10^{-5} \text{ \$/kj bulunur.}$$

Kondenser kayıp ekserji maliyeti;

$$c_{ky,kondenser} = c_5 = 3,33 \cdot 10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$\dot{C}_{ky,kondenser} = c_{ky,kondenser} \cdot \dot{E}_{ky,kondenser} = 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 10316,78 \cdot 3600 = 123,67 \text{ \$/h}$$

Kondenser ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,kondenser} = \frac{\dot{E}_{ky,kondenser}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{10316,78}{276810,57} = 0,037$$

Kondenser eksergoekonomik faktör;

$$f_{kondenser} = \frac{\dot{Z}_{kondenser}}{\dot{Z}_{kondenser} + \dot{C}_{ky,kondenser}} = \frac{11,79}{11,79 + 123,67} = 0,09 \text{ bulunur.}$$

Kondenser tahliye pompası eksergoekonomik analiz;

Pompaya giren ve çıkan su buhar hattı ürünü olduğu için birbirine eşittir.

$$c_6 = c_7 = 3,33 \cdot 10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$c_6 E_6 + c_{w,ktp} E_{w,ktp} + \dot{Z}_{KTP} = c_7 E_7 + c_{ky} \cdot E_{ky}$$

$$3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 423,8 \cdot 3600 + 4,90 \cdot 10^{-6} \cdot 120 \cdot 3600 + 2,57 = 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 423,8 \cdot 3600 + c_{ky} \cdot E_{ky}$$

buradan kondenser tahliye pompası kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky,ktp} = c_{ky,ktp} \cdot \dot{E}_{ky,ktp} = 4,68 \text{ \$/kj}$$

Kondenser tahliye pompası ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,ktp} = \frac{\dot{E}_{ky,ktp}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{120}{276810,57} = 4,33 \cdot 10^{-4} = 0,000433$$

Kondenser tahliye pompası eksergoekonomik faktör;

$$f_{ktp} = \frac{\dot{Z}_{ktp}}{\dot{Z}_{ktp} + \dot{C}_{ky,ktp}} = \frac{2,57}{2,57 + 4,68} = 0,35 \text{ bulunur.}$$

Ejektör için eksergoekonomik analiz:

Ejektöre kondenser tahliye pompasından gelen akım ve ejektörden alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I' e giden akım buhar hattı olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_7 = c_8 = 3,33 \cdot 10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$c_7 \cdot \dot{E}_7 + \dot{Z}_{\text{ejektör}} = c_8 \cdot \dot{E}_8 + c_{ky} \cdot E_{ky}$$

$$3,33 \cdot 10^{-6} 425,37 \cdot 3600 + 0,74 = 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 390,63 \cdot 3600 + c_{ky} \cdot E_{ky}$$

buradan ejektör kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky, \text{ejektör}} = c_{ky, \text{ejektör}} \cdot \dot{E}_{ky, \text{ejektör}} = 1,16 \text{ \$/kj}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I için ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky, \text{ejektör}} = \frac{\dot{E}_{ky, \text{ejektör}}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{33,17}{276810,57} = 1,19 \cdot 10^{-4} = 0,00019$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I için eksergoekonomik faktör;

$$f_{\text{ejektör}} = \frac{\dot{Z}_{\text{ejektör}}}{\dot{Z}_{\text{ejektör}} + \dot{C}_{ky, \text{ejektör}}} = \frac{0,74}{0,74 + 1,16} = 0,39 \text{ bulunur.}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I için eksergoekonomik analiz:

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısına türbin ve glend kondenserdan gelen akımlar buhar hattı olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_9 = c_{10} = c_{23} = 3,33 \cdot 10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$c_9 \cdot \dot{E}_9 + c_{23} \cdot \dot{E}_{23} + \dot{Z}_{\text{ABSI-I}} = c_{10} \cdot \dot{E}_{10} + c_{ky} \cdot E_{ky}$$

$$3,33 \cdot 10^{-6} 390,63 \cdot 3600 + 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 604,63 \cdot 3600 + 2,30 = 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 742,27 \cdot 3600 + c_{ky} \cdot E_{ky}$$

buradan alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky, \text{ABSI-I}} = c_{ky, \text{ABSI-I}} \cdot \dot{E}_{ky, \text{ABSI-I}} = 5,33 \text{ \$/kj}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I için ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,ABSI-I} = \frac{\dot{E}_{ky,ABSI-I}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{252,99}{276810,57} = 9,13 \cdot 10^{-4} = 0,000913$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-I için eksergoekonomik faktör;

$$f_{ABSI-I} = \frac{\dot{Z}_{ABSI-I}}{\dot{Z}_{ABSI-I} + \dot{C}_{ky,ABSI-I}} = \frac{2,30}{2,30 + 5,33} = 0,30 \text{ bulunur.}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II için eksergo ekonomik analiz;

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısına türbin ve alçak basınç besleme suyu ısıtıcısından gelen akımlar buhar hattı olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_{10} = c_{11} = c_{22} = 3,33 \cdot 10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$c_{10} \dot{E}_{10} + c_{22} \dot{E}_{22} + \dot{Z}_{ABSI-II} = c_{11} \dot{E}_{11} + c_{ky} \dot{E}_{ky}$$

$$3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 742,27 \cdot 3600 + 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 1047,46 \cdot 3600 + 3,12 = 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 1528,03 \cdot 3600 + c_{ky} \dot{E}_{ky}$$

buradan alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II için kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky,ABSI-II} = c_{ky,ABSI-II} \cdot \dot{E}_{ky,ABSI-II} = 6,26 \text{ \$/kj}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II için ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,ABSI-II} = \frac{\dot{E}_{ky,ABSI-II}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{261,7}{276810,57} = 9,45 \cdot 10^{-4} = 0,00094$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-II için eksergoekonomik faktör;

$$f_{ABSI-II} = \frac{\dot{Z}_{ABSI-II}}{\dot{Z}_{ABSI-II} + \dot{C}_{ky,ABSI-II}} = \frac{3,12}{3,12 + 6,26} = 0,33 \text{ bulunur.}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III için eksergoekonomik analiz;

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısına türbin ve alçak basınç besleme suyu ısıtıcısından gelen akımlar buhar hattı olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_{11} = c_{12} = c_{21} = 3,33 \cdot 10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$c_{11} \dot{E}_{11} + c_{21} \dot{E}_{21} + \dot{Z}_{ABSI-III} = c_{12} \dot{E}_{12} + c_{ky} \dot{E}_{ky}$$

$$3,33.10^{-6}.1528,03.3600+3,33.10^{-6}.2928,64.3600+3,44=3,33.10^{-6}.4356,55.3600+c_{ky}.\dot{E}_{ky}$$

buradan alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III için kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky,ABSI-III}=c_{ky,ABSI-III}.\dot{E}_{ky,ABSI-III}=4,64 \text{ \$/kj}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III için ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,ABSI-III}=\frac{\dot{E}_{ky,ABSI-III}}{\sum \dot{E}_{ky}}=\frac{100,12}{276810,57}=3,61.10^{-4}=0,00036$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-III için eksergoekonomik faktör;

$$f_{ABSI-III}=\frac{\dot{Z}_{ABSI-III}}{\dot{Z}_{ABSI-III}+\dot{C}_{ky,ABSI-III}}=\frac{3,44}{3,44+4,64}=0,43 \text{ bulunur.}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV için eksergoekonomik analiz;

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısına türbin ve alçak basınç besleme suyu ısıtıcısından gelen akımlar buhar hattı olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_{12}=c_{13}=c_{20}=3,33.10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$c_{12}.\dot{E}_{12}+c_{20}.\dot{E}_{20}+\dot{Z}_{ABSI-IV}=c_{13}.\dot{E}_{13}+c_{ky}.\dot{E}_{ky}$$

$$3,33.10^{-6}.4356,55.3600+3,33.10^{-6}.3958,51.3600+3,74=3,33.10^{-6}.8239,56+c_{ky}.\dot{E}_{ky}$$

buradan alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV için kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky,ABSI-IV}=c_{ky,ABSI-IV}.\dot{E}_{ky,ABSI-IV}=4,64 \text{ \$/kj}$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV için ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,ABSI-IV}=\frac{\dot{E}_{ky,ABSI-IV}}{\sum \dot{E}_{ky}}=\frac{75,5}{276810,57}=2,72.10^{-4}=0,00027$$

Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı-IV için eksergoekonomik faktör;

$$f_{ABSI-IV}=\frac{\dot{Z}_{ABSI-IV}}{\dot{Z}_{ABSI-IV}+\dot{C}_{ky,ABSI-IV}}=\frac{3,74}{3,74+4,64}=0,45 \text{ bulunur.}$$

Degazör için eksergoekonomik analiz:

Degazöre türbin ve alçak basınç besleme suyu ısıtıcısından gelen akımlar buhar hattı olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_{13}=c_{14}=c_{19}=3,33.10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$c_{13}\dot{E}_{13}+c_{19}\dot{E}_{19}+\dot{Z}_{\text{Degazör}}=c_{14}\dot{E}_{14}+c_{ky}\dot{E}_{ky}$$

$$3,33.10^{-6}.8239,56.3600+3,33.10^{-6}.4532,94.3600+4,46=3,33.10^{-6}.12567,06.3600+c_{ky}\dot{E}_{ky}$$

buradan degazör için kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky,\text{Degazör}}=c_{ky,\text{Degazör}}.\dot{E}_{ky,\text{Degazör}}=6,92 \text{ \$/kj}$$

Degazör için ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,\text{Degazör}}=\frac{\dot{E}_{ky,\text{Degazör}}}{\sum \dot{E}_{ky}}=\frac{205,44}{276810,57}=7,42.10^{-6}=0,00074$$

Degazör için eksergoekonomik faktör;

$$f_{\text{Degazör}}=\frac{\dot{Z}_{\text{Degazör}}}{\dot{Z}_{\text{Degazör}}+\dot{C}_{ky,\text{Degazör}}}=\frac{4,46}{4,46+6,92}=0,40 \text{ bulunur.}$$

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I için eksergoekonomik analiz:

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısına türbin ve degazörden gelen akımlar buhar hattı olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_{14}=c_{15}=c_{18}=3,33.10^{-6} \text{ \$/kj}$$

$$c_{14}\dot{E}_{14}+c_{18}\dot{E}_{18}+\dot{Z}_{\text{YBSI-I}}=c_{15}\dot{E}_{15}+c_{ky}\dot{E}_{ky}$$

$$3,33.10^{-6}.12567,06.3600+3,33.10^{-6}.6041,07.3600+4,10=3,33.10^{-6}.17749,29.3600+c_{ky}\dot{E}_{ky}$$

buradan yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky,\text{YBSI-I}}=c_{ky,\text{YBSI-I}}.\dot{E}_{ky,\text{YBSI-I}}=14,39 \text{ \$/kj}$$

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I için ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,YBSI-I} = \frac{\dot{E}_{ky,YBSI-I}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{858,84}{276810,57} = 3,10 \cdot 10^{-3} = 0,0031$$

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-I için eksergoekonomik faktör;

$$f_{YBSI-I} = \frac{\dot{Z}_{YBSI-I}}{\dot{Z}_{YBSI-I} + \dot{C}_{ky,YBSI-I}} = \frac{4,10}{4,10 + 14,39} = 0,22 \text{ bulunur.}$$

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II için eksergoekonomik analiz;

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısına türbin ve yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısından gelen akımlar buhar hattı olduğu için akım maliyetleri birbirine eşittir.

$$c_{15} = c_{16} = c_{17} = 3,33 \cdot 10^{-6} \text{ \$ / kj}$$

$$c_{15} \dot{E}_{15} + c_{17} \dot{E}_{17} + \dot{Z}_{YBSI-II} = c_{16} \dot{E}_{16} + c_{ky} \dot{E}_{ky}$$

$$3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 17749,29 \cdot 3600 + 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 11555,0 \cdot 3600 + 4,11 = 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 28151,9 \cdot 3600 + c_{ky} \dot{E}_{ky}$$

buradan yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II için kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky,YBSI-II} = c_{ky,YBSI-II} \cdot \dot{E}_{ky,YBSI-II} = 17,92 \text{ \$ / kj}$$

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II için ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,YBSI-II} = \frac{\dot{E}_{ky,YBSI-II}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{1152,39}{276810,57} = 4,16 \cdot 10^{-3} = 0,0041$$

Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı-II için eksergoekonomik faktör;

$$f_{YBSI-II} = \frac{\dot{Z}_{YBSI-II}}{\dot{Z}_{YBSI-II} + \dot{C}_{ky,YBSI-II}} = \frac{4,11}{4,11 + 17,92} = 0,18 \text{ bulunur.}$$

Kazan besleme suyu pompaları için eksergoekonomik analiz;

Pompaya giren ve çıkan su buhar hattı ürünü olduğu için birbirine eşittir.

$$c_{14} = c_{14'} = 3,33 \cdot 10^{-6} \text{ \$ / kj ve } \dot{E}_{14'} = \dot{E}_{14} = 12567,06 \text{ kW}$$

$$c_{14'} \dot{E}_{14'} + c_{w,KBP} \dot{E}_{KBP} + \dot{Z}_{KBP} = c_{14} \dot{E}_{14} + c_{ky} \dot{E}_{ky}$$

$$3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 12567,06 \cdot 3600 + 4,90 \cdot 10^{-6} \cdot 930 \cdot 3600 + 5,66 = 3,33 \cdot 10^{-6} \cdot 12567,06 \cdot 3600 + c_{ky} \dot{E}_{ky}$$

burada kazan besleme suyu pompaları kayıp ekserji maliyeti;

$$\dot{C}_{ky,KBP} = c_{ky,KBP} \cdot \dot{E}_{ky,KBP} = 22,06 \text{ \$/kj}$$

Kazan besleme suyu pompaları ekserji kaybı oranı;

$$y_{ky,KBP} = \frac{\dot{E}_{ky,KBP}}{\sum \dot{E}_{ky}} = \frac{930}{276810,57} = 3,35 \cdot 10^{-3} = 0,0034$$

Kazan besleme suyu pompaları eksergoekonomik faktör;

$$f_{KBP} = \frac{\dot{Z}_{KBP}}{\dot{Z}_{KBP} + \dot{C}_{ky,KBP}} = \frac{5,66}{5,66 + 22,59} = 0,20 \text{ bulunur.}$$

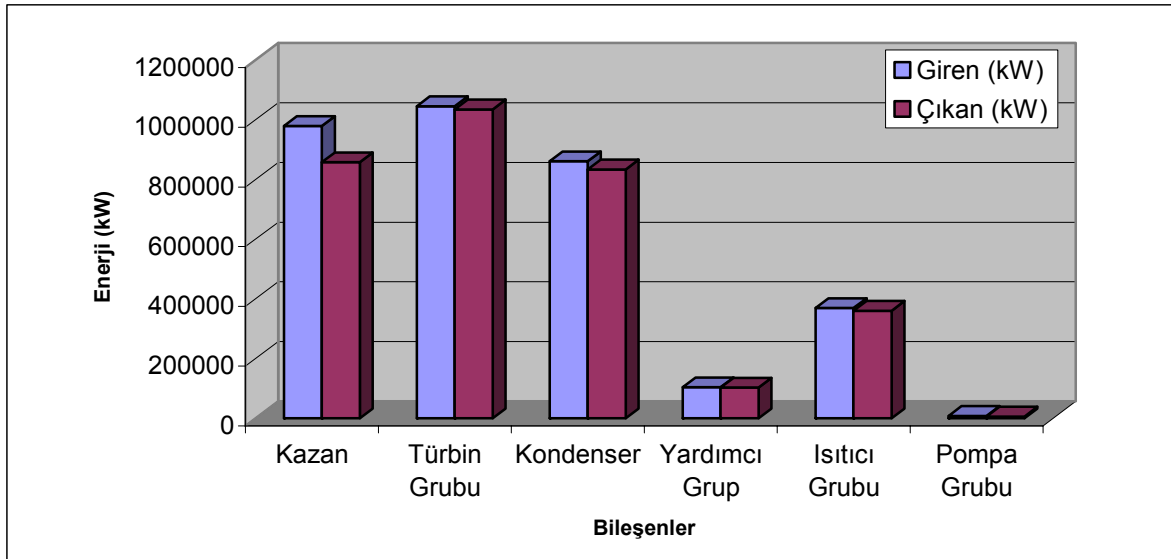
Yapılan çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçlar baz alınarak, üniteleri oluşturan bileşenlere giren ve çıkan enerji ve ekserji değerleri Çizelge 4.8 ve çizelge 4.9’ da verilmektedir. Bu çizelgelere ait grafiksel gösterimler ise Şekil 4.18 ve şekil 4.19’da verilmektedir. Tesisin termodinamik analizinde türbinler tek bir türbin grubu, ejektör, glend kondenser ve degazör yardımcı grubu, ABSI-I, ABSI-II, ABSI-III, ABSI-IV, YBSI-I, YBSI-II ısıtıcıları ısıtıcı grubu ve pompalar ayrı ayrı tek bir grup olarak analize dahil edilmiştir.

Çizelge 4.8 Ünite bileşenleri için giren ve çıkan enerji değerleri

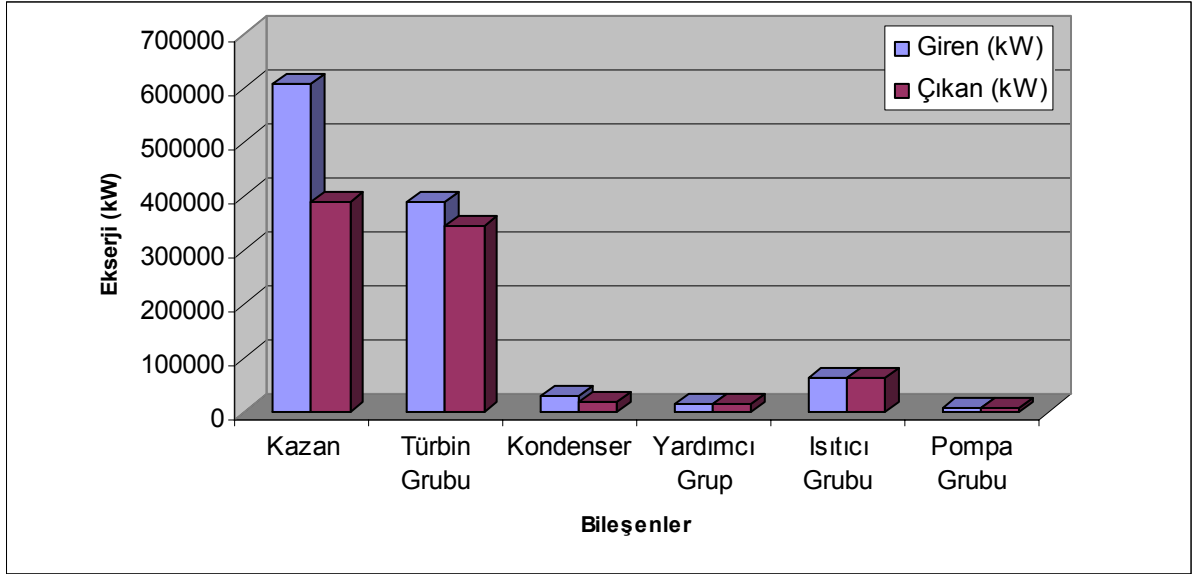
	Giren (kW)	Çıkan (kW)
Kazan	979834,65	858128,99
Türbin Grubu	1046176,10	1035330,28
Kondenser	861312,08	833868,72
Yardımcı Grup	103969,60	102869,39
Isıtıcı Grubu	369703,46	360908,47
Pompa Grubu	8000,00	6120,00

Çizelge 4.9 Ünite bileşenleri için giren ve çıkan ekserji değerleri.

	Giren (kW)	Çıkan (kW)
Kazan	608455,15	388498,17
Türbin Grubu	388632,45	346085,6
Kondenser	28483,9	18167,12
Yardımcı Grup	13620,1	13381,49
Isıtıcı Grubu	63468,95	60767,6
Pompa Grubu	7000	5950

**Şekil 4.18** Ünite bileşenleri için giren ve çıkan enerjiler

Santral bileşenleri giren ve çıkan enerjiler açısından Şekil 4.18 değerlendirilirse; enerjinin en yoğun olarak görüldüğü bileşenler kazan, türbin grubu, kondenser ve biraz da ısıtıcı grubudur. Pompa grubu ve yardımcı grubun taşıdığı enerji yok denecek kadar azdır. Giren ve çıkan enerji arasındaki fark, enerji kaybını ifade ettiğinden öncelikle ele alınması gereken bileşenler bu farkın yüksek olduğu bileşenler olmalıdır. Buna göre, kazan ve kondenser enerji kaybının değerlendirilmesi açısından birinci öncelikli bileşenlerdir.



Şekil 4.19 Ünite bileşenleri için giren ve çıkan ekserjiler

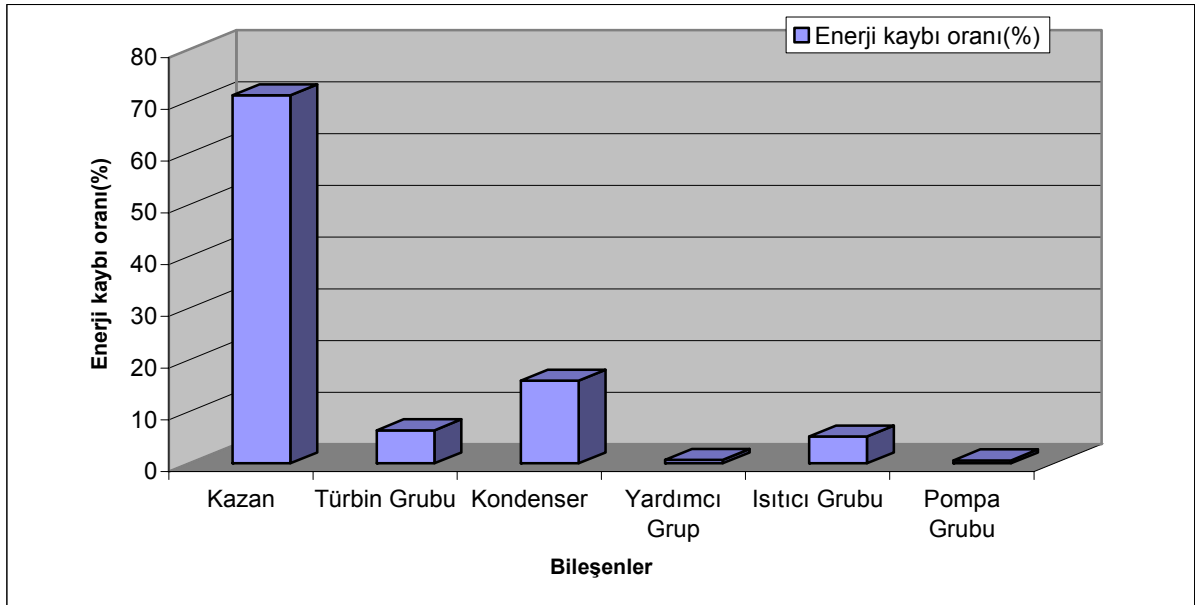
Santral bileşenleri için giren ve çıkan ekserji değerleri açısından şekil 4.19 hakkında değerlendirme yapılırsa, kazan, türbin grubu ekserjisinin en yoğun olarak taşındığı bileşenler olarak ortaya çıkarlar. Giren ve çıkan ekserjiler arasındaki fark yani kayıplar açısından bir değerlendirme yapılırsa; kazan, türbin grubu ve kondenserin ilk sıraları paylaştığı açıktır. Isıtıcı grubu, pompa grubu, yardımcı gruplardaki kayıplar diğerlerine kıyasla oldukça düşüktür. Dolayısı ile burada dikkate alınması gerekli olan en önemli komponent kazan olarak göze çarpmaktadır.

Çizelge 4.10 Ünite bileşenleri için enerji kayıp oranları.

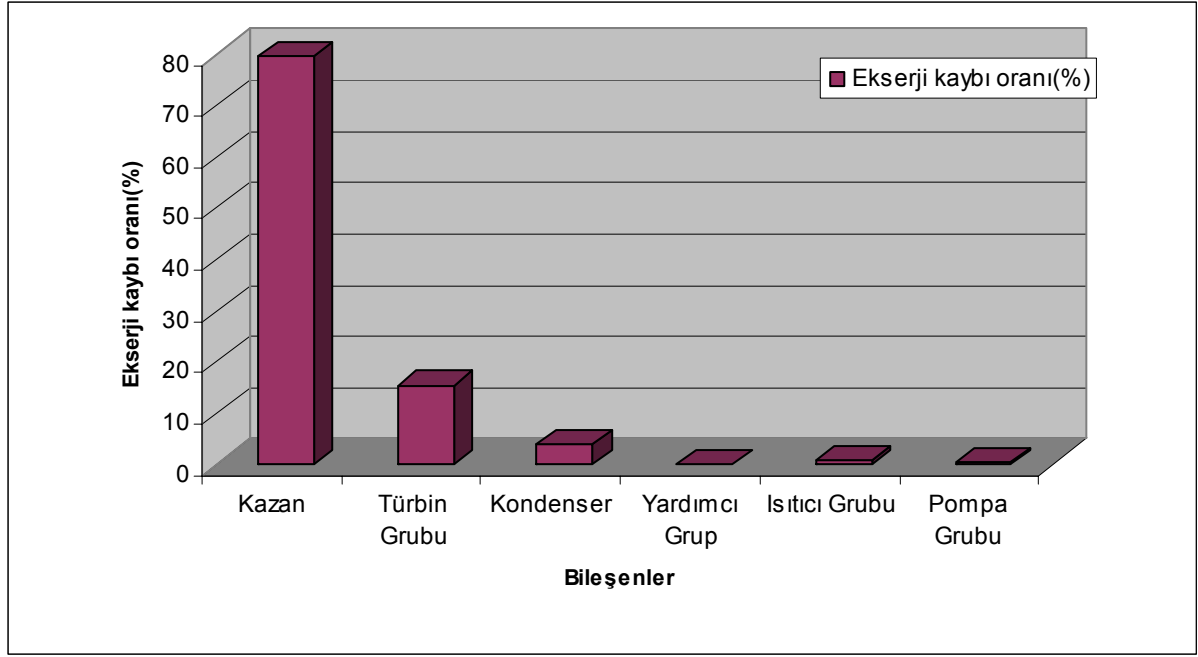
	Kayıp enerji (kW)	Enerji kaybı oranı(%)
Kazan	121705,66	71,1
Türbin Grubu	10852,82	6,4
Kondenser	27443,36	16
Yardımcı Grup	1100,21	0,7
Isıtıcı Grubu	8794,99	5,2
Pompa	1050	0,6

Çizelge 4.11 Ünite bileşenleri için ekserji kayıp oranları

	Kayıp ekserji (kW)	Ekserji kaybı oranı(%)
Kazan	219956,98	79,5
Türbin Grubu	42546,85	15,4
Kondenser	10316,78	3,8
Yardımcı Grup	238,61	0,01
Isıtıcı Grubu	2701,35	0,9
Pompa	1050	0,4

**Şekil 4.20** Ünite bileşenleri için enerji kayıp oranları

Daha hassas bir değerlendirme açısından, enerji kayıp oranları değerlendirilirse, ünite II için enerji kaybının en fazla olduğu bileşenler kazan ve kondenserdir.



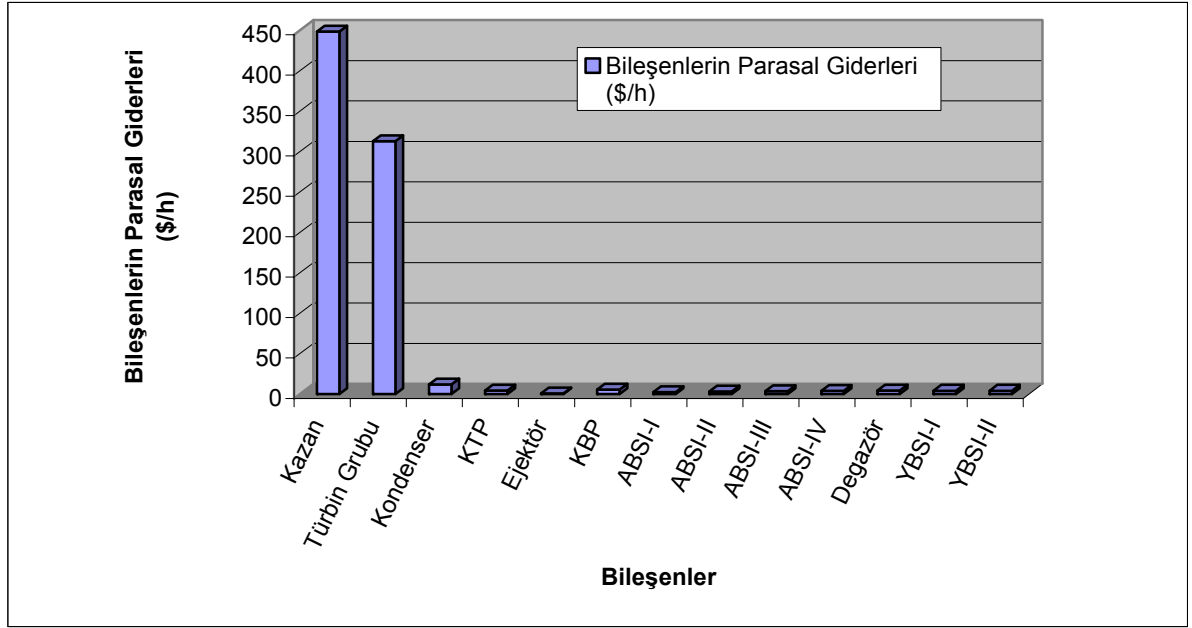
Şekil 4.21 Ünite bileşenleri için ekserji kayıp oranları

Ekserji kayıp oranları açısından yapılan bir değerlendirmede ise, kazanın ilk sırayı aldığı, bunu türbin grubu ve kondenserin takip ettiği görülür.

Santraldeki komponentler için termoeconomik yönden daha detaylı yorum yapabilmek için bileşenlerin parasal giderleri $Z(\$/h)$, bileşenlere ait kayıp ekserji maliyetleri $C(\$/h)$ ve bileşenlerin eksergoekonomik faktörlerini (f) kıyaslamak gerekmektedir. Bileşenlere ait bu özellikler aşağıdaki çizelge verilmiştir.

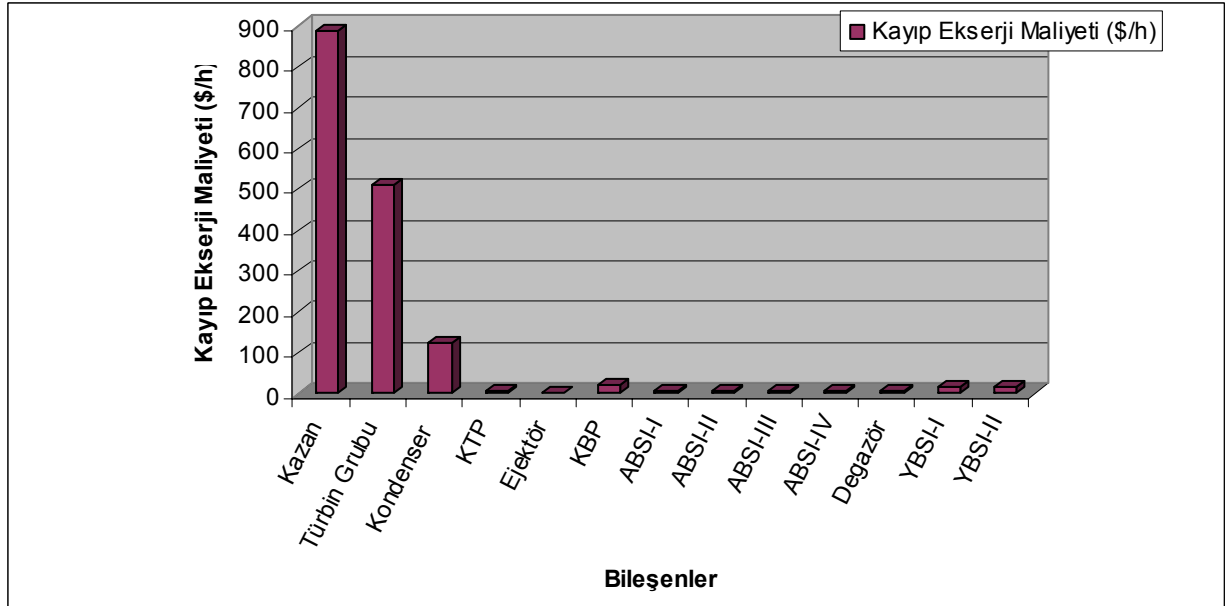
Çizelge 4.12 Ünite bileşenlerine ait Z(\$/h), C(\$/h) ve f değerleri

	Bileşenlerin Parasal Giderleri (\$/h)	Kayıp Ekserji Maliyeti (\$/h)	Eksergoekonomik faktör (f)
Kazan	448,45	886,86	0,34
Türbin Grubu	312,92	510,35	0,38
Kondenser	11,79	123,67	0,09
KTP	4,46	4,68	0,35
Ejektör	0,74	1,16	0,39
KBP	5,66	22,06	0,20
ABSI-I	2,30	5,33	0,30
ABSI-II	3,12	6,26	0,33
ABSI-III	3,44	4,64	0,43
ABSI-IV	3,74	4,64	0,45
Degazör	4,46	6,92	0,40
YBSI-I	4,10	14,39	0,22
YBSI-II	4,11	17,92	0,18



Şekil 4.22 Ünite bileşenlerine ait Parasal Giderler

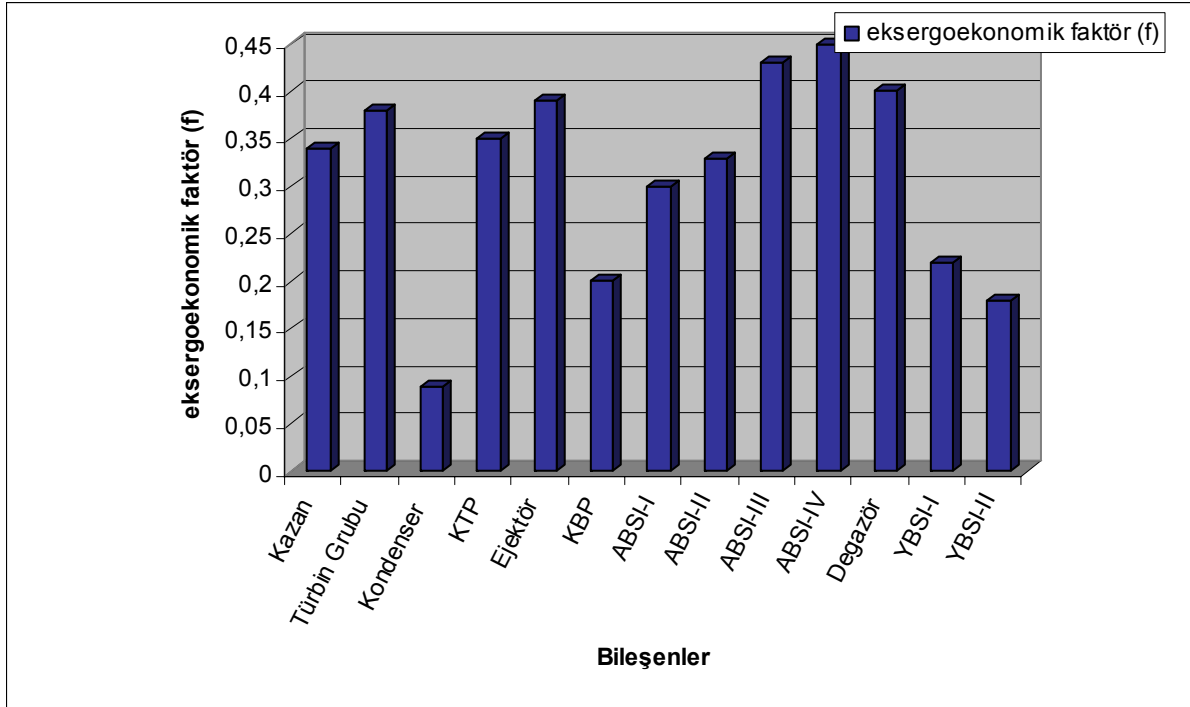
Bileşenlere ait parasal giderler için Şekil 4.22 değerlendirilirse; en çok parasal gidere sahip ekipmanın kazan olduğu görülmektedir. Daha sonra türbin grubu için yüksek parasal gider söz konusu olmakla beraber diğer bileşenlerin parasal giderlerinin ise kazan ve türbin grubuna kıyasla çok düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.23 Ünite bileşenlerine ait kayıp ekserji maliyetleri

Bileşenlere ait kayıp ekserji maliyetleri için Şekil 4.23 değerlendirilirse; en yüksek kayıp

ekserji maliyetinin olduğu ekipmanın kazan olduğu sonra ise türbin grubu ve kondenserin olduğu görülmektedir. Diğer ekipmanlarda ise kayıp ekserji maliyetinin çok düşük seviyelerde olduğu görülmektedir.



Şekil 4.24 Ünite bileşenlerine ait eksergoekonomik faktörlerin karşılaştırılması

Bileşenlere ait eksergoekonomik faktörler için Şekil 4.24 değerlendirilirse en düşük eksergoekonomik faktöre sahip bileşenin kondenser olduğu, en yüksek eksergoekonomik faktöre sahip bileşenin ise ABSI-IV olduğu görülmektedir. Diğer bileşenler için ise eksergoekonomik faktörler değişmekte olup, bizim için iyileştirme yapmamız gereken ekipmanı belirlemede eksergoekonomik faktörlerle ekserji kayıpları ve ekserji maliyetlerinin birlikte değerlendirilmesi daha uygun olacaktır.

5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bir sistem mühendislik yaklaşımıyla incelendiğinde, sadece termodinamik açıdan incelendiğinde, sadece termodinamik açıdan incelenmesi ve bu inceleme ışığında sistemlerin birbiriyle 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 neden olur. Bu nedenle termodinamik analiz ile maliyet etkisi birlikte düşünülerek optimum tasarım parametreleri belirlenmelidir. Bu tarife en uygun yöntemlerden biri ise bu çalışmada uygulanan termoeconomik analiz yöntemidir.

Bu çalışmada Türkiye’de halen çalışmakta olan bir termik santralin ikinci ünitesinin belirlenen parametrelere bağlı olarak termoeconomik analiz yöntemiyle bütün ekipmanlarında değerlendirme yapılmıştır.

Çalışmanın birinci aşamasında santralden çeşitli çalışmalar sonucu alınan sistem parametrelerine bağlı olarak santralin enerji ve ekserji yönünden termodinamik incelemesi yapılarak, santraldeki her bir komponentin enerji ve ekserji dengeleri belirlenmiştir. Bu değerlendirmeler neticesinde komponentlerin enerji ve ekserji kayıplarına bağlı olarak kıyaslamalar yapılabilmektedir.

Çalışmanın ikinci aşamasında ise hesaplanan termoeconomik parametreler doğrultusunda yapılabilecek iyileştirmeler ve hangi ekipmanların daha öncelikli iyileştirilebileceği şeklinde yorumlar yapılabilmektedir.

Santralde enerji ve ekserji kaybının en fazla olduğu ekipman buhar kazanı olduğu tespit edilmiştir. Aynı zamanda buhar kazanının eksergoekonomik faktörü 0,34 olarak belirlenmiş olup bu eksergoekonomik faktör değeri ile diğer ekipmanlara kıyasla nispeten yakın yada daha düşük bir değere sahiptir. Bu da öncelikle buhar kazanında iyileştirme yapılabileceğinin en önemli göstergelerinden biridir. Bu durumda seçilecek buhar kazanının verimini yüksek olması sistemin performansı bakımından çok önemlidir. Santralde kullanılan linyit kömürlerine uygun yakma teknolojilerinin kullanılması gerekmektedir. . Toz kömür yakma tekniği yerine yüksek ısı transfer katsayısına sahip akışkan yatakta yakma sistemine geçilmeli ve santralde zenginleştirilmiş, küküldü düşük kömür kullanılmalıdır. Örneğin santralde aynı yakıtın kullanıldığını fakat çizelge 2.1’de belirtilen kömür çeşitlerinden kükürt oranı düşük olan seyitömer linyit kömürünün özelliklerine sahip olarak kullanılırsa kayıp enerji miktarı

121705,66 kJ/s' den 119583,91 kJ/s ye düşecektir. Kayıp ekserji miktarı ise 219956,98 kJ/s den 214983,65 kJ/s ye düşecektir. Buradan da anlaşılacağı gibi santralde kullanılan kömürün kükürt oranının %2,3' ten %1,6' ya düşürülmesi ve bazı özelliklerinin iyileştirilmesi durumunda enerji kaybında %1,74 ve ekserji kaybında %2,26 lik bir azalma söz konusu olacaktır. Eğer kurulu sistemde bir iyileştirme yapılması düşünülecekse yakma havasının gerektiğinden fazla veya eksik olması durumunda yanma veriminin, buna bağlı olarak kazan ve santral veriminin %2-3 oranında düşeceği açıktır. Bu nedenle optimum bir yanma sağlanması açısından hava fazlalık katsayısının her yanmada belirlenen 1,5 hfk değerinin sağlanması için taze hava fanları tekrar gözden geçirilmeli ve otomatik kontrol tekniği düşünülmelidir.

Çevrimde en önemli yerlerden birine sahip olan kondenser için farklı bir durum söz konusudur. Kayıpların yüksek olduğu bu ekipman eksergoekonomik faktör açısından 0,09 değeri ile en düşük değere sahip ekipmanlardan biridir. Kondenserin farklılığı ise soğutma suyuna verilen enerji ilk bakışta kayıp gibi görünmektedir. Ancak pompa tek fazlı sistemle çalışan bir ekipman olup ve pompa fazının sıvı olması nedeni ile pompaya gelen akışkanın sıvı olması zorunluluğu vardır. Bu bağlamda incelendiğinde kondensere türbinden gelen buharın sıcaklığı 52°C iken dereden gelen soğutma suyunun sıcaklığı 25°C' dir. Aradaki bu sıcaklık farkından dolayı kondenserde görülen kayıp aslında kayıp değil bir zorunluluktur. Ancak kojenerasyon sistemi gibi bir çözümle bu kayıp yerini belli oranda kazanca da bırakabilir. Kondenser eksergoekonomik faktör bakımından en düşük maliyete sahip ekipman olması nedeni ile kondenserde yapılması düşünülen iyileştirmeler sistemin yatırım maliyetini çok fazla arttırmayacaktır.

Türbin grubunda ekserji kaybı buhar kazanına göre çok düşük olmakla beraber eksergoekonomik faktörü diğer ekipmanlara kıyasla oldukça yüksektir. Bu ekipmanda yapılması düşünülen bir iyileştirme ekipmanının performansını arttıracak fakat sistemin performans artışını çok etkilemeyecektir. Ayrıca yapılması düşünülecek bir iyileştirme maliyeti de arttıracaktır. Dolayısı ile türbinde maliyeti düşük olacak yada sistem içerisinde yapılacak kontrollerle verim artışı sağlanmaya çalışılmalıdır. Bu durumda yapılması düşünülecek en iyi iyileştirme olarak türbinden alınan ara buharın optimizasyonu yapılarak hem türbinde hem de sistemde verim artışı sağlanabilir.

Yukarıda değerlendirilmesi yapılan ekipmanlar dışındaki ekipmanların sistem üzerindeki gerek enerji gerekse ekserji kaybındaki payları çok düşük olduğu için bu ekipmanlar üzerinde yapılacak iyileştirmeler sistemin performansına katkı yapmayacağı gibi sadece maliyet

arttırıcı iyileştirmeler olarak karşımıza çıkacaklardır. Bu sebeple bu ekipmanlarda iyileştirme yapılması ancak diğer ekipmanlardan sonra düşünülmelidir.

Genel olarak görülen şudur ki santralin genel bir revizyonunun yapılması ve yeni teknolojilerin kullanılmasının gerekliliği gayet açıktır. Fosil kökenli enerji kaynaklarının tükenme sorunu nedeni ile kullanımında enerjinin verimli kullanılmasının gerekliliği, santralin geneline uygulanacak çeşitli kontrol optimizasyonlarının önemi açıkça göstermektedir.

KAYNAKLAR

- Arslan, O., Ceylan, N., Köse, R., 3-7 July 2005 Exergitic evaluation of coal-fire power plant: seyitomer case study, Proceeding of second International Exergy, Energy and Enviroment Symposium, Greece, paper no.042
- Bejan, A., 1988 Advanced Engineering Thermodynamics. Wiley, New york
- Çamdalı, Ü., Erişen, A. ve Çelen, F., “Energy and Exergy Analyses in a Rotary Burner with Pre-Calcinations in Cement Production”, Energy Conversion and Management, Cilt 45, 3017-3031, 2004.
- Çengel, Y. A., Byard, W., Dinçer, İ., 2002. Is Bigger Thermodynamically Beter. Exergy, An İnternational Journal Vol. 2, pp 687-702
- Çengel Y.A., Boles M.A, 1996, Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik, McGraw-Hill Literatür Ortak Yayını, (Çev.T.Derbentli)
- Ertesvag, I.S., Energy, Exergy, and Extended-Exergy Analysis of the Norwegian Society 2000, Energy 30 (5): 649-675, 2005.
- Hepbaşlı, A., 2003. Güneş Enerjili Sistemlerde Ekserji Analizinin Gerekliliği ve uygulanması. TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 20-21 Haziran 2003, Mersin, Bildiriler Kitabı: 197-206
- Ismail, I.M., 1989, Upgrading of heat through AHT, International Journal of Refrigeration, 18, 439-446.
- Kotaş, T.J. (1985) The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Anchor Brendon Ltd. Tiptree
- Riekart, L., 1974. The efficiency of Energy Utilization in Chemical Processes. Chemical Engineering Science 29, 1613
- Rosen, M. A. and Dincer, I., 1999, Exergy analysis of waste emmisions, Internanitonl Journal Energy Research, 23, 1153-1163
- Rosen, M.A., 2002, Exergy Conservation; an alternative to conserving the already conserved quantity energy, Exergy an İnternational Journal, 2 , 59-61
- Rosen, M.A and Dinçer, İ., 2004, Effect of Varying dead-state properties on energy and exergy analysis of thermal systems, International Jouran of Thermal Science, 43, 121-133
- Sözen, A., 2003, Effect of irreversibilities on performance of an absorption heat transformer used to increase solar pond's temperature, 29, 501-515.
- Sözen, A., 2001, Effect of heat exchangers of performance on absorption refrigeration system, Energy Conversion and Management, 42, 1699-1716.
- Szargut, J., 1980 International Progress in Second Law Analysis Energy 5, 709
- Talbi, M.M. and Agnew, B., 2000, Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids, Applied Thermal Engineering, 20, 619-630.
- Temir, G., Bilge, D., (2004), "Thermodynamic Analysis of a trigeneration System", Applied Thermal Engineering, 25:411-422

- Temir, G., Bilge, D.,(2004) “Isıl Sistemlerin Termodinamik Çözümlemesi”,Termodinamik Dergisi,6:63-68
- Wall G., Exergy-a Useful Concept, Physical Resource Theory Group, PhD. Chalmers Univ. of Technology, Göteborg, Sweden, 1986.
- Wall ,G., 1993. Exergetics, Exergy, Ecology and Democracy-Concepts of a vital society. Energy Systems and Ecology July 5-9, 111-121
- Yin, J., Shi, L., Zhu, M. and Han, L., 2000,Performance analysis of an AHT with different working fluid combinations, 67, 281-292.
- Apak, E., 2007 Bir Seramik Fabrikasındaki Enerji Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,2007
- Arslan, O., Seyitömer termik santralı birinci ve ikinci yasa çözümlemeleri, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005.
- Koçyiğit, E., Kayseri Şeker Fabrikası Şeker Üretim Proseslerinde Enerji Ve Ekserji Analizi, Y.Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2004.
- Oymak, M., Isıl sistem tasarımlarında ekonomik yalıtım kalınlıklarının ekserji ekonomik yöntemle belirlenmesi, Yüksek lisans tezi,Trakya Üniversitesi Fen bilimleri enstitüsü,2007

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	23.06.1981	
Doğum yeri	İzmir	
Lise	1997-2000	Özel Tercüman Lisesi
Lisans	2003-2006	Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2007-Devam ediyor	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2009-Devam ediyor Mardin Artuklu Üniversitesi