



**T. C.
SIVAS CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

KANGAL TERMİK SANTRALİ'NİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Sevgi ERZEN
(201392091018)**

**Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Tez Danışmanı: Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR**

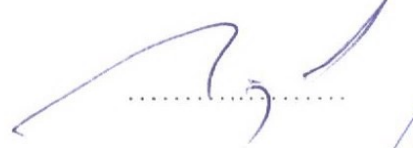
**SİVAS
TEMMUZ 2018**

Sevgi ERZEN'in hazırladığı ve “KANGAL TERMİK SANTRALİ’NİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ” adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.


Tez Danışmanı **Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR**
Sivas Cumhuriyet Üniversitesi



Jüri Üyesi **Prof. Dr. Ertan BUYRUK**
Sivas Cumhuriyet Üniversitesi



Jüri Üyesi **Prof. Dr. Yüksel KAPLAN**
Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi



Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak onaylanmıştır.

Prof. Dr. İsmail ÇELİK
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

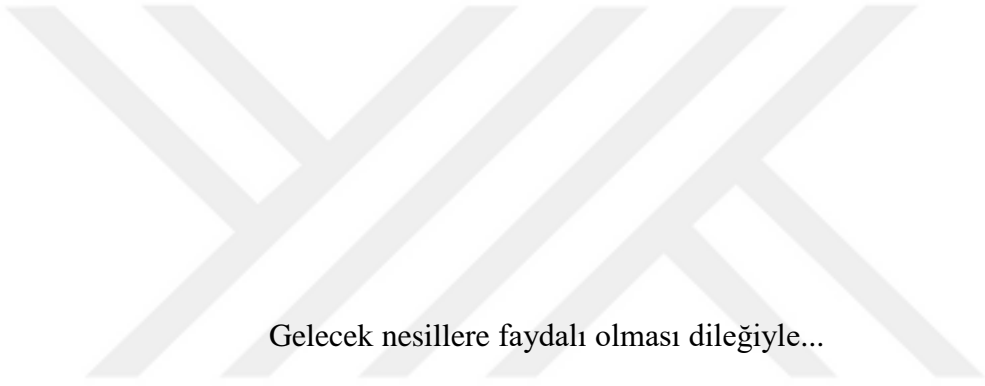
Bu tez, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 20.08.2014 tarihli ve 7 sayılı kararı ile kabul edilen Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırlanmıştır.





Bütün hakları saklıdır.
Kaynak göstermek koşuluyla alıntı ve gönderme yapılabilir.

© Sevgi ERZEN, 2018



Gelecek nesillere faydalı olması dileğiyle...

ETİK

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Tez Yazım Kılavuzu (Yönerge)'nda belirtilen kurallara uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- ✓ Bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- ✓ Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- ✓ Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere, bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu ve atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- ✓ Bütün bilgilerin doğru ve tam olduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- ✓ Tezin herhangi bir bölümünü, Sivas Cumhuriyet Üniversitesi veya bir başka üniversitede, bir başka tez çalışması olarak sunmadığımı; beyan ederim.

25.06.2018

Sevgi ERZEN

KATKI BELİRTME VE TEŞEKKÜR

Çalışmalarımın her aşamasında desteğini esirgemeyen, bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan, sabırlı ve anlayışlı yaklaşımları ile her zaman ilgisini ve hoşgörüsünü derinden hissettiğim kıymetli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Görüşlerinden yararlandığım hocalarım, Sayın Prof. Dr. Ertan BUYRUK, Sayın Prof. Dr. Züleyha ASLAN, Sayın Dr. Öğretim Üyesi Ahmet YÜCEL'e ilgi ve desteklerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Tezimin yazım ve düzenleme aşamasında yardım ve katkılarından dolayı değerli meslektaşlarım Arş. Gör. Lutuf ERTÜRK ve Arş. Gör. Sakine KIRATLI'ya ayrıca teşekkür ederim.

Tezimde kullandığım sayısal verilerin elde edilmesi ve Kangal Termik Santrali ile ilgili her türlü bilgiyi tarafıma sunan santral çalışanlarından Mekanik Bakım Müdürü Türker DURSUN ve İşletme Mühendisi Mümtaz YÜCE'ye teşekkür ederim.

Büyük bir özveri ve sabırla beni yetiştiren, her konuda kararlarımaya saygı duyan, destek ve sevgilerini her daim hissettiğim, en başta annem ve babam olmak üzere değerli aileme teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

KANGAL TERMİK SANTRALİ'NİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Sevgi ERZEN

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR

2018, 79+xv sayfa

Bu çalışmada, bazı durumlar dikkate alınmayarak (basınç kayıpları, sürtünme kayıpları, kinetik ve potansiyel enerji vb.) Türkiye’de faaliyet gösteren Kangal Termik Santrali ünite ekipmanlarının her birinin termodinamik analizi yapılarak değerlendirilmiştir. Santralde belirlenen otuz beş düğüm noktasının termodinamik özelliklerine bağlı olarak enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Her bir ekipman için ekserji yıkımı bulunmuştur. Buna bağlı olarak ikinci yasa verimleri elde edilmiştir. Sonuçlar grafik olarak verilmiştir. Bunun sonucunda, en yüksek ekserji yıkımına sahip olan ekipman %91,7 ile kazan olarak bulunmuştur. Termik santralin ısı ve ikinci yasa verimleri sırasıyla %32,8 ve %53,4 olarak bulunmuştur.

Anahtar kelimeler: Enerji Analizi, Ekserji Analizi, İkinci Yasa Verimi, Termik Santral.

ABSTRACT

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF KANGAL THERMAL POWER PLANT

Sevgi ERZEN

Master of Science Thesis

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Halil İbrahim ACAR

2018, 79+xv pages

In this study, is done to thermodynamics analysis and evaluation of each unit of a Kangal Thermal Power Plant in Turkey, some cases have been neglected (pressure lost, friction lost, the kinetic and potential energy etc.). Depending on thermodynamics features of thirty five knot points detected at power plant, energy and exergy values have been calculated. Exergy destruction have been found for each piece of equipment. Accordingly, second law efficiency were obtained. Results have been evaluated graphically. As a result, the equipment with the highest exergy destruction was found to be 91,7% boiler. The thermal and second law efficiencies of thermal power plant are 32,8% and 53,4%, respectively.

Key Words: Energy Analysis, Exergy Analysis, Second Law Efficiency, Thermal Power Plant.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	viii
ABSTRACT	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER DİZİNİ	xiv
KISALTMALAR DİZİNİ	xv

1. GİRİŞ	1
1.1 Literatürde Yapılan Çalışmalar	2
2. KANGAL TERMİK SANTRALİ'NİN TANITIMI	6
2.1. Kazan Sistemi.....	8
2.2. Türbin Sistemi.....	9
2.3. Generatör Sistemi.....	12
2.4. Kömür Alma Sistemi.....	13
2.5. Kül ve Cüruf Atma Sistemi.....	14
2.6. Su Tasfiye Sistemi.....	15
2.7. Yardımcı Sistemler.....	17
2.8. Santralle İlgili İstatistik Bilgileri.....	17
3. MATERYAL VE METOD	25
3.1 Yüksek Basınç Türbini.....	27
3.2 Orta Basınç Türbini.....	30
3.3 Alçak Basınç Türbini	34
3.4 Yoğuşturucu	37
3.5 Kondenser Tahliye Pompası.....	39
3.6 Ejektör	41
3.7 Glend Kondenser.....	44
3.8 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – I	46
3.9 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – II	48
3.10 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – III.....	50
3.11 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – IV	52
3.12 Kazan Besleme Suyu Pompası.....	54
3.13 Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – I.....	57
3.14 Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – II	59
3.15 Kazan.....	61
3.16 Santralin Isıl ve İkinci Yasa Verimi	72
4. SONUÇ VE ÖNERİLER	73
KAYNAKLAR	78

ÖZGEÇMİŞ

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1 EÜAŞ Kangal Termik Santrali prensip şeması	7
Şekil 2.2 Kazan Sistemi.....	8
Şekil 2.3 Türbin Sistemi	10
Şekil 2.4 Yoğuşturucu	10
Şekil 2.5 Generatör Sistemi	12
Şekil 2.6 Stoker.....	14
Şekil 2.7 Su tasfiye sistemi ana akış şeması	16
Şekil 2.8 Yıllara göre brüt tüketim (kWh).....	18
Şekil 2.9 Yıllara göre tüketilen yardımcı yakıt (fuel-oil) miktarları (gr/kWh)	21
Şekil 2.10 Yıllara göre tüketilen ana yakıt (linyit) miktarları (Ton/MW).....	21
Şekil 2.11 Yıllara göre tüketilen yardımcı yakıt miktarları (lt/MWh)	22
Şekil 2.12 Yıllara göre amade olma (zaman yönünden) faktörü (%).....	22
Şekil 2.13 Yıllara göre kapasite kullanma faktörü (%)	23
Şekil 2.14 Yıllara göre termik verim (%).....	23
Şekil 2.15 Yıllara göre özgül ısı tüketimi (kcal/kWh).....	24
Şekil 3.1 Sistemin şematik gösterimi	25
Şekil 3.2 Yüksek Basınç Türbini şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	27
Şekil 3.3 Orta Basınç Türbini şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	30
Şekil 3.4 Alçak Basınç Türbini şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	34
Şekil 3.5 Yoğuşturucu şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.....	37
Şekil 3.6 Kondenser Tahliye Pompası şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	39
Şekil 3.7 Ejektör şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	41
Şekil 3.8 Glend Kondenser şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	44
Şekil 3.9 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – I şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	46
Şekil 3.10 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – II şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	48
Şekil 3.11 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – III şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	50
Şekil 3.12 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – IV şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	52
Şekil 3.13 Kazan Besleme Suyu Pompası şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	54
Şekil 3.14 Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – I şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	57
Şekil 3.15 Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – II şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	59
Şekil 3.16 Kazan şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler	61

Şekil 3.17 Yanma odasının şematik gösterimi	62
Şekil 4.1 Ünitelerin ekserji kayıpları	74
Şekil 4.2 Ünitelerin ikinci yasa verimleri	75
Şekil 4.3 Santraldeki ünite gruplarının ekserji kayıpları	76



ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Kazan sistemine ait karakteristik değerler	9
Çizelge 2.2 Türbin sistemine ait karakteristik değerler	11
Çizelge 2.3 Generatör sistemine ait karakteristik değerler	12
Çizelge 2.4 Su tasfiye sistemine ait karakteristik değerler	16
Çizelge 2.5 Yıllık ve aylık bazda brüt üretim miktarları ve yakılan yakıt tonajları	19
Çizelge 2.6 Yıllara göre üretilemiyen anenerji kayıpları	20
Çizelge 3.1 Sistemdeki noktalara ait termodinamik özellikler	26
Çizelge 3.2 Yakıt Envanteri.....	62
Çizelge 3.3 Baca gazı bileşenleri, mol kesirleri ve molar oranları.....	64
Çizelge 3.4 Nemli havaya ait bileşenlerin, molar debileri, mol kesirleri ve standart molar kimyasal ekserjileri.....	69
Çizelge 3.5 Baca gazına ait bileşenlerin, molar debileri, molar oranları ve standart molar kimyasal ekserjileri	70

SİMGELER DİZİNİ

T	Sıcaklık, Kelvin
P	Basınç, Pa
\dot{m}	Kütlesel Debi, kg/s
\dot{V}	Hacimsel Debi, m ³ /s
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
h	Entalpi, kJ/kg
s	Özgül Entropi, kJ/kgK
\dot{S}	Entropi, kW/K
\dot{Q}	Isıl Güç, kW
\dot{W}	Güç, kW
\dot{I}	Tersinmezlik, kW
ψ	Akış Ekserjisi, kJ/kg
\dot{X}	Ekserji, kW
η	Verim
\dot{n}	Molar Debi, kmol/s
N	Mol Sayısı, kmol
m	kütle, kg
M	Molar Kütle, kg/kmol
\bar{c}_p	Özgül Isı Kapasitesi, kJ/kmolK
\bar{R}	Evrensel Gaz Sabiti, kJ/kmolK
a_{kur}	Kuramsal Hava Mol Sayısı, kmol
Y	Mol Kesri, -

KISALTMALAR DİZİNİ

ABT : Alçak Basınç Türbini
ABSI: Alçak Besleme Suyu Isıtıcısı
EÜAŞ: Elektrik Üretim Anonim Şirketi
HY: Hava Yakıt Oranı
ID: Isı Değiştirici
KBP: Kazan Besleme Pompası
KBT: Kazan Besleme Tankı
KTP: Kondenser Tahliye Pompası
OBT : Orta Basınç Türbini
YBSI: Yüksek Besleme Suyu Isıtıcısı
YBT : Yüksek Basınç Türbini
0: ölü hal
ç: çıkan
ex: özgül ekserji
fay: faydalı
fiz: fiziksel
g: giren
II: ikinci yasa
kim: kimyasal
p: pompa
tr: tersinir

1.GİRİŞ

Enerji üretimi, günümüzün en önemli sorunudur. Mevcut enerji kapasitesi ve tüketimi, ulusların gelişmişlik seviyesini belirler. Bu durum, bilim insanlarının ve araştırmacıların enerji tasarruflu cihazlara daha yakından bakmasına ve mevcut kaynakların daha verimli kullanımını geliştirme çalışmalarının artmasına yol açmıştır (Patel vd., 2014).

Termodinamiğin birinci yasası, sistem ve çevresi arasında transfer edilen çeşitli enerji türlerinin miktarı ve enerjideki değişim ile ilgilendir. Birinci yasa sürecin yönü hakkında herhangi bir kısıtlama getirmez fakat birinci yasanın sağlanması, sürecin fiilen gerçekleşmesini kesinleştirmez. Bir sürecin gerçekleşip gerçekleşmeyeceğini belirlemede, termodinamiğin ikinci yasası kullanılır (Patel vd., 2014).

Ekserji yöntemi, termodinamiğin ikinci yasası ve entropi üretimi kavramını esas alır. Ekserji yönteminin temeli, 1824' te Carnot ve 1864' te Clausius tarafından ortaya atılmıştır. Birinci yasanın enerji verimine bakış açısı bakımından yetersiz olması nedeniyle, ekserji analizi ısıl işlemin termodinamik analizi açısından büyük ilgi görmüştür. Ekserji, enerjinin en fazla yararlı işe dönüştürülebilir kısmını temsil eder. Ekserji korunmaz ve süreçteki tersinmezlik nedeniyle her zaman için tükenir. Ekserji verimi idealiteden sapmayı ölçerken, enerji verimi idealiteyi gösterme konusunda başarısızdır. Böylece ekserji analizi, enerji sisteminde tasarımın iyileştirilmesinin istendiği yeri ve kaynakları açıkça tespit edebilir. Ekserji analizi, ekonomik sistemlerin kalite temelli bileşen tasarımı kullanılarak karşılaştırılması, optimizasyonu ve iyileştirilmesi açısından yol göstermesi nedeniyle ekonomik değerlendirmeler için çok büyük bir öneme sahiptir. Termodinamik sürecin ekserjisi, sürecin etkinliğini ve verimsizliğini gösterir. Ekserji, kaliteli enerji için süreci daha iyi anlamamızı sağlar. Bu nedenle, enerji yıkımının yerini saptamak, nitelendirmek ve miktarını belirtmek için ekserjiyi kullanmak daha iyi olacaktır (Patel vd., 2014).

1.1 Literatürde Yapılan Çalışmalar

Enerji ve ekserji analizi ile ilgili son zamanlarda yapılmış çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Gulhane ve Thakur (2013), gaz yakıtlı ve kömür yakıtlı enerji santrallerinde, enerji ve ekserji esaslı analizler yapmıştır. Termodinamik simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Isı kayıplarını azaltmak için kazan izolasyonu gibi pek çok önlem alınmıştır. Fakat kazanda yapılan gözlem sonucunda, kazanın yaklaşık %83,35 olan 1,1 MW'lık ekserji yıkımına sahip olduğu, 6 MW'lık güç santralinin ekserji analizinin iyileştirilmesine ihtiyaç duyulan, en fazla ekserji yıkımının meydana geldiği bölümün kazan olduğu görülmüştür. Malzeme ve ekserji çalışmaları, teknolojinin olgunlaşma dönemine geçişi ve termosifon, ısı nakil borusu gibi daha yüksek kapasiteli ısı transfer oranına sahip olan yeni malzemelerin kullanılması ile daha kapsamlı olacağı sonucuna varılmıştır.

Hussein vd., Malezya'da 120 MW'lık bir buhar santrali üzerinde gerçekleştirilen ekserji analizinin sonucunu sunmuşlardır. Analiz sonucunda en fazla ekserji yıkımının (54 MW) kazanda olduğu belirlenmiştir. Üç kademeli türbinin analiz sonuçlarının karşılaştırılması ile yüksek ve orta basınç türbinlerinin, alçak basınç türbininden daha fazla ekserji yıkımına neden olduğu sonucuna varılmıştır. Besleme suyu ısıtıcıları üzerine yapılan analiz sonuçlarının karşılaştırılmasıyla, 4 nolu besleme suyu ısıtıcısının en fazla ekserji yıkımı ürettiği sonucuna varılmıştır. Santralin analizinde, çevrimin potansiyel ve kinetik enerji etkilerinin ihmal edildiği ve tüm bileşenlerden çevresine herhangi bir ısı transferi olmaksızın sürekli rejimde çalıştığı varsayılmıştır. Yanma gazları ve buhar arasındaki ısı transferi sırasında yüksek sıcaklık farkı olduğu ve büyük ekserji kayıplarının yanma reaksiyonu ile meydana geldiği görülmüştür. Analiz sonuçları 80 MW'lık santralin ana bileşeni içindir. Yapılan çalışmada, 120 MW'lık bir enerji santrali üzerinde gerçekleştirilen bir ekserji analizinin sonucu ortaya koyulmuştur. Söz konusu analiz 80 MW'lık çalışma yükü ile işleyen ünite üzerine uygulanmıştır (Patel vd., 2014).

Regulagadda vd. (2010), 31 MW'lık kömür yakıtlı bir termik santral için bir alt kritik kazan türbin jeneratörünün termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Sistem için hem enerji hem de ekserji analizleri geliştirilmiştir. Sistem veriminin farklı işletim parametrelerine göre nasıl değiştiğini belirlemek için parametrik bir çalışma yürütülmüştür. Sistemin veriminin çevresine bağlı olduğu görülmüştür. Kızgın buhara ait parametrelerdeki bir artış ile verimliliğin arttığı saptanmıştır. Çevrimin basıncını ve

sıcaklığını arttırmanın, kazana aynı kütleli debi ve yakıt girişi için daha yüksek bir güç çıktısı ile sonuçlanacağı belirlenmiştir. Güç santralinin enerji verimliliğinin, brüt jeneratör çıkışı için %30,12 olduğu hesaplanmıştır. Sistem için santralin ekserji verimliliği, brüt jeneratör çıkışı için %25,38 olarak bulunmuştur. En fazla ekserji yıkımının meydana geldiği elemanın kazan olduğu tespit edilmiştir.

Ganapathy vd. (2009), 50 MW'lık linyit yakıtlı bir buhar santrali işletmesinde ekserji analizi yapmışlardır. Santralin her bir bileşenin enerji ve ekserji kayıpları arasındaki karşılaştırma sonucunda, en fazla ekserji kaybının %42,73'lük bir oranla yanma odasında gerçekleştiği tespit edilirken, en fazla enerji kaybının %39'lük bir oranla yoğuşturucuda meydana geldiği belirlenmiştir. Her bir bileşendeki ekserji kayıplarını değerlendirmek için, alt sistemdeki her bileşene ekserji analizi yapılmış ve daha sonra söz konusu analiz, tüm bireysel alt sisteme uygulanmıştır. Tüm santralin ekserji analizi yapılmış ve santralin tamamının ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Alt sistemdeki her bir bileşen için enerji ve ekserji kayıpları kütle, enerji ve ekserji dengesi denklemleri kullanılarak belirlenmiştir. Toplam enerji kayıplarının yaklaşık yarısının sadece yoğuşturucuda meydana geldiği ve bu kayıpların elektrik üretimi için pratik olarak işe yaramayacağı sonucuna varılmıştır. Ekserji analizi sonuçları, kazan sistemi içerisinde %57'den fazla ekserji kaybının olduğunu göstermiştir. Bu durumun yanma işlemi, ısı kaybı, eksik yanma ve egzoz kayıpları ile ilgili tersinmezliklerden kaynaklanabileceği öne sürülmüştür.

Aljundi (2008), Ürdün'deki El-Hüseyin santralinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Santralin verimi, bir bileşen yöntem modellemesi ile tahmin edilmiş ve göz önüne alınan santral için enerji ve ekserji kayıplarının detaylı bir şekilde ayrılması sunulmuştur. Kazan sisteminde 13 MW'lık enerji kaybı olurken, esas olarak çevreye doğru 134 MW'lık enerji kaybı yoğuşturucuda ortaya çıkmıştır. Ekserji yıkımının, toplam ekserji yıkımına oranı yüzdesel olarak en fazla kazan sisteminde %77, ardından türbinde %13 ve daha sonra cebri çekişli fanlı yoğuşturucuda %9 olarak bulunmuştur. Tüm ısıtıcı ve pompalardaki ekserji yıkım yüzdesinin ise %2'den az olduğu tespit edilmiştir. Buna ek olarak, güç çevriminin ekserji verimliliği %25 iken, yakıtın alt ısı değerine göre hesaplanan ısı verim %26 olarak hesaplanmıştır. Referans olarak seçilen çevrenin durum sıcaklığındaki ılımlı bir değişim için, ana bileşenlerin veriminde belirgin bir değişiklik görülmemiştir. Kazanın, santraldeki tersinmezliklerin temel kaynağı olduğu görülmüştür. Santralin analizi yapılırken çevrenin referans sıcaklık ve basınç değerleri sırasıyla

298,15K ve 101,3 kPa olarak belirlenmiştir. Güç çevriminin hesaplanan ekserji verimliliğinin düşük bir değer (%25) olması, iyileştirme için büyük fırsatların var olduğunu göstermiştir. Ancak bu tersinmezliğin bir kısmının fiziksel, teknolojik ve ekonomik kısıtlamalar nedeniyle önlenemeyeceği sonucuna varılmıştır. Kazan sisteminde yaklaşık olarak %6'lık ve diğer tüm bileşenler için %2' den daha az bir enerji kaybı olduğu tespit edilmiştir.

Vosough ve Sadegh (2011), Türkiye' de bulunan kömür yakıtlı termik santralleri incelemenin ve her bir santralin diğerleri ile makul bir şekilde karşılaştırmasını yapmanın yanı sıra, termodinamik verimsizlikleri de ortaya koymuşlardır.

Kaushik vd. (2010), göz önüne alınan buharlı güç santrali için enerji ve ekserji kayıplarının detaylı bir şekilde ayrılmasını ve bir bileşen modelleme yöntemi aracılığıyla, santralin veriminin hesaplanabileceğini belirlemişlerdir.

Mohammed ve Mohsene (2007), santraldeki çevrimin tümünü analiz etmek amacıyla üç bölgeye ayırarak, kömür esaslı bir termik santralin ekserji analizini sunmuşlardır.

Mehdi ve Vosough (1992), kazan ve türbin kayıplarını ölçerek kömür yakıtlı bir termik santrali analiz etmişlerdir.

Mali ve Mehta (2004), kömür yakıtlı buhar santrali ile nükleer buhar santralinin enerji ve ekserji bazlı karşılaştırmasını sunmuştur. Linyit yakıtlı termik santralin her bir bileşeninin enerji ve ekserji kayıpları belirlenmiştir. Rejeneratif-Ara ısıtmalı Rankine çevrim santrallerinin ikinci yasaya dayalı termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir.

Pal vd. (2013), kömür yakıtlı termik santralin türbin ve kazanının enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Ekserji analizi, tersinmezlikten kaynaklı entropi üretimini, yüzde ekserji kaybını ve türbin ile kazanın ikinci yasa verimini verirken; enerji analizi, enerji kaybını ve birinci yasa verimini vermiştir. Kazandaki enerji kaybının, meydana gelen toplam kaybın neredeyse %60' ı olduğu görülmüştür. En fazla ekserji kayıplarının, düşük basınç türbininde gerçekleşen ekserji kaybı olduğu ve kazan ile türbinlerin ikinci yasa verimliliğinde meydana geldiği sonucuna varılmıştır.

Ünal ve Özkan (2014), Türkiye' de faaliyet gösteren Tunçbilek Termik Santrali' nin ünite bileşenlerinin her biri için ayrı ayrı termodinamik analiz yapmışlardır. Santralde belirlenen yirmi yedi farklı düğüm noktasına ait sıcaklık, basınç ve kütleli debi

değerlerine bağlı olarak her bir noktaya ait enerji ve ekserji değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar ile her bir ekipmanın tek tek enerji ve ekserjileri hesaplanmış, kayıp enerji oranı ve yok olan ekserji oranı belirlenmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen veriler grafik olarak sunulmuştur. Buna göre, %71,1' lik bir değerle en yüksek enerji kaybı oranına ve yine %79,5' lik bir değerle en yüksek ekserji kaybı oranına sahip olan elemanın kazan olduğu sonucuna varılmıştır. Hesaplanan termodinamik özellikler vasıtasıyla Termik Santral' e ait ısı ve ikinci yasa verimlerinin sırasıyla %32,3 ve %75,1 olduğu bulunmuştur.

Rosen ve Dincer (2004), kömür yakıtlı bir güç santraline ait enerji ve ekserji analizini, farklı ölü hal şartlarını göz önüne alarak gerçekleştirmişlerdir. Enerji ve ekserji analizi, hem sistemin tümüne hem de sisteme ait her bir bileşene tek tek uygulanarak elde edilen sonuçlar analiz edilmiştir.

Arslan (2005), gerçekleştirdiği çalışmada, Seyitömer Termik Santrali' ne yönelik enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Enerji ve ekserji dengeleri, her bir bileşen için ayrı ayrı uygulanmış, elemanlarda meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları belirlenmiş ve analiz sonuçları kıyaslanarak iyileştirme yapılabilecek bileşenler tespit edilmiş ve çözüm önerileri sunulmuştur.

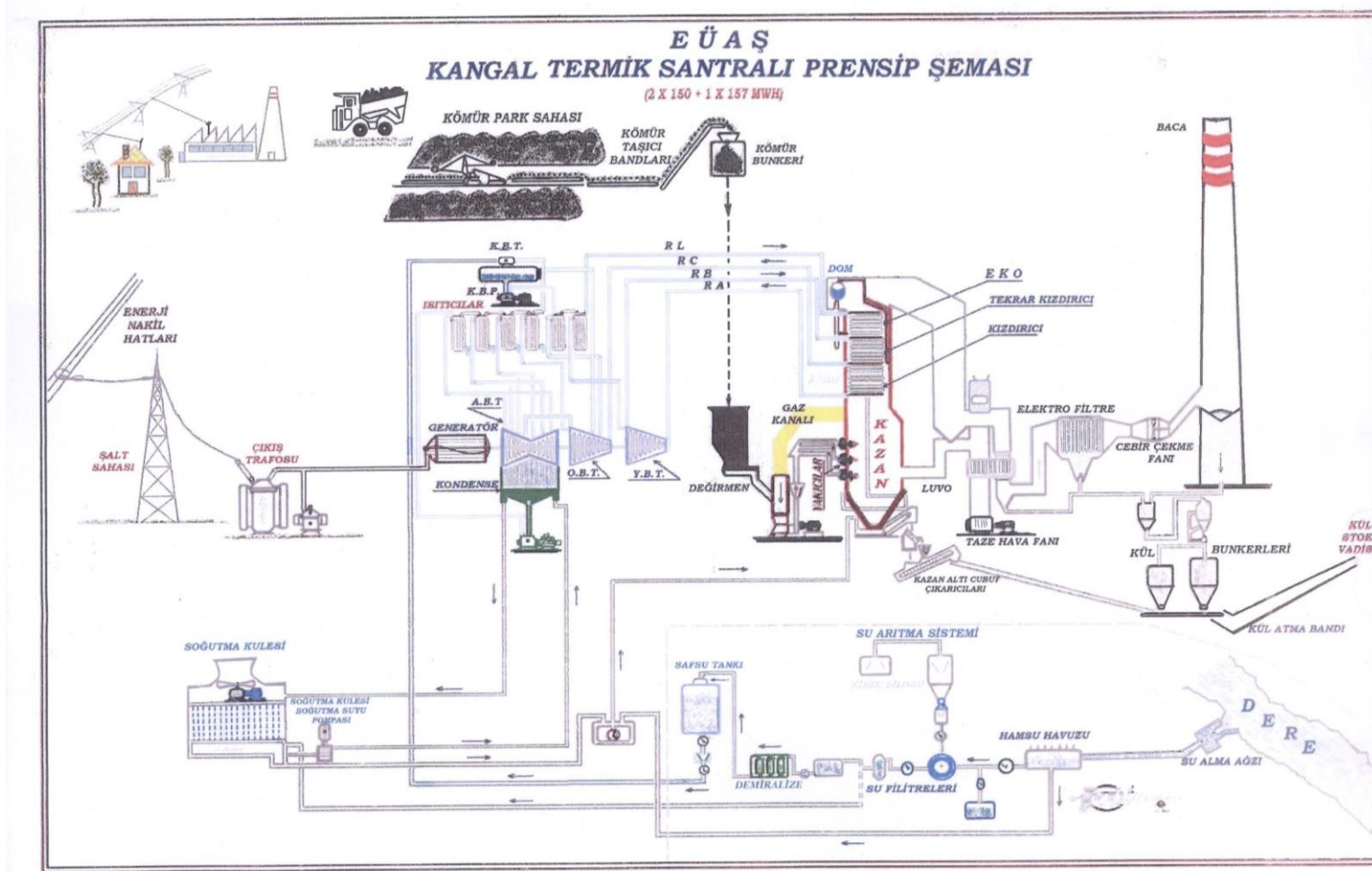
Kaya (2008), yaptığı çalışmada basit Rankine buhar çevrimini göz önüne almış ve bu çevrime ekserji analizi uygulamıştır. Bunun sonucunda sisteme ait ısı veriminin kıyaslaması yapılarak net güç çıkışına etki eden parametrelerin belirlenmesinin yanı sıra adyabatik ve kapalı kabul edilen sistemin ekserji verimliliği hesaplanmıştır.

Coşkun vd. (2013), yürütmüş oldukları çalışmada Çayırhan Termik Santrali' nin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Termik santrale ait ikinci yasa ve ısı verimleri, santrale ait termodinamik özellikler (sıcaklık, basınç ve kütleli debi) kullanılarak sırasıyla %53 ve %38 olarak elde edilmiştir. Termik santralde meydana gelen ekserji kayıplarının en fazla olduğu ekipmandan başlayarak en az olana doğru sırasıyla; kazan, türbin grupları, yoğuşturucu, ısıtıcı grup ve pompa gruplarında meydana geldiği belirtilmiştir.

2. KANGAL TERMİK SANTRALİ'NİN TANITIMI

Kangal Termik Santrali, KANGAL, KALBURÇAYIRI, ETYEMEZ ve HAMAL ovasında bulunan işletilebilir, yaklaşık 100 milyon ton ve alt ısı değeri 1000-1150 kcal/kg olan linyitlerin değerlendirilmesi amacı ile iki tanesi 150 MW, üçüncüsü 157 MW olan 3 ünite kurulmuştur (Yüce, 2018).

Santral mahali Ötegeç ve Hamal köyleri yakınında Kangal'a 25km mesafededir. 2x150+1x157 MW'lık santralin; 1. Ünitesi 22.12.1989, 2. Ünitesi 20.12.1990, 3. Ünitesi 04.06.2000 tarihinde paralele girmiştir. 1. ve 2. Ünite, Macar Transelektro - Japon Mitsubishi ve Kutlutaş Siemens/Alman konsorsiyumu, 3. Ünite ise Transelektro - Mitsubishi - Gama konsorsiyumu tarafından yapılmıştır. Santral; kazan sistemi, türbin sistemi, generatör, kömür alma sistemi, kül ve cüruf atma sistemi, su tasfiye sistemi ve yardımcı sistemlerden oluşmaktadır (Şekil 2.1) (Yüce, 2018).



Şekil 2.1 EÜAŞ Kangal Termik Santrali prensip şeması (Yüce, 2018).

2.1. Kazan Sistemi

EVT patenti ile Macar Transelektro firmasınca kurulmuş domlu, tabi sirkülasyonlu, cebri emişli, tek geçişli, tekrar kızdırıcı, kule tipi ve pulverize kömür yakan kazandır (Yüce, 2018). Kazan sistemine ait genel görünüm Şekil 2.2’de, karakteristik değerler ise, Çizelge 2.1’de verilmiştir.



Şekil 2.2 Kazan Sistemi (Yüce, 2018).

Çizelge 2.1 Kazan sistemine ait karakteristik değerler (Yüce, 2018).

Kazan	I.ünite	II. ünite	III.ünite
Taze buhar debisi	480 t/h	480 t/h	480 t/h
Taze buhar basıncı	130 kg/cm	130 kg/cm	135 kg/cm
Taze buhar sıcaklığı	535 °C	535 °C	535 °C
Tekrar kız. buhar sıcaklığı	535 °C	535 °C	535 °C
Tekrar kız. buhar basıncı	38,3 kg/cm	38,3 kg/cm	38,3 kg/cm
Besleme suyu sıcaklığı	240 °C	240 °C	240 °C
Kazan verimi	85%	85%	85%
Kömür bunkerleri	6 adet	6 adet	6 adet
Kapasite	240 ton	240 ton	350 ton
Değirmenler	6 adet	6 adet	6 adet
Kapasite	72 t/h	72 t/h	58 t/h
Güç	910 kw	910 kw	910 kw
Taze Hava Fanı	2 adet	2 adet	2 adet
Güç	1200 kW	1200 kW	1200 kW
Cebri Çekme Fanı	2 adet	2 adet	2 adet
Güç	3000 kW	3000 kW	3000 kW
Elektrofiltre	2 adet	2 adet	2 adet
Kademe sayısı	3	3	4
Gaz giriş sıcaklıkları	190 °C	190 °C	°C
Verim	%98	%98	%98
Kazan Besleme Pompası (RL)	3 adet	3 adet	3 adet
Debi	300 t/h	300 t/h	300 t/h
Basınç (Max)	192 kg/cm	192 kg/cm	192 kg/cm
Sıcaklık (Max)	163,5 °C	163,5 °C	163,5 °C
Motor gücü	2650 kw	2650 kw	2650 kw

2.2. Türbin Sistemi

Japon Mitsubishi imalatı, iki gövdeli kondensasyonlu, tekrar kızdırmalı aksiyon tipi buhar türbinleridir. Yüksek basınç, orta basınç ve alçak basınç olmak üzere 3 kademedен oluşmaktadır. Yüksek basınç ve orta basınç kademeleri aynı gövde içerisinde (Yüce, 2018). Türbin sistemine ait genel görünüm Şekil 2.3'te, sistemdeki yoğuşurucu Şekil 2.4'te, karakteristik değerler ise, Çizelge 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Türbin Sistemi (Yüce, 2018).



Şekil 2.4 Yoğuşturucu (Yüce, 2018).

Çizelge 2.2 Türbin sistemine ait karakteristik değerler (Yüce, 2018).

Türbin	I.ünite	II. ünite	III.ünite
Özgül ısı sarfiyatı	1977 kcal/kwh	1977 kcal/kwh	1977 kcal/kwh
Taze buhar basıncı	130 kg/cm	130 kg/cm	135 kg/cm
Taze buhar sıcaklığı	535 °C	535 °C	535 °C
Taze buhar debisi	480 t/h	480 t/h	480 t/h
Tekrar kız. buhar sıcaklığı	535 °C	535 °C	535 °C
Tekrar kız. Buhar basıncı	37,3 kg/cm	37,3 kg/cm	37,3 kg/cm
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	27 °C	27 °C	27 °C
Soğutma suyu debisi	20.000 t/h	20.000 t/h	20.000t/h
Türbin egzoz basıncı	0,06 kg/cm	0,06 kg/cm	0,06 kg/cm
A.B. Isıtıcıları	3 adet	3 adet	3 adet
Y.B. Isıtıcıları	2 adet	2 adet	2 adet
Tanklar			
Katma suyu tankı	50 m ³	50 m ³	50 m ³
Stok tankı	150 m ³	150 m ³	150 m ³
Kazan Besleme Tankı	200 m ³	200 m ³	200 m ³
Kondense tahlive pompası(RM)	2 adet	2 adet	2 adet
Debi	375 t/h	375 t/h	375 t/h
Basınç	15,5 kg/cm	15,5 kg/cm	15,5 kg/cm
Sıcaklık	35,5 °C	35,5 °C	35,5 °C
Motor Gücü	240 kw	240 kw	240 kw
Kondense tahlive pompası(RM)	2 adet	2 adet	2 adet
Debi	375 t/h	375 t/h	375 t/h
Basınç	15,5 kg/cm	15,5 kg/cm	15,5 kg/cm
Sıcaklık	35,5 °C	35,5 °C	35,5 °C
Motor Gücü	240 kw	240 kw	240 kw
Sirkülasyon suyu pompası(VC)	2 adet	2 adet	2 adet
Debi	11.000 m ³ /h	11.000 m ³ /h	11.000 m ³ /h
Basınç	2 kg/cm	2 kg/cm	2 kg/cm
Motor Gücü	800 kw	800 kw	800 kw
Soğutma Kuleleri	4 gözlü	4 gözlü	5 gözlü
Tipi	Cebri çekişli	Cebri çekişli	Cebri çekişli
Su giriş sıcaklığı	35 °C	35 °C	35 °C
Su çıkış sıcaklığı	27 °C	27 °C	27 °C
Soğutma suyu debisi	21.500 m ³ /h	21.500 m ³ /h	21.500 m ³ /h

2.3. Generatör Sistemi

Japon Mitsubishi imalatı, üç fazlı, tek kutuplu, hidrojen soğutmalı generatörlerdir (Yüce, 2018). Generatör sistemine ait genel görünüm Şekil 2.5'te, karakteristik değerler ise, Çizelge 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Generatör Sistemi (Yüce, 2018).

Çizelge 2.3 Generatör sistemine ait karakteristik değerler (Yüce, 2018).

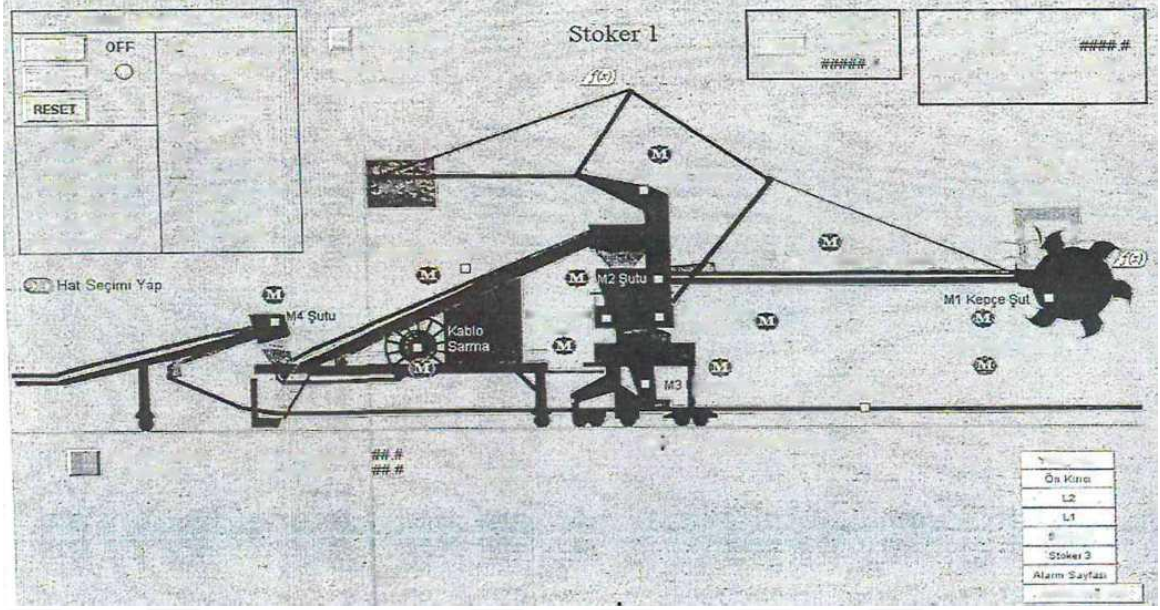
Generatör	I.ünite	II. ünite	III.ünite
Devir	3000d/dk	3000d/dk	3000d/dk
Faz sayısı	3 frekans 50Hz	3 frekans 50Hz	3 frekans 50Hz
Gerilim	15.000 V	15.000 V	15.000 V
Soğutma	Hidrojen	Hidrojen	Hidrojen
Hidrojen basıncı	2 bar	2 bar	2 bar
Sanal gücü	188.000 KVA	188.000 KVA	188.000 KVA
Aktif gücü	159.800 kW	159.800 kW	159.800 kW
Akım	7238 A	7238 A	7238 A
Güç faktörü	0,85	0,85	0,85
Kısa devre oranı	0,58	0,58	0,58
Gaz hacmi	65 m ³	65 m ³	65 m ³
İkaz gerilimi	330 V	330 V	330 V

2.4. Kömür Alma Sistemi

Santralin günlük kömür ihtiyacı Demir Export A.Ş. tarafından herbiri 80-120 ton kapasiteli kamyonlarla taşınarak karşılanmaktadır. Santralde 3 ünite çalışırken günlük olarak yaklaşık 21.000-22.000 ton, aylık ortalama 600.000 ton linyit kömürü kullanılmaktadır (Yüce, 2018).

Kömür alma sistemine Demir Export'dan gelen kömür kamyonlarla ön kırıcıya boşaltılır. Eski kırıcı ve yeni kırıcı olmak üzere 2 adet ön kırıcı mevcuttur. Ön kırıcılara giren kömür kırıcılardan geçerek kırılmakta ve içerisindeki taş, metal gibi yabancı maddeler ayrılarak taş bandı ile dışarı atılmaktadır. 1000mm iriliğinde gelen kömür ilk kırıcıda 0-300mm, ikinci kırıcıda 0-50mm iriliğe düşürüldükten sonra stoker adı verilen makinelerle 510.000 tonluk sahaya stoklanmaktadır. 1-2-3 nolu sahalar 70.000 ton, 4-5 nolu sahalar 150.000 ton kapasitelidir. Sahada stoklanan kömür ünitelerin ihtiyacı halinde stoker makineleri ile 42m de bulunan kömür bunkerlerini beslemektedir. Eski ön kırıcıdan gelen kömür 1-2-3-4-5 nolu sahaları beslerken, yeni ön kırıcıdan gelen kömür 3-4-5 nolu sahaları besleyebilmektedir (Yüce, 2018).

Kömür alma sistemi bant kapasitesi; eski kırıcı sistemi 1320 ton, yeni kırıcı sistemi 1320 ton'dur. Stoker adı verilen makineler özel olarak dizayn edilmiş yatay ve dikey yönde hareket edebilen ve bu sayede sağ ve sol kolları üzerinde stok ve reklamik yapan makinelerdir (Sekil 2.6). Santrala kömür temin eden DEMİR EXPORT A.Ş. şirketi ile yapılan sözleşme gereği firma Santrala aşağıdaki özelliklerde kömür vermekle yükümlüdür (Yüce, 2018).



Şekil 2.6 Stoker (Yüce, 2018).

2.5. Kül ve Cüruf Atma Sistemi

Kazandaki yanma sonucu kül ve cüruf oluşmaktadır. Oluşan kül, 2 adet Cebri çekme fanının oluşturduğu gaz yolu ile taşınmakta, cüruf ise kazan altındaki tekneden bant yolu ile cüruf bunkerine taşınmaktadır (Yüce, 2018).

Cüruf sisteminde; kazan altı teknesine dökülen cüruf çıkarıcı sistemiyle taşıyıcı banda dökülmekte, taşıyıcı bantlar ile 1. ve 2. Ünite arasındaki cüruf bunkerine, daha sonra cüruf kamyonuna dökülmektedir. Taşıyıcı bantlarda arıza olması durumunda sonradan eklenen acil bant ile cüruf kamyonuna dökülmektedir. Cüruf kamyonu ile kül dağına taşınmaktadır (Yüce, 2018).

Kül sisteminde; kazan içerisindeki kül gaz ile emilmektedir. Baca yolunda küller 46m deki kül bunkerinde merkezkaç kuvvetiyle, daha sonra luvo altı bunkerinde kendi ağırlığıyla dökülen küller toplanmakta ve elektrofiltre de elektrik alan yoluyla tutulan küller elektrofiltre altındaki bunkerlerde toplanmaktadır. Bunkerlerde toplanan küller kompressör ile 1. ve 2. Ünite için ortak ara kül bunkerine daha sonra helezon yardımıyla ortak ana kül bunkerine, 3. Ünite için ise kompressör ile 3. Ünite ara kül bunkerine daha sonra helezon yardımıyla 3.ünite ana kül bunkerine basılmaktadır. Kül nemlendirme sisteminde ana kül bunkerlerinden dökülen kül işletme suyu veya çamur çukurundan gelen su ile nemlendirilerek 525 t/h kapasiteli bantlar yardımıyla kül vadisine taşınmaktadır (Yüce, 2018).

2.6. Su Tasfiye Sistemi

Kangal Termik Santralı su ihtiyacını temin etmek için 2 adet su tasfiyehane binası mevcuttur. 1.ve 2. Ünite için kurulan tasfiyehanede 2x500t/h kapasiteli flokülätör ve 4x20t/h kapasiteli deminerasyon tesisleri mevcuttur. 3. Ünite için kurulan tasfiyehanede 1x600t/h kapasiteli flokülätör ve 2x30t/h kapasiteli deminerasyon tesisleri mevcuttur (Yüce, 2018).

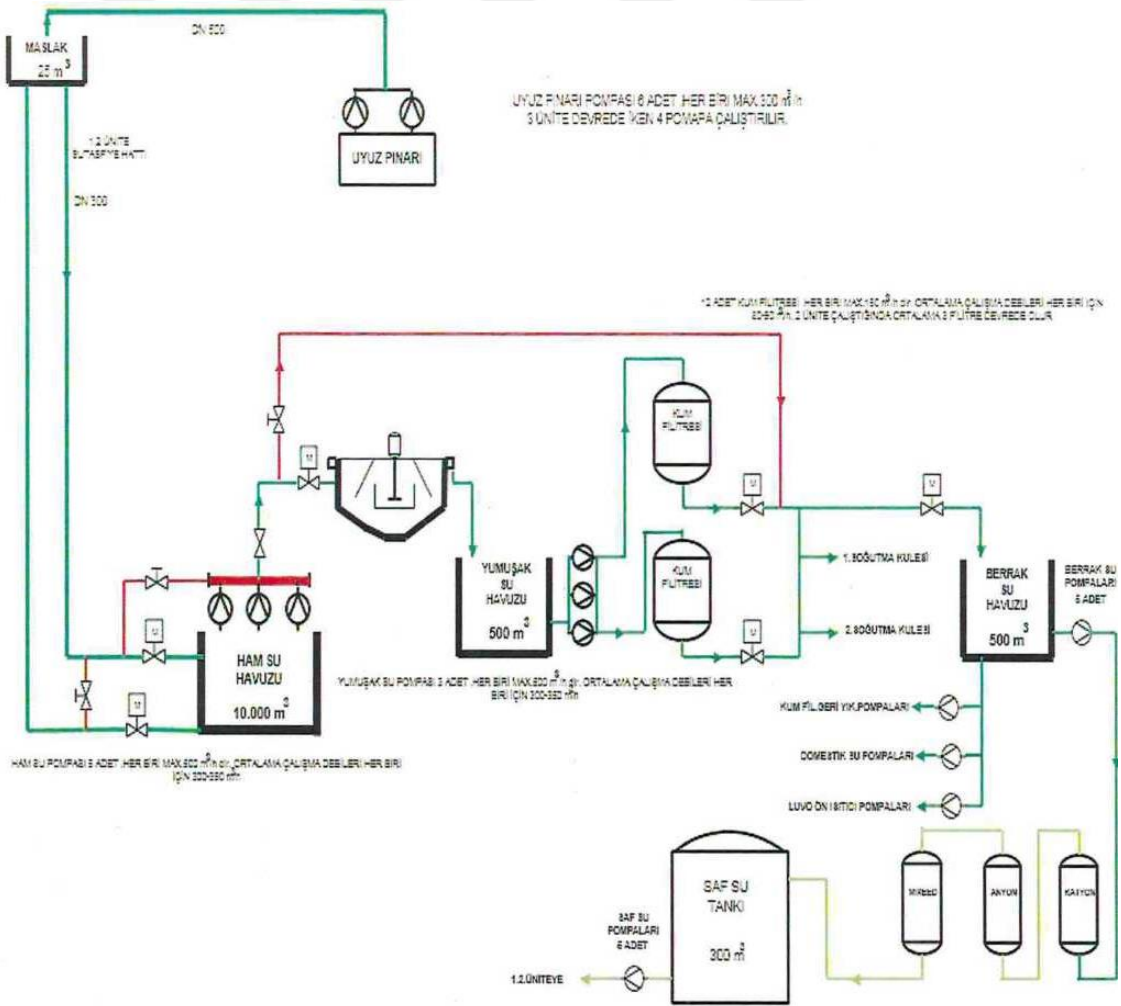
Santralin çalışması için gereken ham su Kazıklı dere üzerine kurulan 3x430t/h kapasiteli pompa istasyonu ile uyuz pınarındaki 6x300t/h kapasiteli pompa istasyonundan karşılanmaktadır. Pompa istasyonlarından alınan su 10000 ton kapasiteli santral ham su havuzuna alınır (Yüce, 2018).

Ham su havuzuna alınan su 3x500t/h kapasiteli pompalar ile 1. ve 2. Ünite flokülätörlere, 2x500t/h kapasiteli pompalar ile 3. Ünite flokülätörlere gelmektedir. Ham su Kazıklı dereden alınıyor ise ön ısıtma yapılmaktadır (Yüce, 2018).

Ham su flokülätörlerde $\text{Ca}(\text{OH})_2$, FeCl_3 ile muamele edilmek suretiyle sertliği alınır ve yumuşak su tankına alınır. Yumuşak su tankından sonra kum filtrelerinden geçirilerek 500m^3 kapasiteli berrak su havuzuna gelir. Berrak su havuzundan soğutma kuleleri beslenir. Berrak su havuzundan sonra demineralize sisteminde anyon, katyon ve mix-bed filtrelerinden geçirilerek 300m^3 kapasiteli saf su tankına alınır (Yüce, 2018). Türbindeki stok tankı bu tank ile beslenir. Su tasfiye sistemine ait karakteristik değerler, Çizelge 2.4'te, su tasfiye sistemi ana akış şeması ise Şekil 2.7'de verilmiştir.

Çizelge 2.4 Su tasfiye sistemine ait karakteristik değerler (Yüce, 2018).

Flokülatörler	1-2.ünite	3.ünite
Adedi	2 adet	2 adet
Tipi	Çamur örtülü	Çamur örtülü
Kapasitesi	500 m ³ /h	600 m ³ /h
Kum Filtreleri	1.-2.ünite	3.ünite
Adedi	12 adet	6 adet
Tipi	Dikey basınçlı	Dikey basınçlı
Kapasitesi	100 m ³ /h	100 m ³ /h
Üretimi	2400 ton	2400 ton
Deminerale su	1.-2.ünite	3.ünite
Hat Sayısı	4 adet	2 adet
Debisi	20 t/h	20 t/h
Tipi	Ters akışlı	Ters akışlı
Üretimi	450 m ³ /h	300 m ³ /h
Mix-Bed Üretimi	10 000 m ³	5 000 m ³



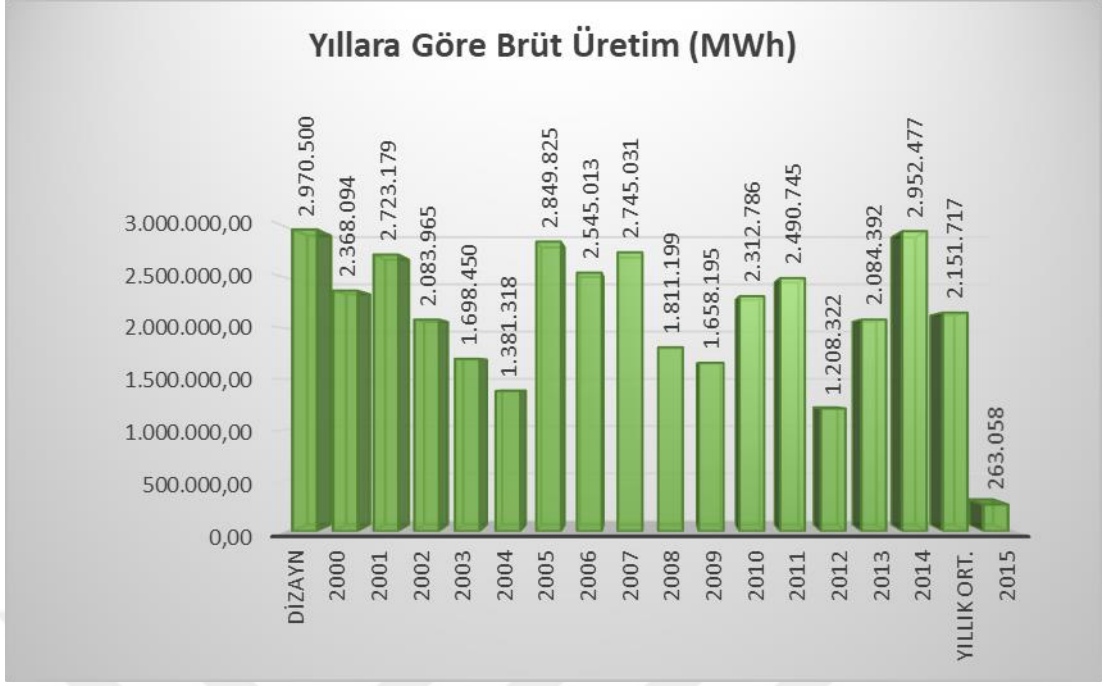
Şekil 2.7 Su tasfiye sistemi ana akış şeması (Yüce, 2018).

2.7. Yardımcı Sistemler

- ❖ Fuel Oil Depoları: İşletmemizde yardımcı yakıt olarak kullanılan fuel-oil, tankerler ile santralımıza gelmekte ve 2x5000 m³ kapasiteli ana yakıt tanklarında depolanmaktadır. Bu tanklardan alınan fuel-oil 100 m³ lük günlük tanka alınıp ısıtılarak yağ yakıcılar beslenmektedir (Yüce, 2018).
- ❖ Motorin Depoları: İşletmemizde yardımcı yakıt olarak kullanılan motorin, tankerler ile santralımıza gelmekte ve 2x100 m³ kapasiteli tanklarda depolanmaktadır. Bu tanklardan alınan motorin ile doğrudan doğruya yağ yakıcılar beslenmektedir (Yüce, 2018).
- ❖ Hidrojen Üretim: Generator soğutmalarda kullanılan hidrojen, 1,2 m³/h kapasiteli hidrojen üretim tesislerinde üretilerek 150 bar basınçlı tüplere doldurulur ve generatorlerde kullanılmak üzere saklanır (Yüce, 2018).
- ❖ Yardımcı Kazan: Üniteler devreye alınırken buhar ihtiyacını karşılamak için buhar paralellik hatları kullanılmaktadır. Ancak 3 ünite devrede değil iken, ilk ünite ateşlenirken buhar ihtiyacını karşılamak amacıyla 2 adet yardımcı kazan tesis edilmiştir (Yüce, 2018).
 - İmalatçı firma :GAMAA.Ş.
 - Kapasite:2x1,5 t/h
 - Basınç :15kg/cm²
 - Buhar Sıcaklığı:250 °C

2.8. Santralle İlgili İstatistik Bilgileri

Yıllara göre brüt tüketim Şekil 2.8'de, yıllık ve aylık bazda brüt üretim miktarları ve yakılan yakıt tonajları Çizelge 2.5'te, yıllara göre üretilen anenerji kayıpları Çizelge 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.8 Yıllara göre brüt tüketim (MWh) (Yüce, 2018).

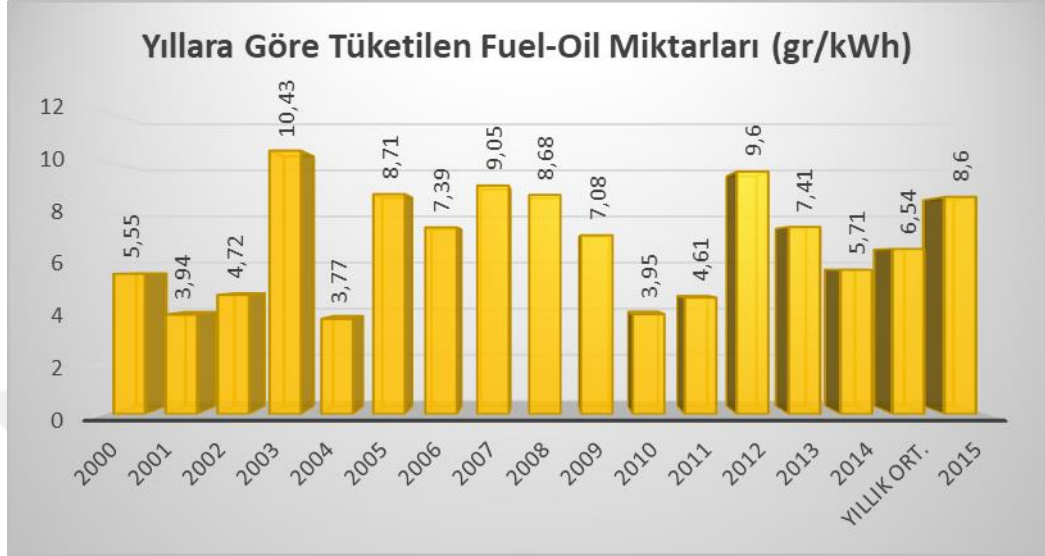
Çizelge 2.5 Yıllık ve aylık bazda brüt üretim miktarları ve yakılan yakıt tonajları (Yüce, 2018).

KANGAL TERMİK SANTRAL EÜAŞ. YILLIK VE AYLIK BAZDA BRÜT ÜRETİM MİKTARLARI														YAKILAN YAKIT TONAJLARI				
YIL/AY	OCAK	ŞUBAT	MART	NİSAN	MAYIS	HAZİR	TEMMU	AĞUST	EYLÜL	EKİM	KASIM	ARALI	TOPLA	LİNYİT	FUEL-	MOTOR	LİNYİT	Doğalgaz
	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	Ton	Ton	Ton	kcal/kg	Sm ¹
2000	164.475	141.813	158.565	183.825	239.337	194.430	208.716	230.832	181.689	179.838	242.265	234.309	2.360.09	5.194.45	13.099	1.155	1.264	
2001	250.122	224.526	256.494	212.979	273.822	239.535	134.385	198.231	172.440	247.008	256.818	256.818	2.723.17	5.827.14	10.717	1.101	940	
2002	227.835	231.027	245.634	235.179	98.166	170.916	193.500	192.090	83.799	93.270	159.492	153.057	2.083.96	4.491.78	9.845	972	1.233	
2003	109.281	128.040	150.348	79.353	107.022	149.619	184.527	166.641	167.190	96.462	154.011	205.956	1.698.45	3.807.22	17.715	2.455	1.228	
2004	151.677	85.380	19.923	65.610	127.662	146.181	186.099	140.661	157.842	144.753	120.207	145.323	1.491.31	2.988.09	5.629	1.403	1.238	
2005	147.687	151.347	176.652	204.438	93.783	137.361	200.112	219.660	163.941	135.306	214.014	205.524	2.049.82	4.608.30	17.856	1.724	1.219	
2006	251.448	221.844	225.159	245.571	202.614	145.596	140.223	214.762	186.497	239.422	231.620	241.056	2.545.81	5.813.83	18.825	1.584	1.233	
2007	220.713	185.186	229.934	212.051	237.338	214.964	235.948	227.279	240.255	251.234	253.616	236.571	2.745.09	6.452.74	24.835	1.477	1.211	
2008	164.252	168.814	164.081	153.016	166.641	167.954	162.545	123.118	92.690	145.284	142.185	160.619	1.811.19	4.340.49	15.718	1.946	1.180	
2009	148.771	135.217	149.231	113.761	103.253	103.330	129.241	179.412	126.476	158.267	150.819	160.417	1.658.19	3.936.20	11.741	1.627	1.133	
2010	142.194	162.157	153.697	95.359	216.287	247.094	258.444	285.531	189.485	171.263	191.799	199.476	2.312.78	4.894.02	9.127	951	1.188	
2011	271.735	255.196	299.971	183.089	173.816	242.473	257.250	211.590	157.973	99.567	151.434	186.652	2.490.74	5.167.50	11.488	1.017	1.179	
2012	190.321	141.252	102.518	99.578	103.702	80.016	95.931	93.956	16.135	0	88.612	256.202	1.268.22	2.819.23	12.169	810	1.160	
2013	234.905	199.537	125.117	161.056	179.547	172.038	181.446	58.607	144.922	159.449	159.677	285.962	2.062.26	4.389.32	15.442	698	1.155	
2014	246.887	233.666	264.168	250.832	287.364	265.143	290.410	238.910	266.676	174.887	153.235	280.297	2.952.47	6.937.88	16.844	243	1072	
2015	263.058	229.069	263.836	189.236	227.832	196.002	195.999	274.868	283.813	207.415	235.711	287.156	2.853.99	6.832.96	15.183	577	1.109	2.757.88
2016	268.199	240.074	273.126	277.452	224.447	245.961	295.385	294.171	205.922	241.806	268.408	234.874	3.069.82	7.384.15	0	142	1.074	28.805.5
2017	255.834	251.404	203.123	196.016	210.394	252.654	276.030	242.813	244.888	204.451	242.034	0	2.579.63	6.467.83	1	0		29.335.8

Çizelge 2.6 Yıllara göre üretilemeyen anenerji kayıpları (Yüce, 2018).

YILLARA GÖRE ÜRETİLEMİYEN ANENERJİ KAYIPLARI																				
A. GRUBU KAYIP ENERJİ	Sembo	Birim	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
PLANLI DEVRE DIŞI OLMA	W1	MWh	391.98	327.75	1.136.5	527.20	527.20	601.93	366.96	0	1.091.3	1.316.2	1.035.0	563.22	164.58	26.350	427.73	461.46	298.62	397.31
ZORUNLU DEVRE DIŞI OLMA	W2	MWh	355.64	520.06	221.81	879.22	879.22	547.68	418.70	594.82	603.85	672.23	453.04	499.45	209.07	1.293.2	123.78	281.14	122.70	201.84
ARIZA NEDENİYLE KONTROLLÜ	W3	MWh	131.22	109.85	46.713	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	820	31.362	304	7.340	0
TAMİR VE BAKIMDAN YÜK	W4	MWh	151.42	153.82	154.98	212.42	212.42	330.55	436.05	428.13	202.84	125.40	112.55	171.03	94.999	182.00	335.80	41.659	46.652	33.211
HER ÜNİTEDE TOPLAM A. GRUBU	WA	MWh	1.030.2	1.111.4	1.560.0	1.618.8	1.618.8	1.480.1	1.221.7	1.022.9	1.897.9	2.113.9	1.600.6	1.233.7	468.66	1.502.4	918.68	784.57	475.31	632.36
B. GRUBU KAYIP ENERJİ (ÜRETİLEMİYEN ENERJİ)																			0	
YDM TALEBİ NEDENİYLE	W5	MWh	9.265	40.023	146.20	383.27	383.27	204.78	67.784	15.809	567	25.180	4.268	52.198	0	17.370	3.400	0	0	0
YAKIT MİKTARI NEDENİYLE	W6	MWh	0	0	0	0	0	0	0	0	1.199	0	0	128.55	2.250.5	296.00	3.036	0	900	0
YAKIT KALİTESİ NEDENİYLE	W7	MWh	103.06	132.54	149.32	290.93	290.93	265.87	167.23	219.46	237.82	198.66	50.479	69.736	23.148	103.10	86.099	357.01	411.03	444.94
SU YETERSİZLİĞİ NEDENİYLE	W8	MWh	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	39.623	0	0	0
KÜL VE CURUF ATMA SİSTEMİ	W9	MWh	7.500	0	1.539	11.810	11.810	2.666	187	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ATMOSFERİK DİZAYN ŞARTLARI	W10	MWh	9.173	7.746	64.113	0	0	0	572	0	65.505	0	0	0	3.721	0	0	7739,6	46.749	6.355
ŞEBEKE ARIZASI NEDENİYLE	W11	MWh	0	6.268	990	0	0	0	0	0	0	7.439	37.078	28.376	0	0	0	0	3.604	0
HER ÜNİTEDE TOPLAM B. GRUBU	WB	MWh	129.00	186.58	362.17	686.02	686.02	473.32	235.78	235.27	305.09	231.28	91.824	278.86	2.277.4	416.47	132.15	364.75	462.29	451.30
SANTRAL TOPLAMI																				
SANTRALDA TOPLAM A. GRUBU	WA(S)	MWh	1.030.2	111.14	1.560.0	1.618.8	1.618.8	1.480.1	1.221.7	1.022.9	1.897.9	2.113.9	1.600.6	1.233.7	468.66	1.502.4	918.68	784.57	475.31	632.36
SANTRALDA TOPUM B. GRUBU	WB(S)	MWh	129.00	186.58	362.17	686.02	686.02	473.32	235.78	235.27	305.09	231.28	91.824	278.86	2.277.4	416.47	132.15	364.75	462.29	451.30

Yıllara göre tüketilen yardımcı yakıt (fuel-oil) miktarları (gr/kWh) Şekil 2.9'da verilmiştir.



Şekil 2.9 Yıllara göre tüketilen yardımcı yakıt (fuel-oil) miktarları (gr/kWh) (Yüce, 2008).

Yıllara göre tüketilen ana yakıt (linyit) miktarları (Ton/MW) Şekil 2.10'da verilmiştir.



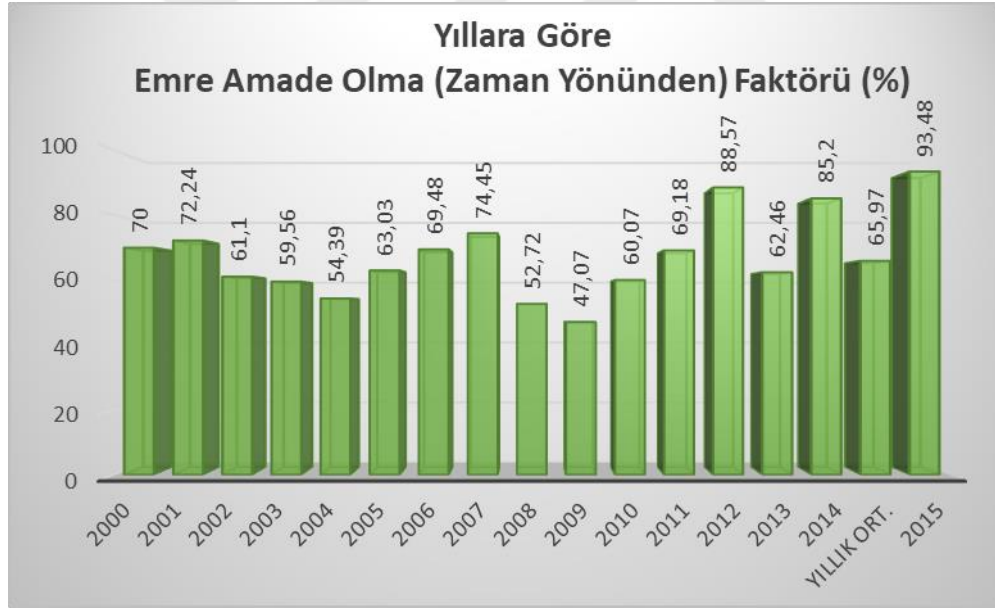
Şekil 2.10 Yıllara göre tüketilen ana yakıt (linyit) miktarları (Ton/MW) (Yüce, 2018).

Yıllara göre tüketilen yardımcı yakıt miktarları (gr/kWh) Şekil 2.11'de verilmiştir.



Şekil 2.11 Yıllara göre tüketilen yardımcı yakıt miktarları (lt/MWh) (Yüce, 2018).

Yıllara göre amade olma (zaman yönünden) faktörü (%) Şekil 2.12’de verilmiştir.



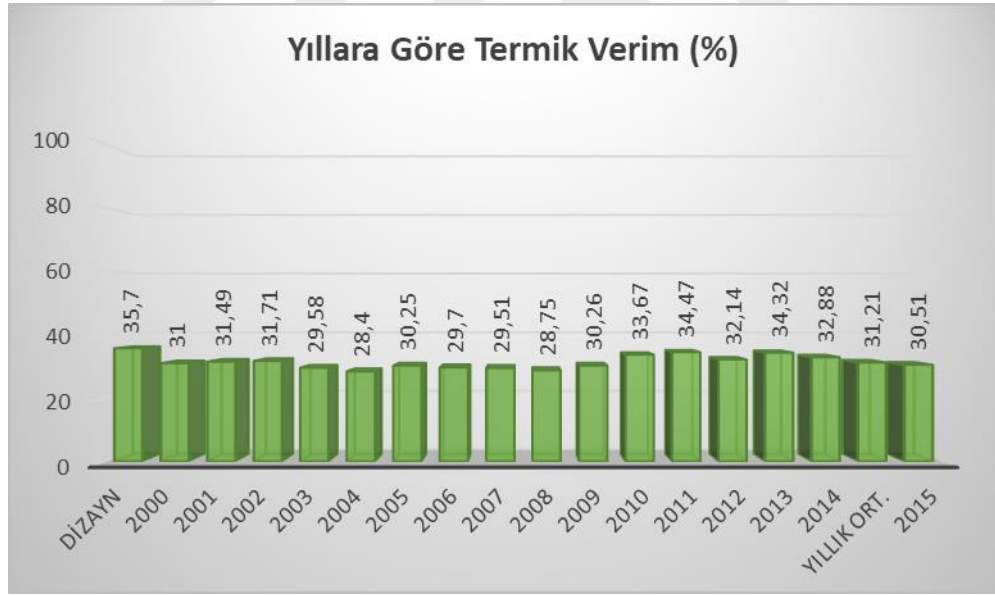
Şekil 2.12 Yıllara göre amade olma (zaman yönünden) faktörü (%) (Yüce, 2018).

Yıllara göre kapasite kullanma faktörleri (%) Şekil 2.13’de verilmiştir.



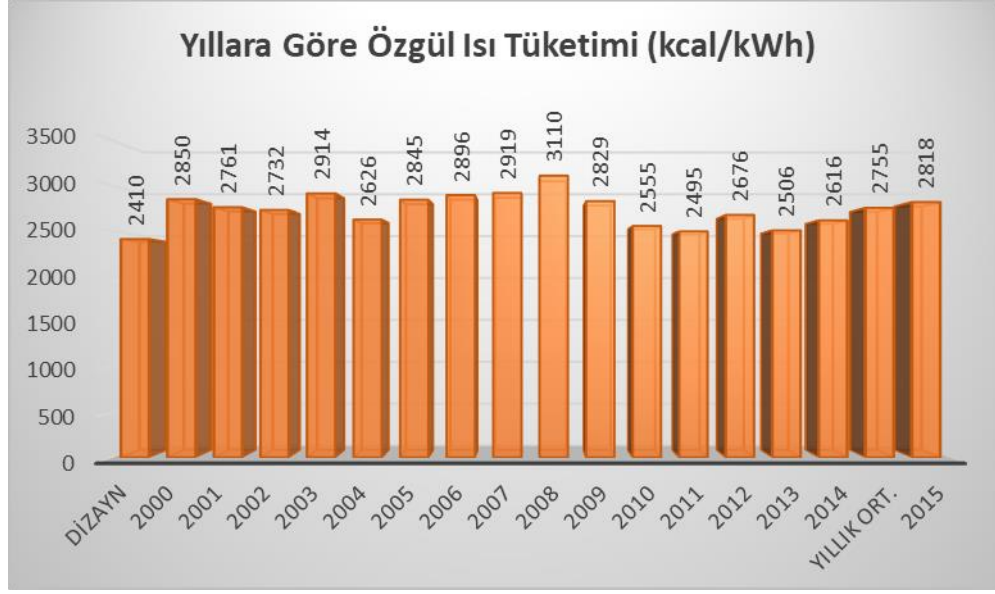
Şekil 2.13 Yıllara göre kapasite kullanma faktörü (%) (Yüce, 2018).

Yıllara göre termik verim (%) Şekil 2.14'te verilmiştir.



Şekil 2.14 Yıllara göre termik verim (%) (Yüce, 2018).

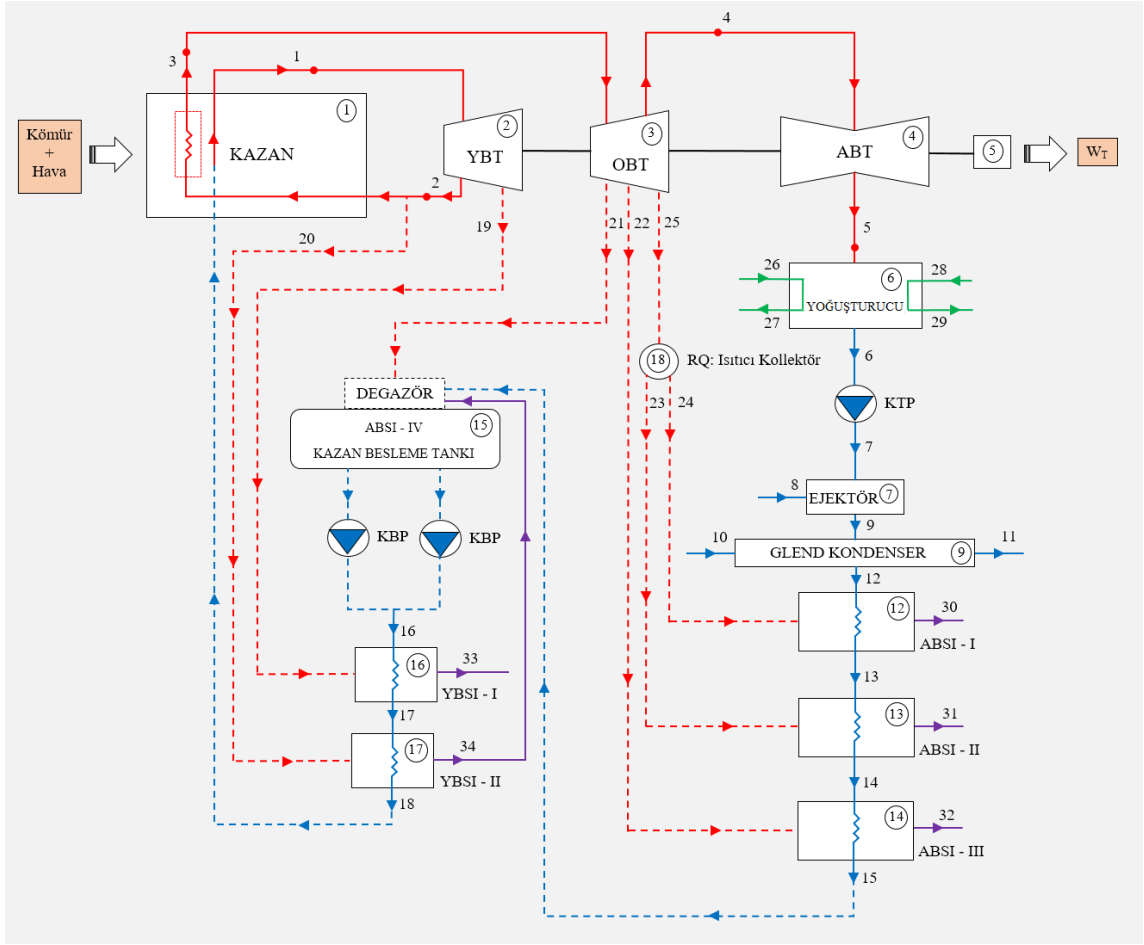
Yıllara göre özgül ısı tüketimi (kcal/kWh) Şekil 2.15'te verilmiştir.



Şekil 2.15 Yıllara göre özgül ısı tüketimi (kcal/kWh) (Yüce, 2018).

3. MATERYAL VE METOD

Sistemin şematik gösterimi Şekil 3.1’de verilmiştir. Çizelge 3.1’deki sıcaklık, basınç ve kütleli debi değerleri santraldeki işletme sırasında kullanılan gerçek değerlerdir. Bu değerler, İşletme Mühendisi Mümtaz YÜCE’den alınmıştır. Her bir düğüm noktasına ait entalpi ve entropi değerleri termodinamik tablolar (Çengel, 2013) yardımıyla hesaplanmıştır.



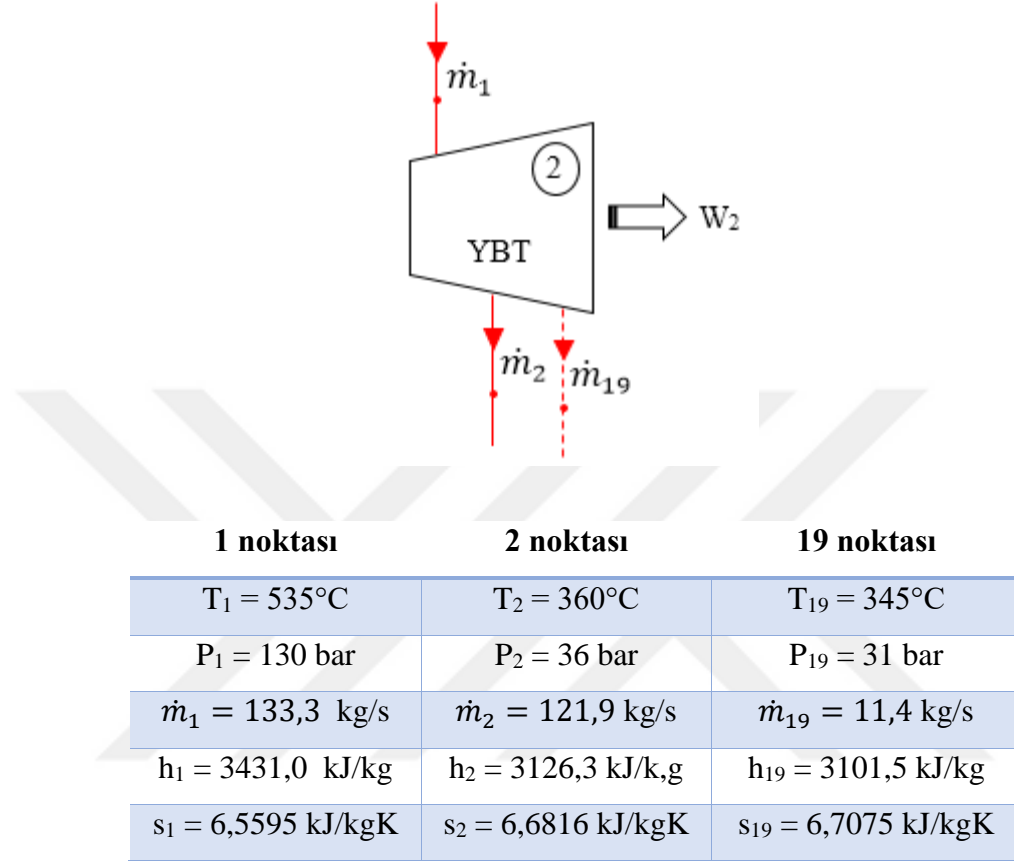
Şekil 3.1 Sistemin şematik gösterimi.

Çizelge 3.1 Sistemdeki noktalara ait termodinamik özellikler.

Nokta	Sıcaklık [°C]	Basınç [kPa]	Debi [kg/s]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kgK]
0	25	100	-	104,833	0,3672
1	535	13000	133,3	3431	6,5595
2	360	3600	121,9	3126,3	6,6816
3	535	3400	111,9	3532,2	7,2712
4	285	400	95,3	3036,3	7,5115
5	40,29	7,5	95,3	2420,1	7,7897
6	40,29	7,5	95,3	168,75	0,5763
7	40,29	1800	95,3	172,05	0,5809
8	99,61	10000	4,6	444,75	1,3772
9	43,69	1750	99,9	184,6	0,6207
10	144	150	3,9	2760,48	7,4396
11	125	150	3,9	2327,48	6,1676
12	47,49	1750	99,9	200,4	0,6711
13	66,44	1750	99,9	278,2	0,8915
14	91,94	1750	99,9	385,21	1,0327
15	120	1750	99,9	492,22	1,1739
16	132,9	8100	116,2	559,03	1,6384
17	165	8100	116,2	697,24	1,9923
18	205	8100	116,2	874,87	2,3776
19	345	3100	11,4	3101,5	6,7075
20	250	1600	10	2919,9	6,6753
21	315	900	6,3	3086,1	7,2327
22	300	700	5,1	3059,45	7,3042
23	250	200	2,2	2971,2	7,71
24	67,14	25	3	2598,1	7,9416
25	250	500	5,2	2961	7,2725
26	27	160	3173,4	113,19	0,395
27	35	120	3173,4	146,64	0,5051
28	27	160	3173,4	113,19	0,395
29	35	120	3173,4	146,64	0,5051
30	64,96	25	3	289,78	0,7559
31	120,21	200	2,2	570,84	1,8191
32	164,95	700	5,1	1932,35	4,8142
33	235,6	3100	11,4	1434,63	3,4818
34	201,3	1600	10	858,14	2,3427
35	130	270	116,2	546,2	1,6341

3.1 Yüksek Basınç Türbini

Yüksek Basınç Türbini şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2 Yüksek Basınç Türbini şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ Ölü Hal Değerleri

$$T_0 = 25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^\circ\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^\circ\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ Süreklilik Denklemi

$$\sum \dot{m}_c - \sum \dot{m}_g = 0 \rightarrow \sum \dot{m}_c = \sum \dot{m}_g \rightarrow \dot{m}_2 + \dot{m}_{19} = \dot{m}_1 = 133,3 \text{ kg/s}$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q} = 0$, Adyabatik).

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir ($\frac{V^2}{2} + gz = 0$).

➤ **Termodinamiğin Birinci Kanunu**

$$\begin{aligned}\dot{Q} - \dot{W} &= \sum \dot{m}_c \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_c - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g \\ -\dot{W}_{YBT} &= [\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{19} h_{19}] - [\dot{m}_1 h_1] \\ &= [(121,9)(3126,3) + (11,4)(3101,5)] - [(133,3)(3431,0)] \\ &= [381095,97 + 35357,1] - [457352,3] = -40899,23 \text{ kW} \\ \dot{W}_{YBT} &= 40899,23 \text{ kW}\end{aligned}$$

➤ **Tersinir İş**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{tr} &= \sum \dot{m}_g \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g - \sum \dot{m}_c \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_c \\ &= \sum \dot{m}_g (h - T_0 s_g) - \sum \dot{m}_c (h - T_0 s_c) \\ &= [\dot{m}_1 (h_1 - T_0 s_1)] - [\dot{m}_2 (h_2 - T_0 s_2) + \dot{m}_{19} (h_{19} - T_0 s_{19})] \\ &= [(133,3)(3431,0 - (298,15 \text{ K})(6,5595))] \\ &\quad - [(121,9)(3126,3 - (298,15 \text{ K})(6,6816)) \\ &\quad + (11,4)(3101,5 - (298,15 \text{ K})(6,7075))] \\ \dot{W}_{tr} &= [196655,50] - [138256,66 + 12588,91] \\ \dot{W}_{tr} &= 45809,93 \text{ kW}\end{aligned}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\begin{aligned}\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{üretim} &= \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k} \\ \text{Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir } (\dot{Q}_A/T_k &= 0). \\ \Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{üretim} &= [\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_{19} s_{19}] - [\dot{m}_1 s_1] \\ &= [(121,9)(6,6816) + (11,4)(6,7075)] - [(133,3)(6,5595)] \\ &= 16,58 \text{ kW/K}\end{aligned}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{net} = T_0 \dot{S}_{üretim} = (298,15 \text{ K})(16,58 \text{ kW/K}) = 4943,33 \text{ kW}$$

ya da

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_{YBT} = 45809,93 - 40899,23 = 4910,7 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\begin{aligned}\psi_0 &= (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \\ \psi_1 &= (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) \\ &= (3431,0 - 104,83) - (298,15)(6,5595 - 0,3672) = 1479,96 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_2 &= (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \\ &= (3126,3 - 104,83) - (298,15)(6,6816 - 0,3672) = 1138,86 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_{19} &= (h_{19} - h_0) - T_0(s_{19} - s_0) \\ &= (3101,5 - 104,83) - (298,15)(6,7075 - 0,3672) = 1106,34 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

➤ **Kayıp Kullanılabilir Ekserji**

$$\dot{W}_{fay} = \eta_c \dot{Q}_A + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{W}_{fay} = \dot{W}_{YBT}$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\eta_c \dot{Q}_A = 0$).

$$\dot{W}_{YBT} = (\dot{m}_1 \psi_1) - (\dot{m}_2 \psi_2 + \dot{m}_{19} \psi_{19}) - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$40899,23 \text{ kW} = [(133,3)(1479,96)] - [(121,9)(1138,86)$$

$$+ (11,4)(1106,34) - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$40899,23 \text{ kW} = [197279,47] - [138827,28 + 12612,26] - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{X}_{yokolan(ky)} = 4940,7 \text{ kW}$$

Kayıp kullanılabilir ekserjinin aynı zamanda tersinmezliğe eşit olduğu görülmektedir.

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

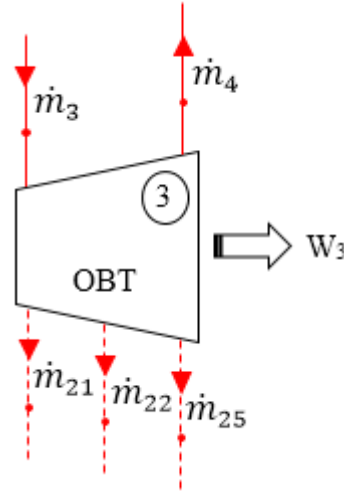
Adyabatik türbin için tesirlilik, aşağıdaki ifadeler yardımıyla elde edilir.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{YBT}}{\dot{W}_{tr}} = \frac{40899,23 \text{ kW}}{45809,93 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%89,3$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan(ky)}}{\dot{W}_{tr}} = 1 - \frac{4943,33 \text{ kW}}{45809,93 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%89,2$$

3.2 Orta Basınç Türbini

Orta Basınç Türbini şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.3'te verilmiştir.



3 noktası	4 noktası	21 noktası
$T_3 = 535^\circ\text{C}$	$T_4 = 285^\circ\text{C}$	$T_{21} = 315^\circ\text{C}$
$P_3 = 34 \text{ bar}$	$P_4 = 4 \text{ bar}$	$P_{21} = 9 \text{ bar}$
$\dot{m}_3 = 111,9 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_4 = 95,3 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{21} = 6,3 \text{ kg/s}$
$h_3 = 3532,2 \text{ kJ/kg}$	$h_4 = 3036,3 \text{ kJ/kg}$	$h_{21} = 3086,1 \text{ kJ/kg}$
$s_3 = 7,2712 \text{ kJ/kgK}$	$s_4 = 7,5115 \text{ kJ/kgK}$	$s_{21} = 7,2327 \text{ kJ/kgK}$
22 noktası	25 noktası	
$T_{22} = 300^\circ\text{C}$	$T_{25} = 250^\circ\text{C}$	
$P_{22} = 7 \text{ bar}$	$P_{25} = 5 \text{ bar}$	
$\dot{m}_{22} = 5,1 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{25} = 5,2 \text{ kg/s}$	
$h_{22} = 3059,45 \text{ kJ/kg}$	$h_{25} = 2961,0 \text{ kJ/kg}$	
$s_{22} = 7,3042 \text{ kJ/kgK}$	$s_{25} = 7,2725 \text{ kJ/kgK}$	

Şekil 3.3 Orta Basınç Türbini şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ **Ölü Hal Değerleri**

$$T_0 = 25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^\circ\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^\circ\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ **Süreklilik Denklemi**

$$\sum \dot{m}_c - \sum \dot{m}_g = 0 \rightarrow \sum \dot{m}_c = \sum \dot{m}_g$$

$$\rightarrow \dot{m}_4 + \dot{m}_{21} + \dot{m}_{22} + \dot{m}_{25} = \dot{m}_3 = 111,9 \text{ kg/s}$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q} = 0$, Adyabatik).

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir ($\frac{V^2}{2} + gz = 0$).

➤ **Termodinamiğin Birinci Kanunu**

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_c \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_c - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g$$

$$-\dot{W}_{OBT} = [\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{21} h_{21} + \dot{m}_{22} h_{22} + \dot{m}_{25} h_{25}] - [\dot{m}_3 h_3]$$

$$= [(95,3)(3036,32) + (6,3)(3086,1) + (5,1)(3059,45)$$

$$+ (5,2)(2961,0)] - [(111,9)(3532,2)]$$

$$= [289359,4 + 19442,4 + 15602,9 + 15397,2] - [395253,2]$$

$$= -54332,3 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{OBT} = 54332,3 \text{ kW}$$

➤ **Tersinir İş**

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g - \sum \dot{m}_c \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_c$$

$$= \sum \dot{m}_g (h - T_0 s_g) - \sum \dot{m}_c (h - T_0 s_c)$$

$$= [\dot{m}_3 (h_3 - T_0 s_3)] - [\dot{m}_4 (h_4 - T_0 s_4) + \dot{m}_{21} (h_{21} - T_0 s_{21})$$

$$+ \dot{m}_{22} (h_{22} - T_0 s_{22}) + \dot{m}_{25} (h_{25} - T_0 s_{25})]$$

$$= [(111,9)(3532,2 - (298,15 \text{ K})(7,2712))] - [(95,3)(3036,32 - (298,15 \text{ K})(7,5115))$$

$$+ (6,3)(3086,1 - (298,15 \text{ K})(7,2327))$$

$$+ (5,1)(3059,45 - (298,15 \text{ K})(7,3042))$$

$$+ (5,2)(2961,0 - (298,15 \text{ K})(7,2725))]$$

$$= [152664,2] - [75929,9 + 5856,9 + 4496,4 + 4122,1]$$

$$\dot{W}_{tr} = [152664,2] - [75929,9 + 5856,9 + 4496,4 + 4122,1]$$

$$\dot{W}_{tr} = 62258,9 \text{ kW}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{üretim} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned} \Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{üretim} &= [\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_{21} s_{21} + \dot{m}_{22} s_{22} + \dot{m}_{25} s_{25}] - [\dot{m}_3 s_3] \\ &= [(95,3)(7,5115) + (6,3)(7,2327) \\ &+ (5,1)(7,3042) + (5,2)(7,2725)] - [(111,9)(7,2712)] \\ &= [715,85 + 45,57 + 37,25 + 37,82] - [813,65] \\ &= 22,84 \text{ kW/K} \end{aligned}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{net} = T_0 \dot{S}_{üretim} = (298,15 \text{ K})(22,84 \text{ kW/K}) = 6809,7 \text{ kW}$$

ya da

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_{OBT} = 62258,9 - 55451,3 = 6807,6 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)$$

$$= (3532,2 - 104,83) - (298,15)(7,2712 - 0,3672) = 1368,97 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$$

$$= (3036,3 - 104,83) - (298,15)(7,5115 - 0,3672) = 801,43 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{21} = (h_{21} - h_0) - T_0(s_{21} - s_0)$$

$$= (3086,1 - 104,83) - (298,15)(7,2327 - 0,3672) = 934,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{22} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0)$$

$$= (3059,45 - 104,83) - (298,15)(7,3042 - 0,3672) = 886,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{25} = (h_{25} - h_0) - T_0(s_{25} - s_0)$$

$$= (2961,0 - 104,83) - (298,15)(7,2725 - 0,3672) = 797,4 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Kayıp Kullanılabilir Ekserji**

$$\dot{W}_{fay} = \eta_c \dot{Q}_A + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_c \psi_c - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{W}_{fay} = \dot{W}_{OBT}$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\eta_c \dot{Q}_A = 0$).

Sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde çevre işi söz konusu olmadığından, faydalı iş, sistemde yapılan gerçek işe eşittir.

$$\dot{W}_{OBT,gerçek} = (\dot{m}_3\psi_3) - (\dot{m}_4\psi_4 + \dot{m}_{21}\psi_{21} + \dot{m}_{22}\psi_{22} + \dot{m}_{25}\psi_{25}) - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$55451,3 \text{ kW} = [(111,9)(1368,97)] - [(95,3)(801,43)$$

$$+ (6,3)(934,4) + (5,1)(886,4) + (5,2)(797,4)] - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$55451,3 \text{ kW} = [153187,7] - [76376,3 + 5886,7 + 4520,6 + 4145,5]$$

$$- \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{X}_{yokolan(ky)} = 6806,3 \text{ kW}$$

Kayıp kullanılabilir ekserjinin aynı zamanda tersinmezliğe eşit olduğu görülmektedir.

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

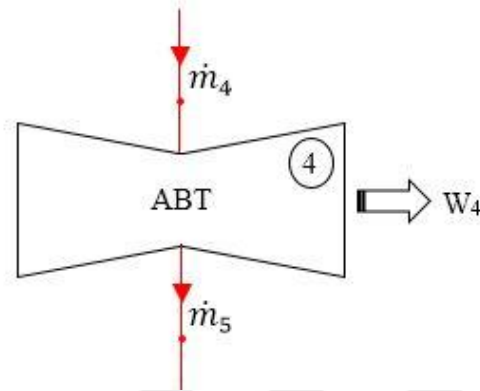
Adyabatik türbin için tesirlilik, aşağıdaki ifadeler yardımıyla elde edilir.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{YBT}}{\dot{W}_{tr}} = \frac{55451,3 \text{ kW}}{62258,9 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%89,07$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan(ky)}}{\dot{W}_{tr}} = 1 - \frac{6806,3 \text{ kW}}{62258,9 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%89,07$$

3.3 Alçak Basınç Türbini

Alçak Basınç Türbini şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.4'da verilmiştir.



4 noktası	5 noktası
$T_4 = 285^\circ\text{C}$	$T_5 = 40,29^\circ\text{C}$
$P_4 = 4 \text{ bar}$	$P_5 = 0,075 \text{ bar}$
$\dot{m}_4 = 95,3 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_5 = 95,3 \text{ kg/s}$
$h_4 = 3036,3 \text{ kJ/kg}$	$h_5 = 2420,1 \text{ kJ/kg}$
$s_4 = 7,5115 \text{ kJ/kgK}$	$s_5 = 7,7897 \text{ kJ/kgK}$
	$x_5 = 0,94$

Şekil 3.4 Alçak Basınç Türbini şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ Ölü Hal Değerleri

$$T_0 = 25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^\circ\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^\circ\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ Süreklilik Denklemi

$$\sum \dot{m}_c - \sum \dot{m}_g = 0 \rightarrow \sum \dot{m}_c = \sum \dot{m}_g \rightarrow \dot{m}_5 = \dot{m}_4 = 95,3 \text{ kg/s}$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q} = 0$, Adyabatik).

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir ($\frac{V^2}{2} + gz = 0$).

➤ **Termodinamiğin Birinci Kanunu**

$$\begin{aligned}\dot{Q} - \dot{W} &= \sum \dot{m}_c \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_c - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g \\ -\dot{W}_{ABT} &= [\dot{m}_5 h_5] - [\dot{m}_4 h_4] \\ &= [(95,3)(2420,1)] - [(95,3)(3036,32)] \\ &= [230635,53] - [289361,29] = -58725,76 \text{ kW} \\ \dot{W}_{ABT} &= 58725,76 \text{ kW}\end{aligned}$$

➤ **Tersinir İş**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{tr} &= \sum \dot{m}_g \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g - \sum \dot{m}_c \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_c \\ &= \sum \dot{m}_g (h - T_0 s_g) - \sum \dot{m}_c (h - T_0 s_c) \\ &= [\dot{m}_4 (h_4 - T_0 s_4)] - [\dot{m}_5 (h_5 - T_0 s_5)] \\ &= [(95,3)(3036,32 - (298,15 \text{ K})(7,5115))] \\ &\quad - [(95,3)(2420,1 - (298,15 \text{ K})(7,7897))] \\ \dot{W}_{tr} &= [75931,826] - [9301,370] \\ \dot{W}_{tr} &= 66630,456 \text{ kW}\end{aligned}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned}\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{\text{üretim}} &= [\dot{m}_5 s_5] - [\dot{m}_4 s_4] \\ &= [(95,3)(7,7897)] - [(95,3)(7,5115)] \\ &= [742,35841] - [715,84595] = 26,51246 \text{ kW/K}\end{aligned}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{net} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (298,15 \text{ K})(26,51246 \text{ kW/K}) = 7904,689 \text{ kW}$$

ya da

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_{ABT} = 66630,456 - 58725,76 = 7904,696 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$$

$$= (3036,32 - 104,83) - (298,15)(7,5115 - 0,3672) = 801,417 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)$$

$$= (2420,1 - 104,83) - (298,15)(7,7897 - 0,3672) = 102,282 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Kayıp Kullanılabilir Ekserji**

$$\dot{W}_{fay} = \eta_c \dot{Q}_A + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\psi \psi_\psi - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{W}_{fay} = \dot{W}_{ABT}$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\eta_c \dot{Q}_A = 0$).

Sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde çevre işi söz konusu olmadığından, faydalı iş, sistemde yapılan gerçek işe eşittir.

$$\dot{W}_{ABT} = (\dot{m}_4 \psi_4) - (\dot{m}_5 \psi_5) - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$58725,76 \text{ kW} = [(95,3)(801,417)] - [(95,3)(102,282)] - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$58725,76 \text{ kW} = [76375,040] - [9747,475] - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{X}_{yokolan(ky)} = 7901,805 \text{ kW}$$

Kayıp kullanılabilir ekserjinin aynı zamanda tersinmezliğe eşit olduğu görülmektedir.

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

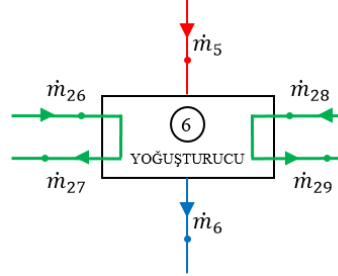
Adyabatik türbin için tesirlilik, aşağıdaki ifadeler yardımıyla elde edilir.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{YBT}}{\dot{W}_{tr}} = \frac{58725,76 \text{ kW}}{66630,456 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%88,14$$

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan(ky)}}{\dot{W}_{tr}} = 1 - \frac{7901,805 \text{ kW}}{66630,456 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%88,14$$

3.4 Yoğuşturucu

Yoğuşturucu şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.5'te verilmiştir.



5 noktası (I.B.)	6 noktası (D.S.)	26 noktası
$T_5 = 40,29^\circ\text{C}$	$T_6 = 40,29^\circ\text{C}$	$T_{26} = 27^\circ\text{C}$
$P_5 = 0,075 \text{ bar}$	$P_6 = 0,075 \text{ bar}$	$P_{26} = 1,6 \text{ bar}$
$\dot{m}_5 = 95,3 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_6 = 95,3 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{26} = 3173,4 \text{ kg/s}$
$h_5 = 2420,1 \text{ kJ/kg}$	$h_6 = h_f = 168,75 \text{ kJ/kg}$	$h_{26} = 113,19 \text{ kJ/kg}$
$s_5 = 7,7897 \text{ kJ/kgK}$	$s_6 = s_f = 0,5763 \text{ kJ/kgK}$	$s_{26} = 0,3950 \text{ kJ/kgK}$
$x_5 = 0,94$		
27 noktası	28 noktası	29 noktası
$T_{27} = 35^\circ\text{C}$	$T_{28} = 27^\circ\text{C}$	$T_{29} = 35^\circ\text{C}$
$P_{27} = 1,2 \text{ bar}$	$P_{28} = 1,6 \text{ bar}$	$P_{29} = 1,2 \text{ bar}$
$\dot{m}_{27} = 3173,4 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{28} = 3173,4 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{29} = 3173,4 \text{ kg/s}$
$h_{27} = 146,64 \text{ kJ/kg}$	$h_{28} = 113,19 \text{ kJ/kg}$	$h_{29} = 146,64 \text{ kJ/kg}$
$s_{27} = 0,5051 \text{ kJ/kgK}$	$s_{28} = 0,3950 \text{ kJ/kgK}$	$s_{29} = 0,5051 \text{ kJ/kgK}$

Şekil 3.5 Yoğuşturucu şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ Süreklilik Denklemi

Sürekli akış koşullarında, ısı değiştiricisinden geçen her iki akışın kütleli debileri ayrı ayrı sabittir.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 95,3 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{26} = \dot{m}_{27} = 3173,4 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{29} = 3173,4 \text{ kg/s}$$

➤ Termodinamiğin İkinci Kanunu

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{\text{sıcak}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) + \dot{m}_{\text{soğuk}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}})$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = (95,3)(0,5763 - 7,7897) + (3173,4)(0,5051 - 0,3950) \\ + (3173,4)(0,5051 - 0,3950)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 11,34 \text{ kW/K}$$

ya da

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = [\dot{m}_6 s_6 + \dot{m}_{27} s_{27} + \dot{m}_{29} s_{29}] - [\dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_{26} s_{26} + \dot{m}_{28} s_{28}] \\ = [(95,3)(0,5763) + (3173,4)(0,5051) + (3173,4)(0,5051)] \\ - [(95,3)(7,7897) + (3173,4)(0,3950) + (3173,4)(0,3950)] \\ = [54,92 + 1602,88 + 1602,88] \\ - [742,36 + 1253,49 + 1253,49] \\ = 11,34 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{\text{net}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (298,15 \text{ K})(11,34 \text{ kW/K}) = 3381,021 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)$$

$$= (2420,1 - 104,83) - (298,15)(7,7897 - 0,3672) = 102,28 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)$$

$$= (168,75 - 104,83) - (298,15)(0,5763 - 0,3672) = 1,58 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{26} = (h_{26} - h_0) - T_0(s_{26} - s_0)$$

$$= (113,19 - 104,83) - (298,15)(0,3950 - 0,3672) = 0,10 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{27} = (h_{27} - h_0) - T_0(s_{27} - s_0)$$

$$= (146,64 - 104,83) - (298,15)(0,5051 - 0,3672) = 0,72 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{28} = (h_{28} - h_0) - T_0(s_{28} - s_0)$$

$$= (113,19 - 104,83) - (298,15)(0,3950 - 0,3672) = 0,10 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{29} = (h_{29} - h_0) - T_0(s_{29} - s_0)$$

$$= (146,64 - 104,83) - (298,15)(0,5051 - 0,3672) = 0,72 \text{ kJ/kg}$$

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

$$\eta_{II, ID \text{ Yoğuşturucu}} = \frac{\dot{m}_{\text{soğuk}}(\psi_c - \psi_g)}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_g - \psi_c)}$$

ya da

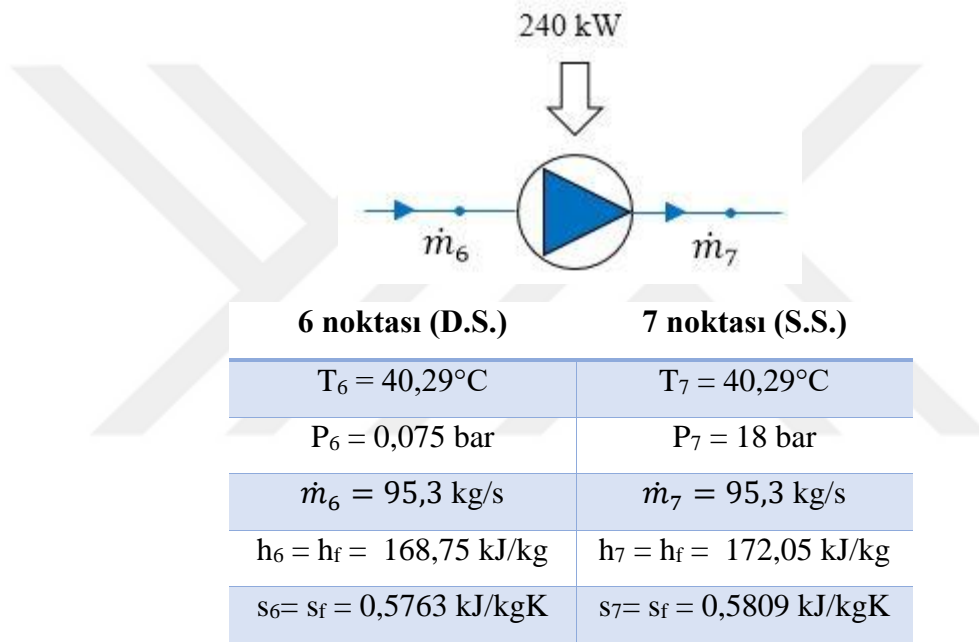
$$\eta_{II,ID} \text{ Yoğuşturucu} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}(i)}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_g - \psi_c)}$$

$$\eta_{II,ID} \text{ Yoğuşturucu} = 1 - \frac{3381,021 \text{ kW}}{(95,3)(102,28 - 1,61) \text{ kW}}$$

$$\rightarrow \eta_{II,ID} \text{ Yoğuşturucu} = \%64,77$$

3.5 Kondenser Tahliye Pompası

Kondenser Tahliye Pompası şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6 Kondenser Tahliye Pompası şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ Ölü Hal Değerleri

$$T_0 = 25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^\circ\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^\circ\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ Süreklilik Denklemi

$$\sum \dot{m}_c - \sum \dot{m}_g = 0 \rightarrow \sum \dot{m}_c = \sum \dot{m}_g \rightarrow \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = 95,3 \text{ kg/s}$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q} = 0$, Adyabatik).

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir ($\frac{V^2}{2} + gz = 0$).

➤ **Termodinamiğin Birinci Kanunu**

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_\zeta - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g$$

$$-\dot{W}_p = [\dot{m}_7 h_7] - [\dot{m}_6 h_6]$$

$$= [(95,3)(172,05)] - [(95,3)(168,75)] = 314,49 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_p = -314,49 \text{ kW}$$

➤ **Tersinir İş**

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g - \sum \dot{m}_\zeta \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_\zeta$$

$$= \sum \dot{m}_g (h - T_0 s_g) - \sum \dot{m}_\zeta (h - T_0 s_\zeta)$$

$$= [\dot{m}_6 (h_6 - T_0 s_6)] - [\dot{m}_7 (h_7 - T_0 s_7)]$$

$$= [(95,3)(168,75 - (298,15 \text{ K})(0,5763))] - [(95,3)(172,05 - (298,15 \text{ K})(0,5809))]$$

$$= [-292,94] - [-109,15]$$

$$\dot{W}_{tr} = [-292,94] - [-109,15]$$

$$\dot{W}_{tr} = -183,79 \text{ kW}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{üretim} = \sum \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{üretim} = [\dot{m}_7 s_7] - [\dot{m}_6 s_6]$$

$$= [(95,3)(0,5809)] - [(95,3)(0,5763)]$$

$$= 0,44 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{net} = T_0 \dot{S}_{üretim} = (298,15 \text{ K})(0,44 \text{ kW/K}) = 131,186 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)$$

$$= (168,75 - 104,83) - (298,15)(0,5763 - 0,3672) = 1,58 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)$$

$$= (172,05 - 104,83) - (298,15)(0,5809 - 0,3672) = 3,51 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Kayıp Kullanılabilir Ekserji**

$$\dot{W}_{fay} = \eta_c \dot{Q}_A + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{W}_{fay} = \dot{W}_p$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\eta_c \dot{Q}_A = 0$).

$$\dot{W}_p = (\dot{m}_6 \psi_6) - (\dot{m}_7 \psi_7) - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$-314,49 \text{ kW} = [(95,3)(1,58)] - [(95,3)(3,51)] - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{X}_{yokolan(ky)} = 130,6 \text{ kW}$$

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{tr}}{\dot{W}_p} = \frac{183,79 \text{ kW}}{314,49 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%58,4$$

ya da

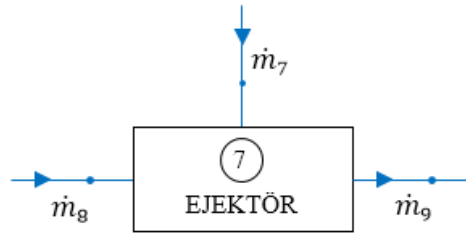
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{i}}{\dot{W}_p} = 1 - \frac{130,6 \text{ kW}}{314,49 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%58,4$$

ya da

$$\dot{i} = \dot{W}_p - \dot{W}_{tr} = 314,49 - 183,79 = 130,7 \text{ kW}$$

3.6 Ejektör

Ejektör şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.7’de verilmiştir.



7 noktası (S.S.)	8 noktası (I.B.)	9 noktası (S.S.)
$T_7 = 40,29^\circ\text{C}$	$T_8 = 99,61^\circ\text{C}$	$T_9 = 43,69^\circ\text{C}$
$P_7 = 18 \text{ bar}$	$P_8 = 100 \text{ bar}$	$P_9 = 1750 \text{ kPa}$
$\dot{m}_7 = 95,3 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_8 = 4,6 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_9 = 99,9 \text{ kg/s}$
$h_7 = h_f = 172,05 \text{ kJ/kg}$	$h_8 = 444,75 \text{ kJ/kg}$	$h_9 = 184,6 \text{ kJ/kg}$
$s_7 = s_f = 0,5809 \text{ kJ/kgK}$	$s_8 = 1,3772 \text{ kJ/kgK}$	$s_9 = 0,6207 \text{ kJ/kgK}$

Şekil 3.7 Ejektör şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ **Ölü Hal Değerleri**

$$T_0 = 25^\circ C = 298,15 K$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^\circ C = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^\circ C = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ **Süreklilik Denklemi**

$$\sum \dot{m}_c - \sum \dot{m}_g = 0 \rightarrow \sum \dot{m}_c = \sum \dot{m}_g \rightarrow \dot{m}_9 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8 = 99,9 \text{ kg/s}$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q} = 0$, Adyabatik).

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir ($\frac{V^2}{2} + gz = 0$).

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{üretim} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned} \Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{üretim} &= [\dot{m}_9 s_9] - [\dot{m}_7 s_7 + \dot{m}_8 s_8] \\ &= [(99,9)(0,6207)] - [(95,3)(0,5809) + (4,6)(1,3772)] \\ &= [62,01] - [55,36 + 6,34] \\ &= 0,31 \text{ kW/K} \end{aligned}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{net} = T_0 \dot{S}_{üretim} = (298,15 K) \left(0,31 \frac{\text{kW}}{\text{K}} \right) = 92,43 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)$$

$$= (172,05 - 104,83) - (298,15)(0,5809 - 0,3672) = 3,51 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_8 = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)$$

$$= (444,75 - 104,83) - (298,15)(1,3772 - 0,3672) = 38,79 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)$$

$$= (184,6 - 104,83) - (298,15)(0,6207 - 0,3672) = 4,19 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Kayıp Kullanılabilir Ekserji**

$$\dot{W}_{fay} = \eta_c \dot{Q}_A + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_c \psi_c - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{W}_{fay} = 0$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\eta_c \dot{Q}_A = 0$).

$$0 = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{X}_{yokolan(ky)} = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta$$

$$= [\dot{m}_7 \psi_7 + \dot{m}_8 \psi_8] - [\dot{m}_9 \psi_9]$$

$$= [(95,3)(3,51) + (4,6)(38,79)] - [(99,9)(4,19)]$$

$$= 94,36 \text{ kW}$$

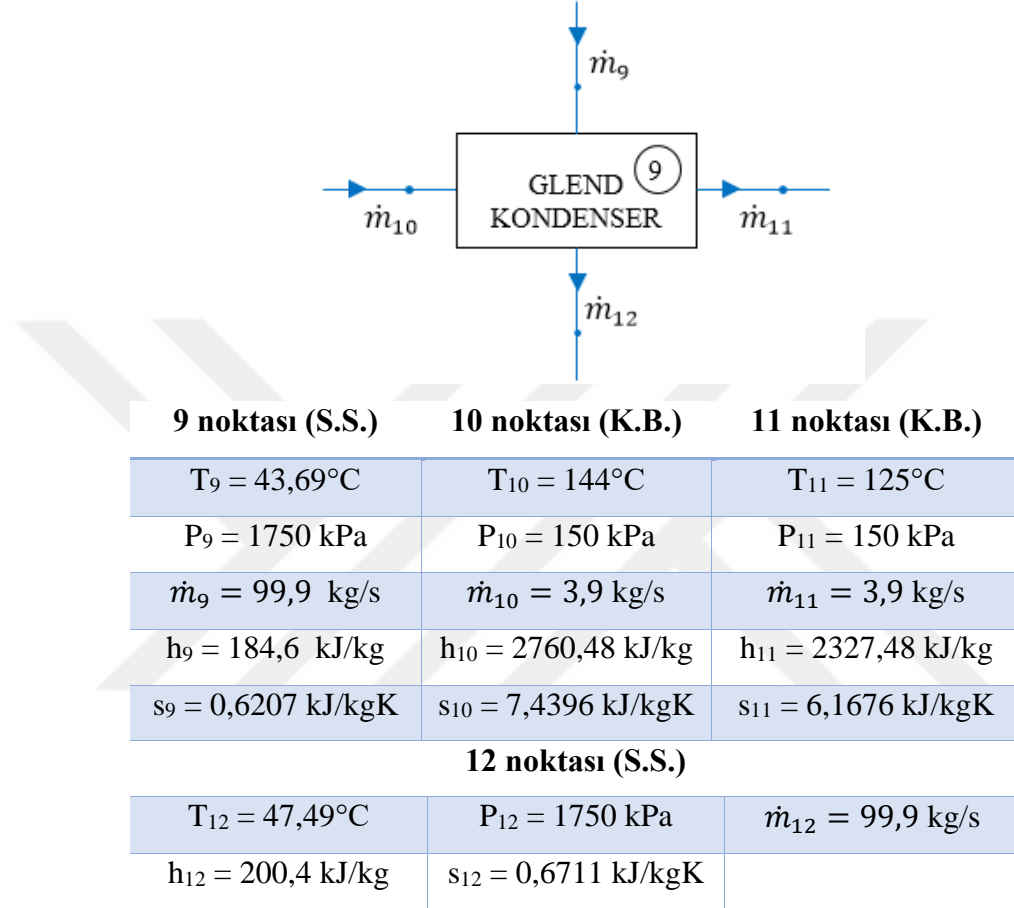
➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

Adyabatik türbin için tesirlilik, aşağıdaki ifadeler yardımıyla elde edilir.

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan(ky)}}{\text{Sağlanan Ekserji}} = 1 - \frac{92,43 \text{ kW}}{(4,6)(38,79) \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%48,2$$

3.7 Glend Kondenser

Glend Kondenser, türbinden buhar sızıntısını ve buhar türbinine hava sızmasını önlemek için kullanılır (Url-1). Glend kondenserin şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8 Glend Kondenser şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ **Ölü Hal Değerleri**

$$T_0 = 25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^\circ\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^\circ\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ **Süreklilik Denklemi**

Sürekli akış koşullarında, ısı değiştiricisinden geçen her iki akışın kütleli debileri ayrı ayrı sabittir.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{12} = 99,9 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = 3,9 \text{ kg/s}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\begin{aligned}\dot{S}_{\text{üretim}} &= \dot{m}_{\text{sıcak}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) + \dot{m}_{\text{soğuk}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) \\ &= (3,9)(6,1676 - 7,4396) + (99,9)(0,6711 - 0,6207) \\ &= -4,9608 + 5,03496\end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0,07 \text{ kW/K}$$

ya da

$$\Delta\dot{S}_{\text{net}} = \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned}\dot{S}_{\text{üretim}} &= [\dot{m}_{11}s_{11} + \dot{m}_{12}s_{12}] - [\dot{m}_9s_9 + \dot{m}_{10}s_{10}] \\ &= [(3,9)(6,1676) + (99,9)(0,6711)] - [(99,9)(0,6207) \\ &\quad + (3,9)(7,4396)]\end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0,07 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta\dot{S}_{\text{net}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (298,15 \text{ K})(0,07 \text{ kW/K}) = 20,87 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)$$

$$= (184,6 - 104,83) - (298,15)(0,6207 - 0,3672) = 4,19 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0)$$

$$= (2760,48 - 104,83) - (298,15)(7,4396 - 0,3672) = 547,01 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0)$$

$$= (2327,48 - 104,83) - (298,15)(6,1676 - 0,3672) = 493,26 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0)$$

$$= (200,4 - 104,83) - (298,15)(6,6711 - 0,3672) = 4,96 \text{ kJ/kg}$$

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

$$\eta_{II, ID \text{ Kondenser}} = \frac{\dot{m}_{\text{soğuk}}(\psi_{\text{ç}} - \psi_{\text{g}})}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_{\text{g}} - \psi_{\text{ç}})}$$

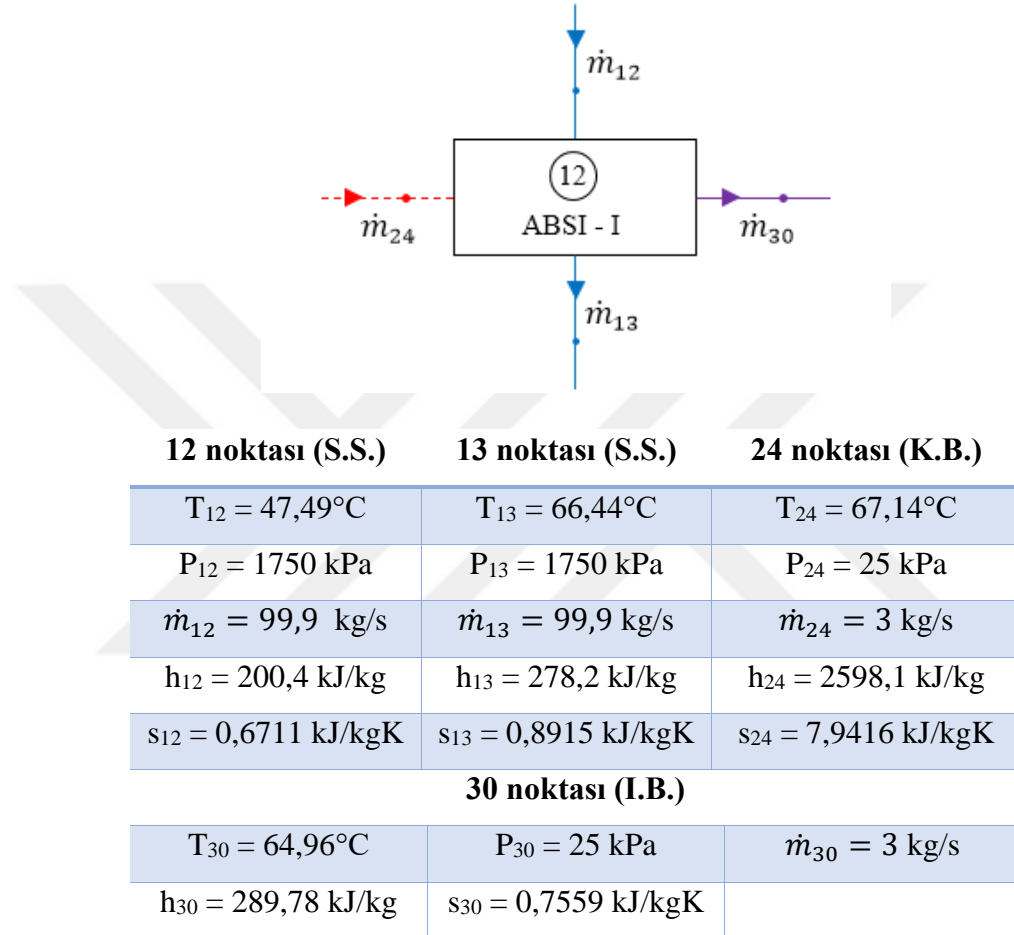
ya da

$$\eta_{II, ID \text{ Kondenser}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}(I)}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_{\text{g}} - \psi_{\text{ç}})}$$

$$\eta_{II,ID \text{ Kondenser}} = 1 - \frac{20,87 \text{ kW}}{(3,9)(547,01 - 493,26) \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II,ID \text{ Kondenser}} = \%90$$

3.8 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – I

Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı I şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.9’da verilmiştir.



Şekil 3.9 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı I şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ Ölü Hal Değerleri

$$T_0 = 25^{\circ}\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^{\circ}\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^{\circ}\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ Süreklilik Denklemi

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = 99,9 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{24} = \dot{m}_{30} = 3 \text{ kg/s}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\begin{aligned}\dot{S}_{\text{üretim}} &= \dot{m}_{\text{sıcak}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) + \dot{m}_{\text{soğuk}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) \\ &= (3)(0,7559 - 7,9416) + (99,9)(0,8915 - 0,6711) \\ &= -21,56 + 22,02\end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0,46 \text{ kW/K}$$

ya da

$$\Delta\dot{S}_{\text{net}} = \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned}\dot{S}_{\text{üretim}} &= [\dot{m}_{30}s_{30} + \dot{m}_{13}s_{13}] - [\dot{m}_{12}s_{12} + \dot{m}_{24}s_{24}] \\ &= [(3)(0,7559) + (99,9)(0,8915)] - [(99,9)(0,6711) \\ &\quad + (3)(7,9416)] \\ &= [91,33] - [90,87]\end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 0,46 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta\dot{S}_{\text{net}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (298,15 \text{ K})(0,46 \text{ kW/K}) = 137,15 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\begin{aligned}\psi_{12} &= (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0) \\ &= (200,4 - 104,83) - (298,15)(0,6711 - 0,3672) = 4,96 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_{13} &= (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \\ &= (278,2 - 104,83) - (298,15)(0,8915 - 0,3672) = 17,08 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_{24} &= (h_{24} - h_0) - T_0(s_{24} - s_0) \\ &= (2598,1 - 104,83) - (298,15)(7,9416 - 0,3672) = 234,96 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_{30} &= (h_{30} - h_0) - T_0(s_{30} - s_0) \\ &= (289,78 - 104,83) - (298,15)(0,7559 - 0,3672) = 69,06 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

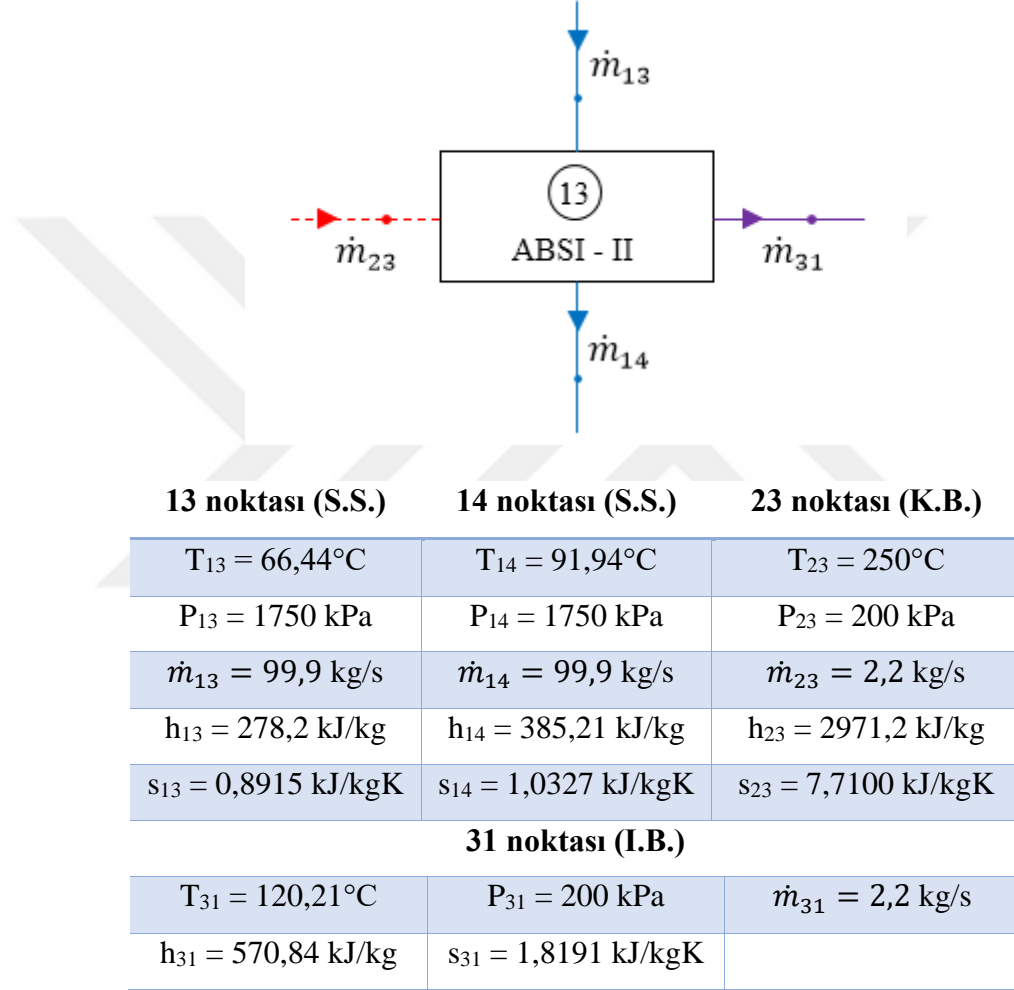
$$\eta_{II, ABSI-I} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}(I)}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_{24} - \psi_{30})}$$

$$\eta_{II, ABSI-I} = 1 - \frac{137,15 \text{ kW}}{(3)(234,96 - 69,06) \text{ kW}}$$

$$\rightarrow \eta_{II, ABSI-I} = \%72,4$$

3.9 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – II

Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı II şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.10’da verilmiştir.



Şekil 3.10 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı II şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ Ölü Hal Değerleri

$$T_0 = 25^{\circ}\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^{\circ}\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^{\circ}\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ **Süreklilik Denklemi**

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = 99,9 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{23} = \dot{m}_{31} = 2,2 \text{ kg/s}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{üretim}} &= \dot{m}_{\text{sıcak}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) + \dot{m}_{\text{soğuk}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) \\ &= (2,2)(1,8191 - 7,7100) + (99,9)(1,0327 - 0,8915) \\ &= -12,96 + 14,11 \end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1,15 \text{ kW/K}$$

ya da

$$\Delta \dot{S}_{\text{net}} = \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{üretim}} &= [\dot{m}_{14} s_{14} + \dot{m}_{31} s_{31}] - [\dot{m}_{13} s_{13} + \dot{m}_{23} s_{23}] \\ &= [(99,9)(1,0327) + (2,2)(1,8191)] - [(99,9)(0,8915) \\ &\quad + (2,2)(7,7100)] \\ &= [107,17] - [106,02] \end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1,15 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{\text{net}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (298,15 \text{ K})(1,15 \text{ kW/K}) = 342,87 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\begin{aligned} \psi_{13} &= (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \\ &= (278,2 - 104,83) - (298,15)(0,8915 - 0,3672) = 17,08 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{14} &= (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) \\ &= (385,21 - 104,83) - (298,15)(1,0327 - 0,3672) = 81,96 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{23} &= (h_{23} - h_0) - T_0(s_{23} - s_0) \\ &= (2971,2 - 104,83) - (298,15)(7,7100 - 0,3672) = 677,14 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{31} &= (h_{31} - h_0) - T_0(s_{31} - s_0) \\ &= (570,84 - 104,83) - (298,15)(1,8191 - 0,3672) = 33,13 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

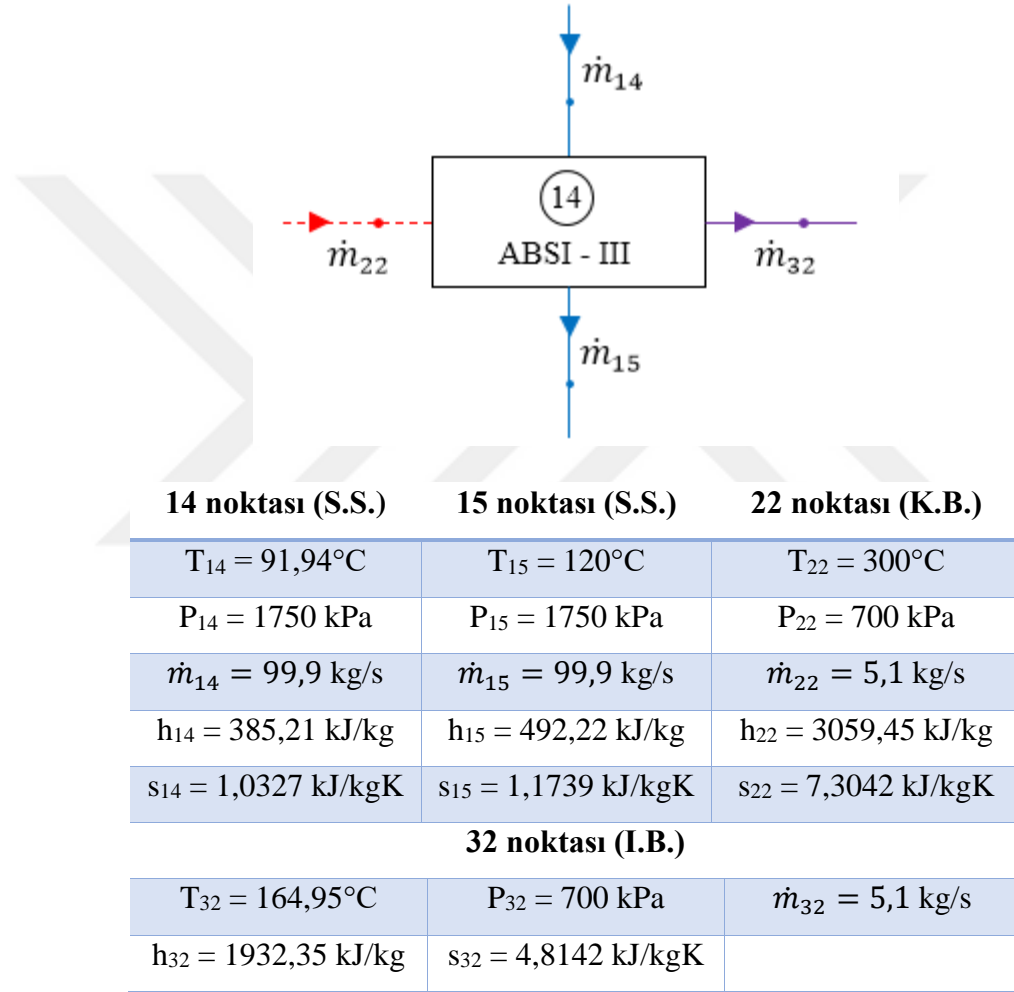
$$\eta_{II, ABSI-II} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} (\dot{I} \approx \dot{X}_{\text{kayıp}})}{\dot{m}_{\text{sıcak}} (\psi_{23} - \psi_{31})}$$

$$\eta_{II,ABSI-II} = 1 - \frac{342,87 \text{ kW}}{(2,2)(677,14 - 33,13) \text{ kW}}$$

$$\rightarrow \eta_{II,ABSI-II} = \%75,8$$

3.10 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – III

Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı III şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.11’de verilmiştir.



Şekil 3.11 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı III şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ Ölü Hal Değerleri

$$T_0 = 25^{\circ}\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^{\circ}\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^\circ C = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ **Sürekli Denklemler**

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = 99,9 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{22} = \dot{m}_{32} = 5,1 \text{ kg/s}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{üretim}} &= \dot{m}_{\text{sıcak}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) + \dot{m}_{\text{soğuk}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) \\ &= (5,1)(4,8142 - 7,3042) + (99,9)(1,1739 - 1,0327) \\ &= -12,70 + 14,11 \end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1,41 \text{ kW/K}$$

ya da

$$\Delta \dot{S}_{\text{net}} = \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{üretim}} &= [\dot{m}_{15}s_{15} + \dot{m}_{32}s_{32}] - [\dot{m}_{14}s_{14} + \dot{m}_{22}s_{22}] \\ &= [(99,9)(1,1739) + (5,1)(4,8142)] - [(99,9)(1,0327) \\ &\quad + (5,1)(7,3042)] \\ &= [141,83] - [140,42] \end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1,41 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{\text{net}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (298,15 \text{ K})(1,41 \text{ kW/K}) = 420,39 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\begin{aligned} \psi_{14} &= (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) \\ &= (385,21 - 104,83) - (298,15)(1,0327 - 0,3672) = 81,96 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{15} &= (h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0) \\ &= (492,22 - 104,83) - (298,15)(1,1739 - 0,3672) = 146,87 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{22} &= (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0) \\ &= (3059,45 - 104,83) - (298,15)(7,3042 - 0,3672) = 886,35 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{32} &= (h_{32} - h_0) - T_0(s_{32} - s_0) \\ &= (1932,35 - 104,83) - (298,15)(4,8142 - 0,3672) = 501,65 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

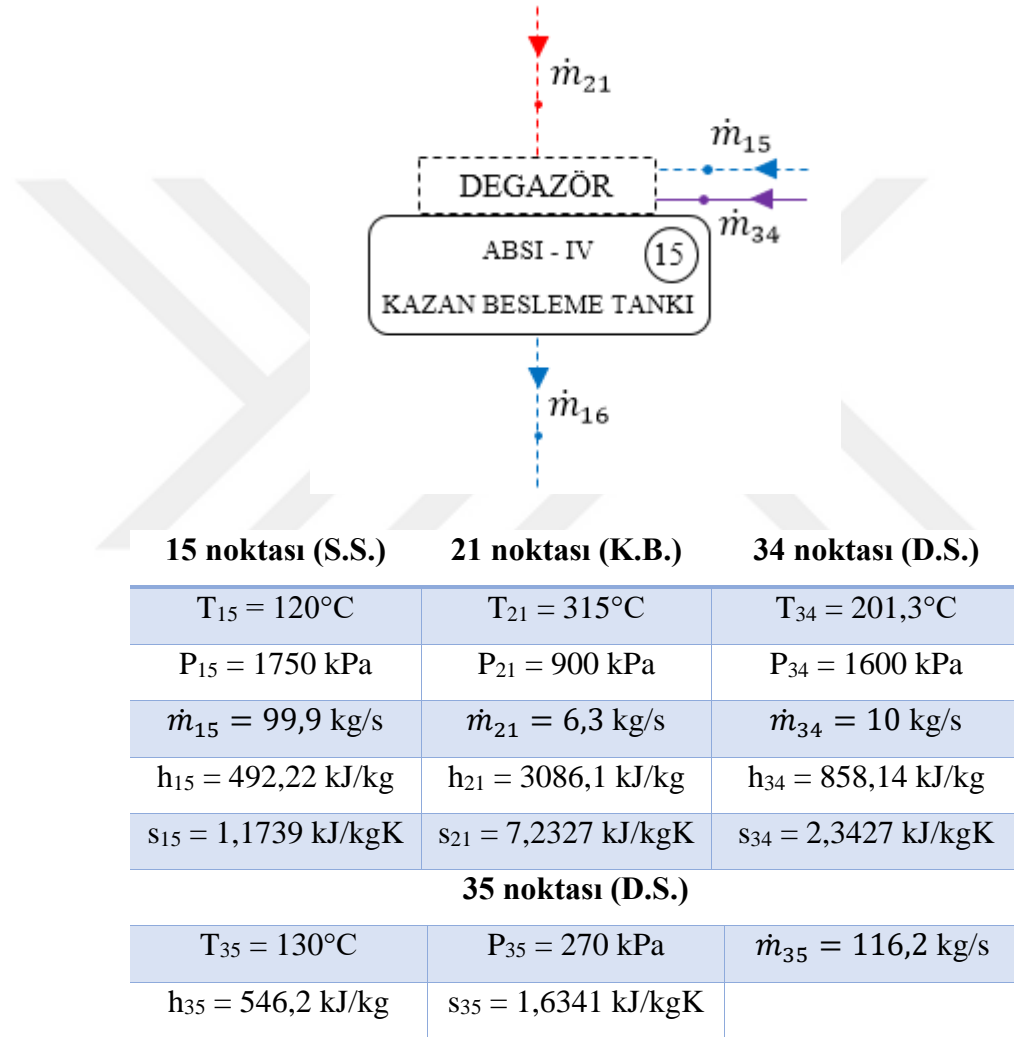
$$\eta_{II, ABSI-III} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}(I)}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_{22} - \psi_{32})}$$

$$\eta_{II,ABSI-III} = 1 - \frac{420,39 \text{ kW}}{(5,1)(886,35 - 501,65) \text{ kW}}$$

$$\rightarrow \eta_{II,ABSI-III} = \%78,6$$

3.11 Kazan Besleme Tankı ve Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – IV

Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – IV şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.12 Alçak Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – IV şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ Ölü Hal Değerleri

$$T_0 = 25^{\circ}\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^\circ C = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^\circ C = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ **Süreklilik Denklemi**

$$\dot{m}_{15} + \dot{m}_{21} + \dot{m}_{34} = \dot{m}_{35} \rightarrow 99,9 + 6,3 + 10 = 116,2 \text{ kg/s}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{üretim} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned} \dot{S}_{üretim} &= [\dot{m}_{35} s_{35}] - [\dot{m}_{15} s_{15} + \dot{m}_{21} s_{21} + \dot{m}_{34} s_{34}] \\ &= [(116,2)(1,6341)] - [(99,9)(1,1739) + (6,3)(7,2327) \\ &\quad + (10)(2,3427)] \\ &= [189,88] - [186,26] \end{aligned}$$

$$\dot{S}_{üretim} = 3,62 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{net} = T_0 \dot{S}_{üretim} = (298,15 \text{ K})(3,62 \text{ kW/K}) = 1079,30 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\begin{aligned} \psi_{15} &= (h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0) \\ &= (492,22 - 104,83) - (298,15)(1,1739 - 0,3672) = 146,87 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{21} &= (h_{21} - h_0) - T_0(s_{21} - s_0) \\ &= (3086,1 - 104,83) - (298,15)(7,2327 - 0,3672) = 934,32 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{34} &= (h_{34} - h_0) - T_0(s_{34} - s_0) \\ &= (858,14 - 104,83) - (298,15)(2,3427 - 0,3672) = 164,31 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{16} &= (h_{35} - h_0) - T_0(s_{35} - s_0) \\ &= (546,2 - 104,83) - (298,15)(1,6341 - 0,3672) = 63,64 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

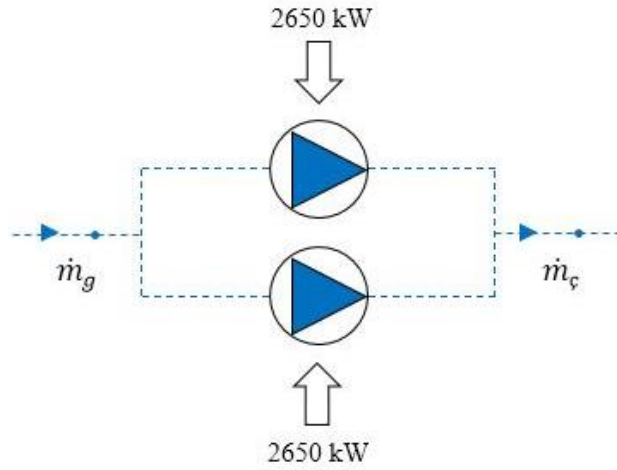
➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

$$\eta_{II,ABSI-IV} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{üretim}}{\dot{m}_{sıcak}(\psi_{21} - \psi_{16})}$$

$$\eta_{II,ABSI-IV} = 1 - \frac{1079,30 \text{ kW}}{(6,3)(934,32 - 63,64) \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II,ABSI-IV} = \%80,3$$

3.12 Kazan Besleme Suyu Pompası

Kazan Besleme Suyu Pompası şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.13'te verilmiştir.



35 noktası (D.S.)	16 noktası (S.S.)
$T_{35} = 130^{\circ}\text{C}$	$T_{16} = 132,9^{\circ}\text{C}$
$P_{35} = 270 \text{ kPa}$	$P_{16} = 8100 \text{ kPa}$
$\dot{m}_{35} = 116,2 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_{16} = 116,2 \text{ kg/s}$
$h_{35} = 546,2 \text{ kJ/kg}$	$h_{16} = 559,03 \text{ kJ/kg}$
$s_{35} = 1,6341 \text{ kJ/kgK}$	$s_{16} = 1,6384 \text{ kJ/kgK}$

Şekil 3.13 Kazan Besleme Suyu Pompası şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ **Ölü Hal Değerleri**

$$T_0 = 25^{\circ}\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^{\circ}\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^{\circ}\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ **Süreklilik Denklemi**

$$\sum \dot{m}_c - \sum \dot{m}_g = 0 \rightarrow \sum \dot{m}_c = \sum \dot{m}_g \rightarrow \dot{m}_{16} = \dot{m}_{35} = 116,2 \text{ kg/s}$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q} = 0$, Adyabatik).

Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir ($\frac{V^2}{2} + gz = 0$).

➤ **Termodinamiğin Birinci Kanunu**

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_\zeta - \sum \dot{m}_g \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g$$

$$-\dot{W}_p = [\dot{m}_{16} h_{16}] - [\dot{m}_{35} h_{35}]$$

$$= [(116,2)(559,03)] - [(116,2)(546,2)] = 1490,846 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_p = -1490,846 \text{ kW}$$

➤ **Tersinir İş**

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_g - \sum \dot{m}_\zeta \left(h - T_0 s + \frac{V^2}{2} + gz \right)_\zeta$$

$$= \sum \dot{m}_g (h - T_0 s_g) - \sum \dot{m}_\zeta (h - T_0 s_\zeta)$$

$$= [\dot{m}_{35} (h_{35} - T_0 s_{35})] - [\dot{m}_{16} (h_{16} - T_0 s_{16})]$$

$$= [(116,2)(546,2 - (298,15 \text{ K})(1,6341))] - [(116,2)(559,03 - (298,15 \text{ K})(1,6384))]$$

$$= [6854,99] - [8196,87]$$

$$\dot{W}_{tr} = [6854,99] - [8196,87]$$

$$\dot{W}_{tr} = -1341,88 \text{ kW}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\Delta \dot{S}_{net} = \dot{S}_{\text{üretim}} = [\dot{m}_{16} s_{16}] - [\dot{m}_{35} s_{35}]$$

$$= [(116,2)(1,6384)] - [(116,2)(1,6341)]$$

$$= 0,50 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{net} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (298,15 \text{ K})(0,50 \text{ kW/K}) = 149,075 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$$

$$\psi_{35} = (h_{35} - h_0) - T_0 (s_{35} - s_0)$$

$$= (546,2 - 104,83) - (298,15)(1,6341 - 0,3672) = 63,64 \text{ kJ/kg}$$

$$\psi_{16} = (h_{16} - h_0) - T_0 (s_{16} - s_0)$$

$$= (559,03 - 104,83) - (298,15)(1,6384 - 0,3672) = 75,19 \text{ kJ/kg}$$

➤ **Kayıp Kullanılabilir Ekserji**

$$\dot{W}_{fay} = \eta_c \dot{Q}_A + \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{W}_{fay} = \dot{W}_p$$

Isı alışverişi söz konusu değildir ($\eta_c \dot{Q}_A = 0$).

$$\dot{W}_p = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\zeta \psi_\zeta - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{W}_p = (\dot{m}_{35} \psi_{35}) - (\dot{m}_{16} \psi_{16}) - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$-1490,846 \text{ kW} = [(116,2)(63,64)] - [(116,2)(75,19)] - \dot{X}_{yokolan(ky)}$$

$$\dot{X}_{yokolan(ky)} = 148,74 \text{ kW}$$

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

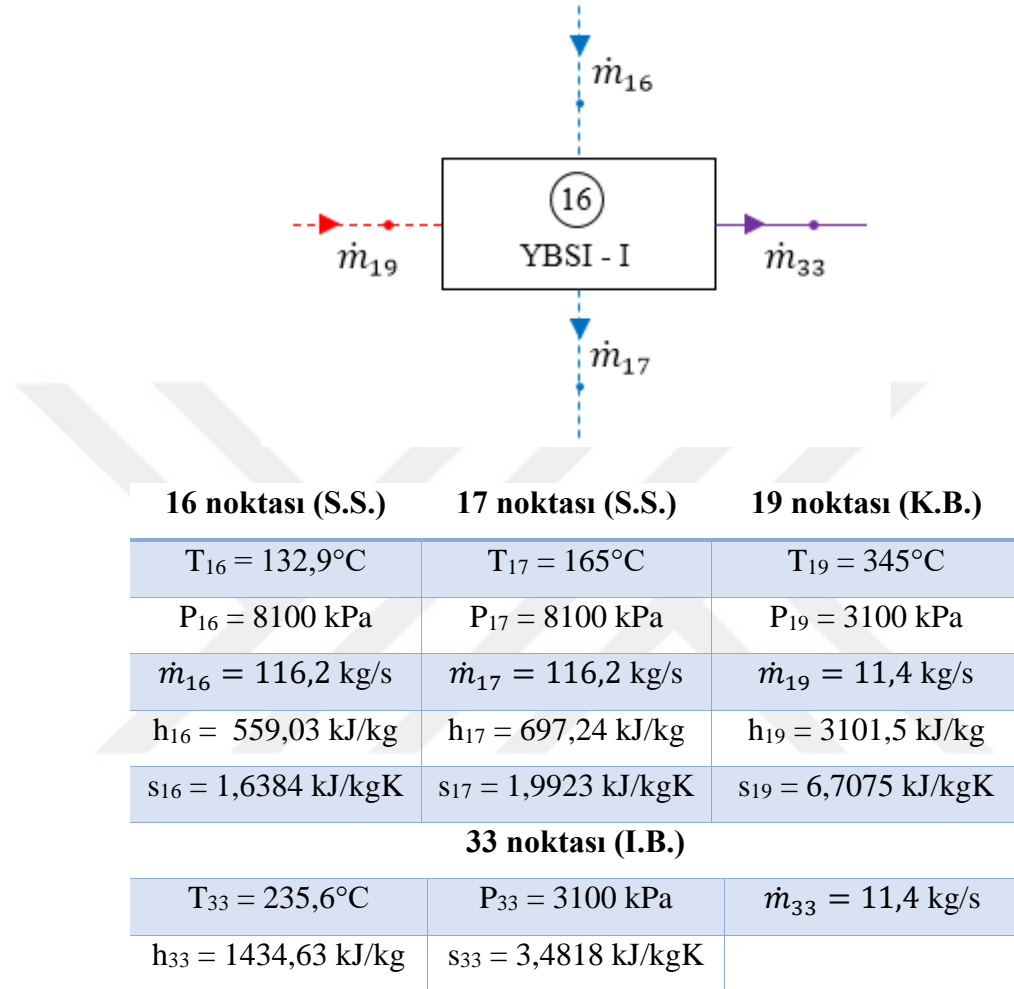
$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{tr}}{\dot{W}_p} = \frac{1341,88 \text{ kW}}{1490,846 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%90$$

ya da

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{X}_{yokolan(ky)}}{\dot{W}_p} = 1 - \frac{148,74 \text{ kW}}{1490,846 \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II} = \%90$$

3.13 Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – I

Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı I şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.14’te verilmiştir.



Şekil 3.14 Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı I şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ **Ölü Hal Değerleri**

$$T_0 = 25^{\circ}\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^{\circ}\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^{\circ}\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ **Süreklilik Denklemi**

Sürekli akış koşullarında, ısı değiştiricisinden geçen her iki akışın kütleli debileri ayrı ayrı sabittir.

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = 116,2 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{19} = \dot{m}_{33} = 11,4 \text{ kg/s}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{üretim}} &= \dot{m}_{\text{sıcak}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) + \dot{m}_{\text{soğuk}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) \\ &= (11,4)(3,4818 - 6,7075) + (116,2)(1,9923 - 1,6384) \\ &= -36,77 + 41,12 \end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 4,35 \text{ kW/K}$$

ya da

$$\Delta \dot{S}_{\text{net}} = \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{üretim}} &= [\dot{m}_{17}s_{17} + \dot{m}_{33}s_{33}] - [\dot{m}_{16}s_{16} + \dot{m}_{19}s_{19}] \\ &= [(116,2)(1,9923) + (11,4)(3,4818)] - [(116,2)(1,6384) \\ &\quad + (11,4)(6,7075)] \\ &= [271,20] - [266,85] \end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 4,35 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{\text{net}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (298,15 \text{ K})(4,35 \text{ kW/K}) = 1296,95 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\begin{aligned} \psi_{16} &= (h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0) \\ &= (559,03 - 104,83) - (298,15)(1,6384 - 0,3672) = 75,19 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{17} &= (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0) \\ &= (697,24 - 104,83) - (298,15)(1,9923 - 0,3672) = 107,88 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{19} &= (h_{19} - h_0) - T_0(s_{19} - s_0) \\ &= (3101,5 - 104,83) - (298,15)(6,7075 - 0,3672) = 1106,31 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{33} &= (h_{33} - h_0) - T_0(s_{33} - s_0) \\ &= (1434,63 - 104,83) - (298,15)(3,4818 - 0,3672) = 401,18 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

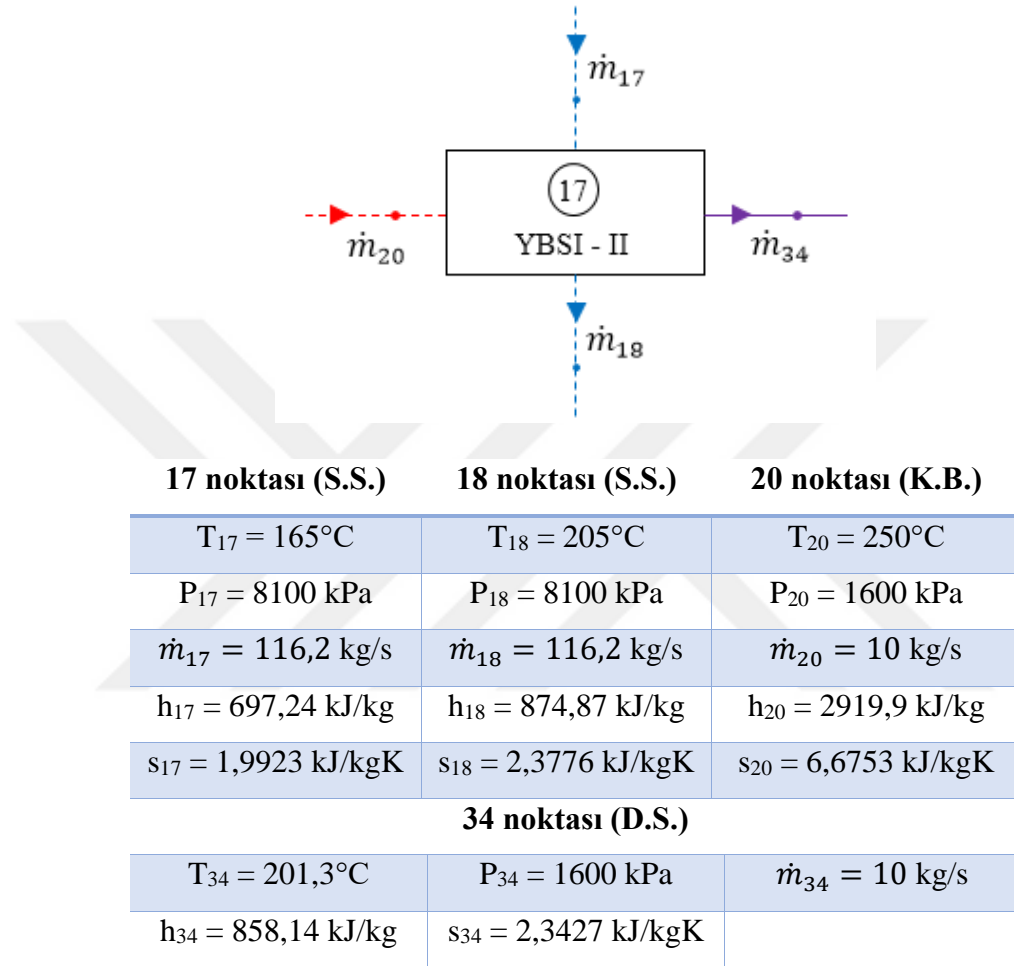
$$\eta_{II,YBSI-I} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}(I)}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_{19} - \psi_{33})}$$

$$\eta_{II,YBSI-I} = 1 - \frac{1296,95 \text{ kW}}{(11,4)(1106,31 - 401,18) \text{ kW}}$$

$$\rightarrow \eta_{II,YBSI-I} = \%83,9$$

3.14 Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı – II

Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı II şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.15’te verilmiştir.



Şekil 3.15 Yüksek Basınç Besleme Suyu Isıtıcısı II şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ **Ölü Hal Değerleri**

$$T_0 = 25^{\circ}\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^{\circ}\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^{\circ}\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

➤ **Süreklilik Denklemi**

Sürekli akış koşullarında, ısı değiştiricisinden geçen her iki akışın kütleli debileri ayrı ayrı sabittir.

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = 116,2 \text{ kg/s} \quad \dot{m}_{20} = \dot{m}_{34} = 10 \text{ kg/s}$$

➤ **Termodinamiğin İkinci Kanunu**

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{üretim}} &= \dot{m}_{\text{sıcak}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) + \dot{m}_{\text{soğuk}}(s_{\text{çıkan}} - s_{\text{giren}}) \\ &= (10)(2,3427 - 6,6753) + (116,2)(2,3776 - 1,9923) \end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1,45 \text{ kW/K}$$

ya da

$$\Delta \dot{S}_{\text{net}} = \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{ç}} s_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} s_{\text{g}} - \frac{\dot{Q}_A}{T_k}$$

Çevre ile ısı alışverişi söz konusu değildir ($\dot{Q}_A/T_k = 0$).

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\text{üretim}} &= [\dot{m}_{18}s_{18} + \dot{m}_{34}s_{34}] - [\dot{m}_{17}s_{17} + \dot{m}_{20}s_{20}] \\ &= [(116,2)(2,3776) + (10)(2,3427)] - [(116,2)(1,9923) \\ &\quad + (10)(6,6753)] \end{aligned}$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = 1,45 \text{ kW/K}$$

➤ **Tersinmezlik**

$$\dot{I} = T_0 \Delta \dot{S}_{\text{net}} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} = (298,15 \text{ K})(1,45 \text{ kW/K}) = 432,32 \text{ kW}$$

➤ **Akış Kullanılabilirliği**

$$\psi_0 = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$\begin{aligned} \psi_{17} &= (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0) \\ &= (697,24 - 104,83) - (298,15)(1,9923 - 0,3672) = 107,89 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{18} &= (h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0) \\ &= (874,87 - 104,83) - (298,15)(2,3776 - 0,3672) = 170,64 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{20} &= (h_{20} - h_0) - T_0(s_{20} - s_0) \\ &= (2919,9 - 104,83) - (298,15)(6,6753 - 0,3672) = 934,31 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{34} &= (h_{34} - h_0) - T_0(s_{34} - s_0) \\ &= (858,14 - 104,83) - (298,15)(2,3427 - 0,3672) = 164,31 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

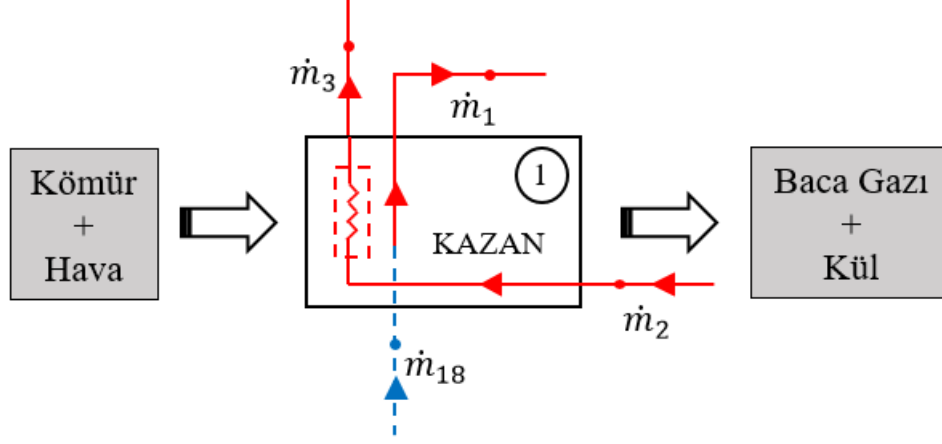
➤ **İkinci Yasa Verimi – Tesirlilik**

$$\eta_{II, YBSI-II} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}(\dot{I})}{\dot{m}_{\text{sıcak}}(\psi_{20} - \psi_{34})}$$

$$\eta_{II, YBSI-II} = 1 - \frac{432,32 \text{ kW}}{(10)(934,31 - 164,31) \text{ kW}} \rightarrow \eta_{II, YBSI-II} = \%94,40$$

3.15 Kazan

Kazan şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler Şekil 3.16'da verilmiştir.



1 noktası (S.S.)	2 noktası (K.B.)	3 noktası (K.B.)
$T_1 = 535^\circ\text{C}$	$T_2 = 360^\circ\text{C}$	$T_3 = 535^\circ\text{C}$
$P_1 = 130 \text{ bar}$	$P_2 = 36 \text{ bar}$	$P_3 = 34 \text{ bar}$
$\dot{m}_1 = 133,3 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_2 = 121,9 \text{ kg/s}$	$\dot{m}_3 = 111,9 \text{ kg/s}$
$h_1 = 3431,0 \text{ kJ/kg}$	$h_2 = 3126,3 \text{ kJ/kg}$	$h_3 = 3532,2 \text{ kJ/kg}$
$s_1 = 6,5595 \text{ kJ/kgK}$	$s_2 = 6,6816 \text{ kJ/kgK}$	$s_3 = 7,2712 \text{ kJ/kgK}$
18 noktası (S.S.)		
$T_{18} = 205^\circ\text{C}$	$P_{18} = 8100 \text{ kPa}$	$\dot{m}_{18} = 116,2 \text{ kg/s}$
$h_{18} = 874,87 \text{ kJ/kg}$	$s_{18} = 2,3776 \text{ kJ/kgK}$	

Şekil 3.16 Kazan şematik gösterimi ve noktalara ait termodinamik özellikler.

➤ **Ölü Hal Değerleri**

$$T_0 = 25^\circ\text{C} = 298,15 \text{ K}$$

$$P_0 = 1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa}$$

$$h_0 \cong hf@25^\circ\text{C} = 104,833 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 \cong sf@25^\circ\text{C} = 0,3672 \text{ kJ/kgK}$$

Kangal Termik Santrali'nden alınan yakıt envanteri Çizelge 3.2'de görülmektedir.

Çizelge 3.2 Yakıt envanteri.

Bileşen	Oran
C	%40,4
S	%1,85
N ₂	%1,2
O ₂	%3,42
H ₂	%28,63
Kül	%24,5

➤ **Kabuller**

Yanma stokiyometrik ve tamdır.

Yanma ürünleri CO₂, H₂O, SO₂, N₂ ve küldür.

Yanma gazları mükemmel gazlardır.

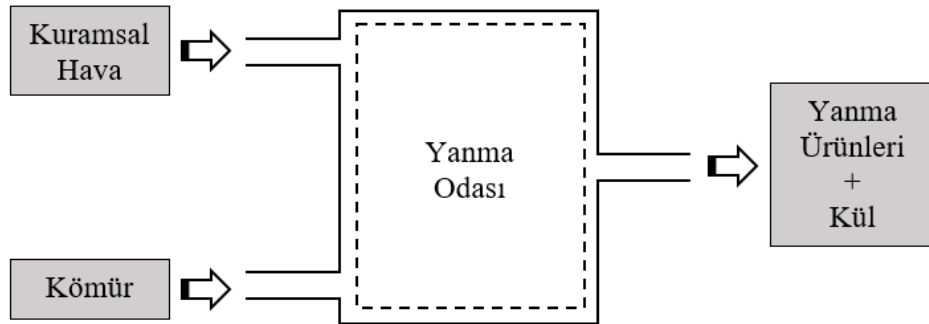
➤ **Hesaplamalar**

$$C: 12 \frac{kg}{kmol} (M_c) \quad S: 32 \frac{kg}{kmol} (M_s)$$

$$N_2: 28 \frac{kg}{kmol} (M_{N_2}) \quad O_2: 32 \frac{kg}{kmol} (M_{O_2})$$

$$H_2: 2 \frac{kg}{kmol} (M_{H_2}) \quad Hava: 29 \frac{kg}{kmol} (M_{hava})$$

Yanma odasının şematik gösterimi Şekil 3.17’de gösterilmiştir.



Şekil 3.17 Yanma odasının şematik gösterimi.

İşlem kolaylığı açısından 100 kg kömür esas alınır.

$$N_c = \frac{m_c}{M_c} = \frac{40,4 \text{ kg}}{12 \text{ kg/kmol}} = 3,3667 \text{ kmol}$$

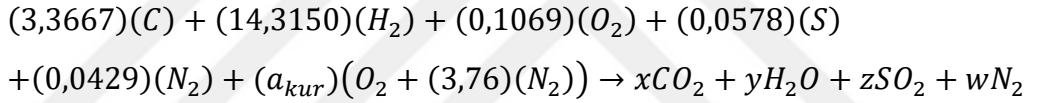
$$N_{H_2} = \frac{m_{H_2}}{M_{H_2}} = \frac{28,63 \text{ kg}}{2 \text{ kg/kmol}} = 14,3150 \text{ kmol}$$

$$N_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{M_{O_2}} = \frac{3,42 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0,1069 \text{ kmol}$$

$$N_S = \frac{m_S}{M_S} = \frac{1,85 \text{ kg}}{32 \text{ kg/kmol}} = 0,0578 \text{ kmol}$$

$$N_{N_2} = \frac{m_{N_2}}{M_{N_2}} = \frac{1,2 \text{ kg}}{28 \text{ kg/kmol}} = 0,0429 \text{ kmol}$$

Kömür içerisinde yanmayan maddeler kül olarak adlandırılır. Bu nedenle, yanma odasına giren külün kütlesi yanma odasından ayrılan külün kütlesine eşittir. Hesaplama kolaylık sağlaması açısından tepkimeye girmeyen bileşenler göz ardı edilerek yanma eşitliği aşağıdaki gibi ifade edilebilir.



Bileşenlerin mol denklikleri yazılacak olursa;

$$C \text{ denkliği: } 3,3667 = x \rightarrow x = 3,3667$$

$$H_2 \text{ denkliği: } 14,3150 = y \rightarrow y = 14,3150$$

$$S \text{ denkliği: } 0,0578 = z \rightarrow z = 0,0578$$

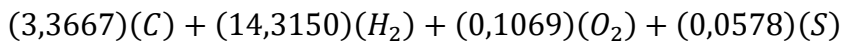
$$O \text{ denkliği: } 0,1069 + a_{kur} = x + \frac{y}{2} + z$$

$$\rightarrow 0,1069 + a_{kur} = 3,3667 + \frac{14,3150}{2} + 0,0578 \rightarrow a_{kur} = 10,4751 \text{ kmol}$$

$$N_2 \text{ denkliği: } 0,0429 + 3,76a_{kur} = w \rightarrow w = 0,0429 + (3,76)(10,4751)$$

$$\rightarrow w = 39,4293$$

Elde edilen bu değerler kül ihmal edilerek denkleştirilen yanma eşitliğinde yerine konulursa;



$$\rightarrow 3,3667CO_2 + 14,3150H_2O + 0,0578SO_2 + 39,4293N_2 \text{ elde edilir.}$$

Ürünlerin mol kesirleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$N_{ürün} = 3,3667 + 14,3150 + 0,0578 + 39,4293 \rightarrow N_{ürün} = 57,17 \text{ kmol}$$

$$Y_{CO_2} = \frac{N_{CO_2}}{N_{ürün}} = \frac{3,3667 \text{ kmol}}{57,17 \text{ kmol}} = 0,0589$$

$$Y_{H_2O} = \frac{N_{H_2O}}{N_{ürün}} = \frac{14,3150 \text{ kmol}}{57,17 \text{ kmol}} = 0,2504$$

$$Y_{SO_2} = \frac{N_{SO_2}}{N_{ürün}} = \frac{0,0578 \text{ kmol}}{57,17 \text{ kmol}} = 0,0010$$

$$Y_{N_2} = \frac{N_{N_2}}{N_{ürün}} = \frac{39,4293 \text{ kmol}}{57,17 \text{ kmol}} = 0,6897$$

Baca gazı bileşenleri, mol kesirleri ve molar oranları Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.3 Baca gazı bileşenleri, mol kesirleri ve molar oranları

Baca gazı bileşenleri	Mol Kesirleri (N) (kmol)	Molar Oran (Y) (%)
CO ₂	3,3667	0,0589
H ₂ O	14,3150	0,2504
SO ₂	0,0578	0,0010
N ₂	39,4293	0,6897
Toplam	57,17	1

$$M_{ürün} = \frac{m_{ürün}}{N_{ürün}}$$

$$= \frac{(N_{CO_2})(M_{CO_2}) + (N_{H_2O})(M_{H_2O}) + (N_{SO_2})(M_{SO_2}) + (N_{N_2})(M_{N_2})}{N_{ürün}}$$

$$= \frac{(3,3667)(44) + (14,3150)(18) + (0,0578)(64) + (39,4293)(28)}{57,17}$$

$$M_{ürün} = 26,5 \text{ kg/kmol}$$

Hava – yakıt oranı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} = \frac{[a_{kur}(N_{hava})(M_{hava})]}{m_{yakıt}} = \frac{[10,4751(1 + 3,76)(29)]}{100} \rightarrow$$

$$HY = 14,5 \frac{\text{kg hava}}{\text{kg yakıt}}$$

Yani, 1 kg kömürün yakılabilmesi için 14,5 kg hava verilmelidir.

Baca gazı bileşenlerinin molar debileri kazandaki yanmanın tam yanma olduğu kabul edilip baca gazı bileşenlerinin CO₂, H₂O, SO₂ ve N₂ olduğu kabul edilerek belirlenmiştir. Baca gazının çıkış sıcaklığı 190°C olup bir fan yardımıyla dışarıya atılmaktadır. Baca gazının hacimsel debisi 30 m³/s olarak belirlenmiştir. İdeal gaz denkleminde baca gazına ait molar debi aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$P_{bacagazi} \dot{V}_{bacagazi} = \dot{n}_{bacagazi} \bar{R} T_{bacagazi}$$

$$\rightarrow (8,23 + 101,325)(30) = \dot{n}_{bacagazi} 8,314(190 + 273,15)$$

$$\rightarrow \dot{n}_{bacagazi} = 0,853 \text{ kmol/s}$$

Baca gazının entalpi değeri, baca gazının özgül ısı değerine göre belirlenmiştir.

Baca gazının sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki entalpi farkı özgül ısı ile sıcaklık farkının çarpımına eşittir. Termodinamik tablodan (Tablo A2) 190°C sıcaklıktaki baca gazı bileşenlerinin entalpi değerini bulmak için özgül ısı kapasitesi değerleri kullanılarak baca gazına ait entalpi değeri aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

Baca gazı sıcaklığı 190°C = 463,15 K

$$\bar{c}_{p,bacagazi} = \frac{\bar{h} - \bar{h}_0}{T - T_0}$$

$$\bar{c}_{p,bacagazi} = Y_{CO_2} \bar{c}_{p,CO_2} + Y_{H_2O} \bar{c}_{p,H_2O} + Y_{SO_2} \bar{c}_{p,SO_2} + Y_{N_2} \bar{c}_{p,N_2}$$

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad \left[T: \text{Kelvin}, c_p: \frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}} \right]$$

$$\bar{c}_{p,CO_2} = (22,26) + (5,981 \cdot 10^{-2})(463,15) + (-3,501 \cdot 10^{-5})(463,15)^2 + (7,469 \cdot 10^{-9})(463,15)^3 \rightarrow \bar{c}_{p,CO_2} = 43,19 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{c}_{p,H_2O} = (32,24) + (0,1923 \cdot 10^{-2})(463,15) + (1,055 \cdot 10^{-5})(463,15)^2 + (-3,595 \cdot 10^{-9})(463,15)^3 \rightarrow \bar{c}_{p,H_2O} = 35,03 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{c}_{p,SO_2} = (25,78) + (5,795 \cdot 10^{-2})(463,15) + (-3,812 \cdot 10^{-5})(463,15)^2 + (8,612 \cdot 10^{-9})(463,15)^3 \rightarrow \bar{c}_{p,SO_2} = 45,30 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{c}_{p,N_2} = (28,90) + (-0,1571 \cdot 10^{-2})(463,15) + (0,8081 \cdot 10^{-5})(463,15)^2 + (-2,873 \cdot 10^{-9})(463,15)^3 \rightarrow \bar{c}_{p,N_2} = 29,62 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{c}_{p,bacagazi} = Y_{CO_2} \bar{c}_{p,CO_2} + Y_{H_2O} \bar{c}_{p,H_2O} + Y_{SO_2} \bar{c}_{p,SO_2} + Y_{N_2} \bar{c}_{p,N_2}$$

$$\bar{c}_{p,bacagazi} = (0,0589)(43,19) + (0,2504)(35,03) + (0,0010)(45,30) + (0,6897)(29,62) \rightarrow \bar{c}_{p,bacagazi} = 31,78 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{c}_{p,bacagazi} = \frac{\bar{h} - \bar{h}_0}{T - T_0} \rightarrow 31,78 = \frac{\bar{h} - \bar{h}_0}{463,15 - 298,15}$$

$$\rightarrow \bar{h} - \bar{h}_0 = 5243,7 \text{ kJ/kmol}$$

Yakma havası kazana 3 kPa basınç ve 280°C sıcaklıkta girmektedir. Buna göre, kazana giren yakma havasının özgül entalpisi termodinamik tablo (Tablo A17) kullanılarak 558,57 kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

Kazanda üretilen buharın basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 13000 kPa ve 535°C'tur. Kazana gelen besleme suyunun basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 8100 kPa ve 205°C'tur. Kazandan çevreye olan ısı kaybı aşağıdaki enerji denge denkleminde bulunmuştur.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{kayıp} &= \sum \dot{m}_g \dot{h}_g - \sum \dot{m}_ç \dot{h}_ç \\ &= [(\dot{m}_{yakıt} q_{AID}) + (\dot{m}_{hava} h_{hava}) + (\dot{m}_{18} h_{18}) + (\dot{m}_2 h_2)] \\ &\quad - [(\dot{m}_1 h_1) + (\dot{m}_3 h_3) + (\dot{m}_{baca} h_{baca})] \\ \dot{Q}_{kayıp} &= [(108,33.4312,404) + (152,4.558,57) + (116,2.874,87) \\ &\quad + (111,9.3126,3)] - [(133,3.3431) + (111,9.3532,2) + (0,853.5243,7)] \\ \dot{Q}_{kayıp} &= 146703,29 \text{ kW}\end{aligned}$$

Kazanın ısı verimi şu şekilde bulunmuştur.

$$\begin{aligned}\eta_{ısı} &= \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{giren}} = \frac{(\dot{H}_1 + \dot{H}_3) - (\dot{H}_{18} + \dot{H}_2)}{\dot{H}_{yakıt}} \\ &= \frac{(457352,3 + 395253,18) - (101659,89 + 349832,97)}{467162,72}\end{aligned}$$

$$\rightarrow \eta_{ısı} = \%85,8$$

Kazana giren besleme suyunun basıncı 8100 kPa ve sıcaklığı 205°C'tur. Suyun kimyasal ekserjisini hesaplamak için ölü haldeki suyun doyma basıncının ve atmosferdeki suyun standart kısmi basıncının bilinmesi gerekmektedir. Termodinamik tablodan (Tablo A4) suyun doyma basıncı $P_{doyma@25^\circ\text{C}} = 3,1698$ kPa, atmosferdeki suyun standart kısmi basıncı ise $P_{oo} = 0,88$ kPa'dır (Kotas, 1995).

Kazana giren besleme suyunun molar özgül kimyasal ekserjisi bulunan bu basınç değerleri aşağıdaki kimyasal ekserji eşitliğinde yerine yazılarak hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned}(\bar{e}x^{kim})_{beslemesuyu} &= \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P_{doyma@T_0}}{P_{oo}} \right) = 8,314.298,15. \ln \left(\frac{3,1698}{0,88} \right) \\ \rightarrow (\bar{e}x^{kim})_{beslemesuyu} &= 3176,6 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Besleme suyunun özgül fiziksel ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned}(ex^{fiz})_{beslemesuyu} &= h - h_0 - T_0(s - s_0) \\ &= 874,87 - 104,83 - 298,15(2,3776 - 0,3672) \\ &= 170,64 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Kazandan çıkan buharların özgül fiziksel ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned}(ex^{fiz})_{buhar,1} &= h - h_0 - T_0(s - s_0) \\ &= 34,31 - 104,83 - 298,15(6,5595 - 0,3672) \\ &= 1479,96 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}(ex^{fiz})_{buhar,3} &= h - h_0 - T_0(s - s_0) \\ &= 3532,2 - 104,83 - 298,15(7,2712 - 0,3672) \\ &= 1368,97 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Yakıtın özgül kimyasal ekserjisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$(ex^{kim})_{yakıt} = 4312,404 \text{ kJ/kg}$$

Yakıtın fiziksel ekserjisi aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır.

$$(\bar{ex}^{fiz})_{yakıt} = \bar{c}_{p,yakıt} \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

Eşitlikteki yakıtın özgül ısısı, sıcaklığa bağlı aşağıdaki eşitliğe göre belirlenmiştir (Çengel, 2013). Eşitlikte yer alan a,b,c ve d katsayıları termodinamik tablodan (Tablo A2) alınarak yakıt için sıcaklığa bağlı özgül ısı değeri hesaplanmıştır.

$$\bar{c}_{p,yakıt}(T) = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad \left[T: Kelvin, c_p: \frac{kJ}{kmolK} \right]$$

$$\begin{aligned}\bar{c}_{p,H_2} &= (29,11) + (-0,1916 \cdot 10^{-2})(573,15) + (0,4003 \cdot 10^{-5})(573,15)^2 \\ &+ (-0,8704 \cdot 10^{-9})(573,15)^3 \rightarrow \bar{c}_{p,H_2} = 29,17 \text{ kJ/kmolK}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{c}_{p,O_2} &= (25,48) + (1,520 \cdot 10^{-2})(573,15) + (-0,7155 \cdot 10^{-5})(573,15)^2 \\ &+ (1,312 \cdot 10^{-9})(573,15)^3 \rightarrow \bar{c}_{p,O_2} = 32,09 \text{ kJ/kmolK}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\bar{c}_{p,N_2} &= (28,90) + (-0,1571 \cdot 10^{-2})(573,15) + (0,8081 \cdot 10^{-5})(573,15)^2 \\ &+ (-2,873 \cdot 10^{-9})(573,15)^3 \rightarrow \bar{c}_{p,N_2} = 30,11 \text{ kJ/kmolK}\end{aligned}$$

$$(\bar{ex}^{fiz})_{H_2} = \bar{c}_{p,H_2} \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

$$(\bar{ex}^{fiz})_{H_2} = 29,17 \left[(573,15 - 298,15) - 298,15 \cdot \ln \left(\frac{573,15}{298,15} \right) \right]$$

$$+8,314.298,15. \ln \left(\frac{104,765}{101,325} \right) \rightarrow (\bar{e}x^{fiz})_{H_2} = 2420,55 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\bar{e}x^{fiz})_{O_2} = \bar{c}_{p,O_2} \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

$$(\bar{e}x^{fiz})_{O_2} = 32,09 \left[(573,15 - 298,15) - 298,15. \ln \left(\frac{573,15}{298,15} \right) \right]$$

$$+8,314.298,15. \ln \left(\frac{104,765}{101,325} \right) \rightarrow (\bar{e}x^{fiz})_{O_2} = 2654,58 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\bar{e}x^{fiz})_{N_2} = \bar{c}_{p,N_2} \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

$$(\bar{e}x^{fiz})_{N_2} = 30,11 \left[(573,15 - 298,15) - 298,15. \ln \left(\frac{573,15}{298,15} \right) \right]$$

$$+8,314.298,15. \ln \left(\frac{104,765}{101,325} \right) \rightarrow (\bar{e}x^{fiz})_{N_2} = 2495,89 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\bar{e}x^{fiz})_{yakıt} = (\bar{e}x^{fiz})_{H_2} + (\bar{e}x^{fiz})_{O_2} + (\bar{e}x^{fiz})_{N_2}$$

$$(\bar{e}x^{fiz})_{yakıt} = 2420,55 + 2654,58 + 2495,89 = 7571,02 \text{ kJ/kmol}$$

Kazana giren yakma havasının ekserjisi şu şekilde belirlenmiştir.

$$\dot{V}_{yakmahavası} = 127 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_{nemli hava} = \rho_{nemli hava} \dot{V}_{nemli hava} = 1,2.127 = 152,4 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{nemli hava} = \dot{m}_{subuharı} + \dot{m}_{kuru hava}$$

Su buharı ve kuru hava miktarı psikometrik diyagrama göre belirlenmiştir. Yaş termometre sıcaklığı 20°C, kuru termometre sıcaklığı ise 25°C olarak alınıp, psikometrik diyagram yardımıyla özgül nem 0,0129 kg su buharı / kg kuru hava, bağıl nem %64 olarak bulunmuştur. Özgül nem değeri kullanılarak su buharının debisi 1,5 kg/s, kuru havanın debisi 150,9 kg/s olduğu belirlenmiştir. Kuru havanın kütleli debisinin, kuru havanın moleküler ağırlığına (28,97 kg/kmol) bölünmesiyle 5,21 kmol/s olarak bulunmuştur. Su buharına ait molar debi ise, su buharının kısmi basıncı hesaplanıp daha sonra ideal gaz kabulü ile kuru hava içerisindeki su buharının mol sayısına göre bulunmuştur. Dolayısıyla yakma havası içerisindeki su buharının molar debisi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\phi = \frac{P_{subuharı}}{P_{doyma@T}} \rightarrow 0,64 = \frac{P_{subuharı}}{3,1698} \rightarrow P_{subuharı} = 2,03 \text{ kPa}$$

$$\frac{\dot{n}_{subuharı}}{\dot{n}_{kuru hava} + \dot{n}_{subuharı}} = \frac{P_{subuharı}}{P_{atm}} \rightarrow \frac{\dot{n}_{subuharı}}{5,21 + \dot{n}_{subuharı}} = \frac{2,03}{101,325}$$

$$\rightarrow \dot{n}_{subuharı} = 0,1065 \text{ kmol/s}$$

Nemli havaya ait bileşenlerin, molar debileri, mol kesirleri ve standart molar kimyasal ekserjileri Çizelge 3.4’te verilmiştir.

Çizelge 3.4 Nemli havaya ait bileşenlerin, molar debileri, mol kesirleri ve standart molar kimyasal ekserjileri (Yüncü, 2010)

Nemli havanın bileşenleri	Molar Debi (\dot{n}_i) (kmol/s)	Molar Oran (Y_i)	Standart Molar Kimyasal Ekserji (\bar{e}^{kim}) (kJ/kmol)
H ₂ O	0,1065	0,003	9500
N ₂	27,94	0,787	720
O ₂	7,42	0,209	3970
Toplam	35,5	1	-

Yakma havasının kimyasal ekserjisi, Çizelge 3.4’teki değerler kullanılarak aşağıdaki molar ekserji eşitliğine göre hesaplanmıştır.

$$\bar{e}x^{kim} = \bar{R}T_0 \sum Y_i \ln \left(\frac{Y_i}{Y} \right) = \sum Y_i \bar{e}^{kim,i} + \bar{R}T_0 \sum Y_i \ln Y_i$$

$$\begin{aligned} (\bar{e}x^{kim})_{hava} &= 0,003 \cdot 9500 + 0,787 \cdot 720 + 0,209 \cdot 3970 \\ &+ 8,314 \cdot 298,15 [0,003 \cdot \ln 0,003 + 0,787 \cdot \ln 0,787 + 0,209 \cdot \ln 0,209] \\ (\bar{e}x^{kim})_{hava} &= 106,14 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

Yakma havasının fiziksel ekserjisi ise aşağıdaki molar ekserji eşitliğine göre hesaplanmıştır.

$$(\bar{e}x^{fiz})_{hava} = \bar{c}_{p,hava} \left[T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p,hava}(T) &= 1,04841 - 3,83719 \frac{T}{10^4} + 9,45378 \frac{T^2}{10^7} - 5,49031 \frac{T^3}{10^{10}} \\ &+ 7,92981 \frac{T^4}{10^{14}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p,hava}(553,15) &= 1,04841 - 3,83719 \frac{553,15}{10^4} + 9,45378 \frac{553,15^2}{10^7} \\ &- 5,49031 \frac{553,15^3}{10^{10}} + 7,92981 \frac{553,15^4}{10^{14}} \\ \rightarrow \bar{c}_{p,hava} &= 1,039 \text{ kJ/kmolK} \end{aligned}$$

$$(\bar{e}x^{fiz})_{hava} = \bar{c}_{p,hava} \left[T - T_0 - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \bar{R}T_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

$$(\bar{e}x^{fiz})_{hava} = 1,039 \left[553,15 - 298,15 - 298,15 \cdot \ln \left(\frac{553,15}{298,15} \right) \right]$$

$$+ 8,314 \cdot 298,15 \cdot \ln \left(\frac{104,325}{101,325} \right)$$

$$\rightarrow (\bar{e}x^{fiz})_{hava} = 145,82 \text{ kJ/kmol}$$

Baca gazı sıcaklığı 190°C, hacimsel debi 30 m³/s, molar debi ise 0,853 kmol/s olarak belirlenmişti. Baca gazı bileşenlerinin molar debileri, molar oranları ve standart molar kimyasal ekserjileri Çizelge 3.5'te verilmiştir.

Çizelge 3.5 Baca gazına ait bileşenlerin, molar debileri, molar oranları ve standart molar kimyasal ekserjileri (Yüncü, 2010)

Baca gazı bileşenleri	Molar Debi (\dot{n}_i) (kmol/s)	Molar Oran (Y_i)	Standart Molar Kimyasal Ekserji (\bar{e}^{kim}) (kJ/kmol)
CO ₂	0,0502	0,0589	19870
H ₂ O	0,2136	0,2504	9500
SO ₂	0,0008	0,0010	313400
N ₂	0,5883	0,6897	720
Toplam	0,853	1	-

$$\bar{e}x^{kim} = \bar{R}T_0 \sum Y_i \cdot \ln \left(\frac{Y_i}{Y} \right) = \sum Y_i \cdot \bar{e}^{kim,i} + \bar{R}T_0 \sum Y_i \ln Y_i$$

$$(\bar{e}x^{kim})_{bacagazi} = [(0,0589 \cdot 19870) + (0,2504 \cdot 9500)$$

$$+ (0,0010 \cdot 313400) + (0,6897 \cdot 720)] + 8,314 \cdot 298,15 [0,0589 \cdot \ln 0,0589$$

$$+ 0,2504 \cdot \ln 0,2504 + 0,0010 \cdot \ln 0,0010 + 0,6897 \cdot \ln 0,6897]$$

$$\rightarrow (\bar{e}x^{kim})_{bacagazi} = 2822,25 \text{ kJ/kmol}$$

Baca gazının fiziksel ekserjisi ise, aşağıdaki molar ekserji eşitliğine göre hesaplanmıştır.

$$(\bar{e}x^{fiz})_{bacagazi} = \bar{c}_{p,bacagazi} \left[T - T_0 - T_0 \cdot \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + \bar{R}T_0 \cdot \ln \left(\frac{P}{P_0} \right)$$

Eşitlikteki baca gazının molar özgül ısı kapasitesi, termodinamik tablodan (Tablo A2) baca gazının her bir bileşeninin molar oranı ile molar ısı kapasitelerinin çarpılması ile bulunmuştur.

$$\bar{c}_{p,bacagazi} = 31,78 \text{ kJ/kmolK}$$

$$(\bar{e}x^{fiz})_{bacagazi} = 31,78[463,15 - 298,15 - 298,15 \cdot \ln(463,15/298,15)]$$

$$+ 8,314 \cdot 298,15 \cdot \ln\left(\frac{109,555}{101,325}\right)$$

$$\rightarrow (\bar{e}x^{fiz})_{bacagazi} = 1263,88 \text{ kJ/kmol}$$

Kazanda meydana gelen tersinmezliklerin (veya ekserji kayıpları) toplamı aşağıda verilen eşitliklere göre kazana girenlerin ekserjisi ile kazandan çıkanların ekserjisi arasındaki farktan bulunur.

$$\sum \dot{I} = \sum \dot{E}x^{kayıp} = \sum \dot{E}x_g - \sum \dot{E}x_{\check{c}}$$

$$\sum \dot{E}x_g = (\dot{E}x^{toplamlam})_{beslemesuyu} + (\dot{E}x^{toplamlam})_{buhar,2}$$

$$+ (\dot{E}x^{toplamlam})_{hava} + (\dot{E}x^{toplamlam})_{yakıt}$$

$$(\dot{E}x^{toplamlam})_{beslemesuyu} = (116,2)(170,64)$$

$$+ (6,45)(3176,6) = 40317,44 \text{ kW}$$

$$(\dot{E}x^{toplamlam})_{buhar,2} = (111,9)(1138,86) = 127438,43 \text{ kW}$$

$$(\dot{E}x^{toplamlam})_{hava} = (35,5)(251,96) = 8944,58 \text{ kW}$$

$$(\dot{E}x^{toplamlam})_{yakıt} = (108,33)(4312,404)$$

$$+ (1,435)(7571,02) = 478027,14 \text{ kW}$$

$$\sum \dot{E}x_g = 40317,44 + 127438,43 + 8944,58 + 478027,14 = 654727,59 \text{ kW}$$

$$\sum \dot{E}x_{\check{c}} = (\dot{E}x^{toplamlam})_{bacagazi} + (\dot{E}x^{toplamlam})_{buhar,1} + (\dot{E}x^{toplamlam})_{buhar,3}$$

$$(\dot{E}x^{toplamlam})_{bacagazi} = (0,853)(4086,13) = 3485,47 \text{ kW}$$

$$(\dot{E}x^{toplamlam})_{buhar,1} = (133,3)(1479,96) = 197278,67 \text{ kW}$$

$$(\dot{E}x^{toplamlam})_{buhar,3} = (111,9)(1368,97) = 153187,74 \text{ kW}$$

$$\sum \dot{E}x_{\check{c}} = 3485,47 + 197278,67 + 153187,74 = 353951,88 \text{ kW}$$

$$\sum \dot{I} = \sum \dot{E}x^{kayıp} = \sum \dot{E}x_g - \sum \dot{E}x_{\check{c}} = 654727,59 - 353951,88$$

$$= 300775,71 \text{ kW}$$

Kazanın ekserji verimi aşağıdaki eşitlikten bulunmuştur.

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\sum \dot{I}}{(\dot{E}x^{toplamlam})_{yakıt}} = 1 - \frac{300775,71}{478027,14} = \%37$$

Bunun sonucunda, kazandaki tersinmezliğin, santraldeki toplam tersinmezliğe oranlanması (300775,71/327882,21) sonucunda en yüksek ekserji yıkımına sahip olan ekipmanın %91,7 ile kazan olduğu bulunmuştur.

3.16 Santralin Isıl ve İkinci Yasa Verimi

Üretilen net güç şu şekilde hesaplanır;

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{türbin} - \dot{W}_{pompa} = 155076,29 - 1805,34 = 153270,95 \text{ kW}$$

Santralin ısı verimi şu şekilde hesaplanır;

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{giren}} = \frac{153270,95 \text{ kW}}{467162,72 \text{ kW}} = \%32,8$$

Belirli iki sıcaklık değeri arasında çalışan bir çevrimin ısı verimi ancak ve ancak Carnot çevrimine göre çalıştığında elde edilir.

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{40,29 + 273,15}{535 + 273,15} = \%61,22$$

Santralin ikinci yasa verimi aşağıdaki gibi hesaplanabilir;

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{tr}} = \frac{\%32,8}{\%61,22} = \%53,4$$

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

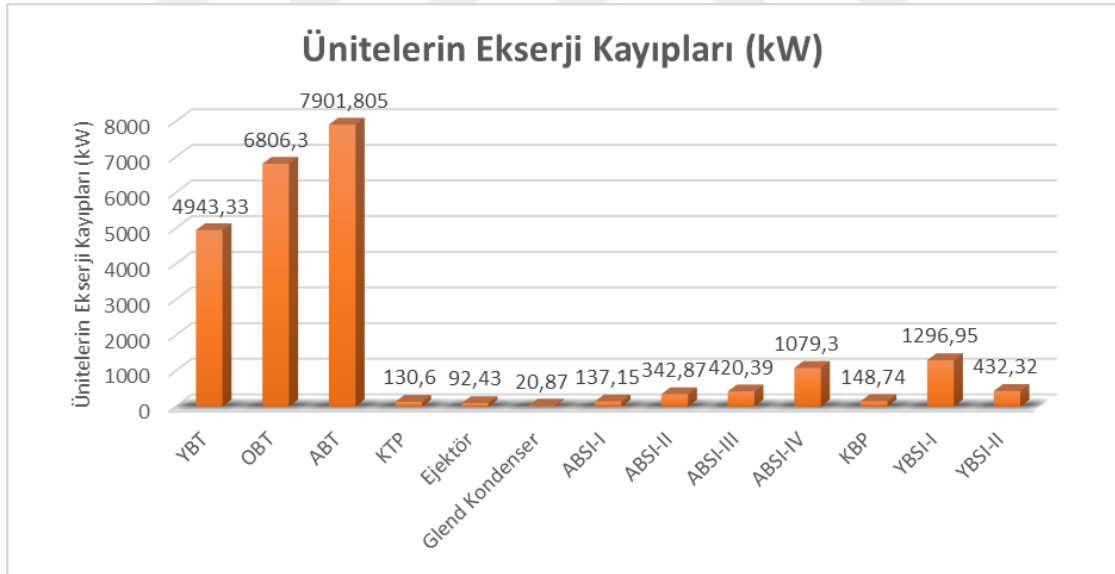
Türkiye’de hali hazırda faaliyet gösteren Kangal Termik Santrali’nin, tüm ekipmanlarında enerji ve ekserji analiz yöntemi kullanılarak değerlendirme yapılmıştır. Bu ekserji analizinde, ölü hal şartları için basınç ve sıcaklık değerleri sırasıyla 100 kPa ve 25°C olarak kabul edilmiştir. Kazanda kullanılan yakıt 108,33 kg/s debi ve 1030 kcal/kg alt ısı değere sahip olan linyittir.

Santralden alınan veriler ve bu verilere bağlı olarak gerçekleştirilen hesaplamalar sonucunda, çevrimde dolaşan su, besleme suyu pompasına, 130°C sıcaklıkta ve 270 kPa basınçta girmekte, 132,9°C sıcaklıkta ve 8100 kPa basınçta pompadan çıkmaktadır. Bu şartlarda, besleme suyu pompasına ait ikinci yasa verimi %90 civarında bulunmuştur. Besleme suyu pompasından çıkan su, 205°C sıcaklıkta kazana giriş yapmaktadır. Kangal Termik Santrali’ndeki kazan domlu, tabii sirkülasyonlu, cebri emişli, tek geçişli, tekrar kızdırıcılı, kule tipi ve pulverize kömür yakan kazandır. Kazanda yanma sonucu açığa çıkan gazlar, mevcut ısılarını taşınım ve ışınım yolu ile kazan borularına vererek, boru içerisinden geçen suyun sıcaklığını artırırlar. Kazanda kütleli debisi 108,33 kg/s olan yakıtın yakılması sonucunda $(108,33)(4312,404) = 467162,72$ kJ/s’lik bir enerji elde edilmektedir. Elde edilen bu enerjinin %85,8’lik bir bölümü suya aktarılmaktadır. Kazanın ikinci yasa verimi %37 civarındadır.

535°C sıcaklık ve 13000 kPa basınçta kazandan çıkan kızgın buhar, yüksek basınç türbinine girmektedir. Santraldeki türbinler, iki gövdeli yoğuşmalı, tekrar kızdırmalı, aksiyon tipi buhar türbinleridir. Kızgın buhar, türbin içeriisinde genişleyerek iş üretir. Yüksek basınç türbininden elde edilen iş yaklaşık 41 MW’dır. Yüksek basınç türbininin ikinci yasa verimi %89,3 civarındadır. Yüksek basınç türbininden ayrılan buharın kuruluk derecesinin düşmesini önlemek amacıyla kazanda ara ısıtma işlemi uygulanmaktadır. Kızdırma işlemi ile sıcaklığı artan buharın ekserjisi de artmaktadır. 535°C sıcaklık ve 3400 kPa basınçta orta basınç türbinine giriş yapan kızgın buhar, 285°C sıcaklık ve 400 kPa basınçta türbinden çıkmaktadır. Orta basınç türbininden elde edilen iş yaklaşık 55,45 MW’dır. Orta basınç türbininin ikinci yasa verimi ise %89,07 dolaylarındadır. Alçak basınç türbininden elde edilen iş 58725,76 kW değerinde olup, alçak basınç türbininin ikinci yasa verimi ise %88,14 civarındadır. Ekserjisi nispeten düşük olarak alçak basınç türbininden gelen buhar 40,29°C sıcaklık ve 7,5 kPa basınçta yoğuşturucuya girip, aynı

sıcaklık basınç değerinde yoğuşucuyu terk etmektedir. Yoğuşturucunun ikinci yasa verimi yapılan hesaplamalar sonucunda, %64,77 civarında bulunmuştur. Kazan besleme suyu kazana giriş yapmadan önce yüksek ve orta basınç türbinlerinden alınan ara buhar ile alçak basınç besleme suyu ısıtıcıları ve yüksek basınç besleme suyu ısıtıcılarında ısıtılıp, sıcaklığı yükseltilmektedir. Bu durum kazan verimini ve dolayısıyla santralin verimi üzerinde olumlu etki yapmaktadır. Yapılan analiz ve hesaplamalar sonucunda santralin ısıl verimi yaklaşık %32,8 ve ikinci yasa verimi ise yaklaşık %53,4 olarak bulunmuştur.

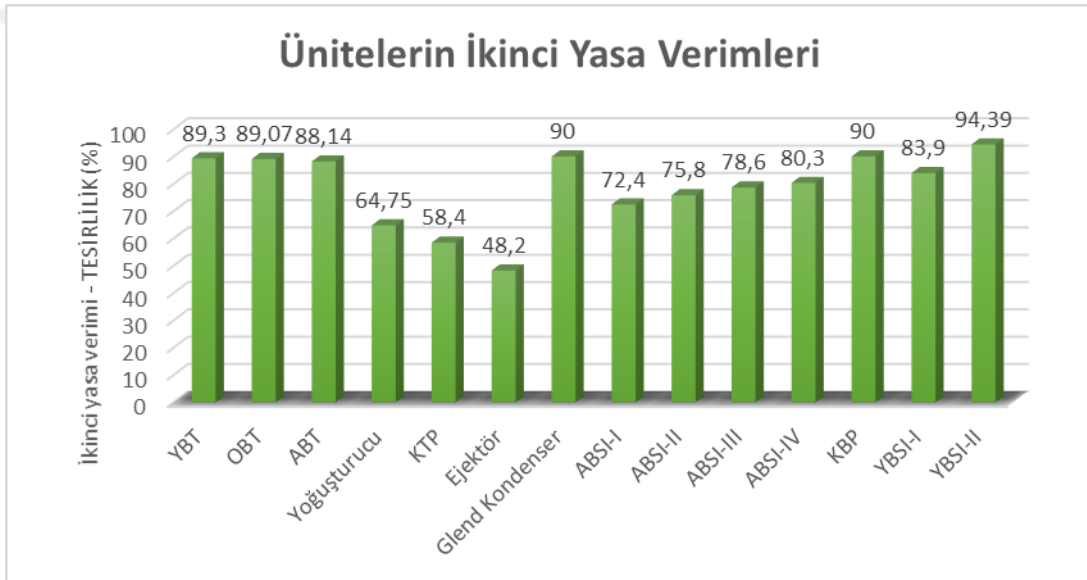
Yapılan enerji ve ekserji analizleri neticesinde, santraldeki ekipmanlarda meydana gelen ekserji kayıpları Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Şekil 4.1’den anlaşılacağı üzere, en fazla ekserji kaybı alçak basınç türbininde meydana gelmektedir. Daha sonra orta ve yüksek basınç türbininde oluşmaktadır. Kazan besleme pompası, kondenser tahliye pompası, glend kondenser ve ejektörde meydana gelen ekserji kayıpları türbinlerde oluşan kayıplarla kıyaslandığında oldukça düşük değerlerdedir. Alçak basınç türbininden yüksek basınç türbinine doğru enerji dönüşümü azaldığı için ekserji kaybı da azalmaktadır.



Şekil 4.1 Ünitelerin ekserji kayıpları.

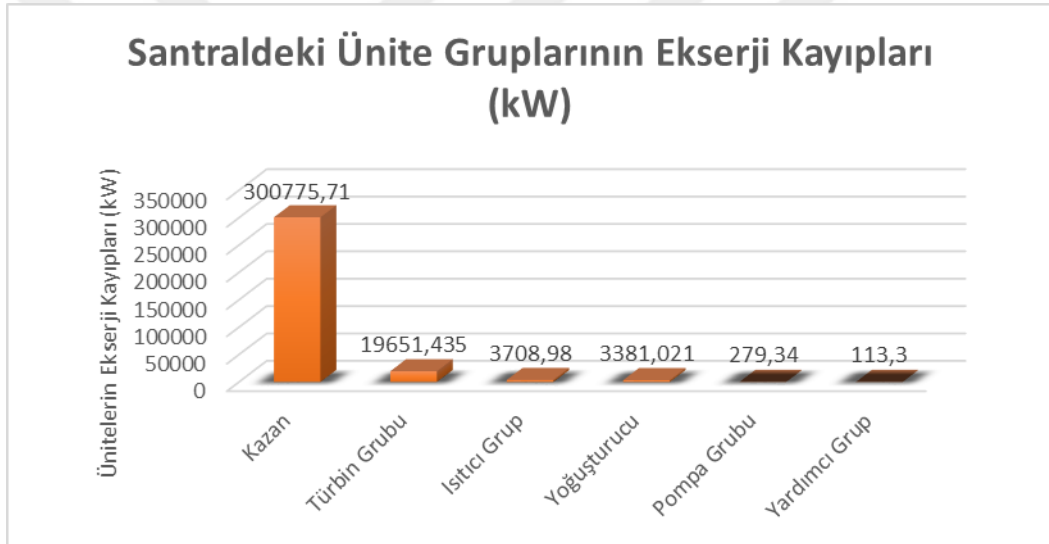
Santraldeki ekipmanların ikinci yasa verimleri, Şekil 4.2’de verilmiştir. En yüksek ikinci yasa verimine sahip olan ekipmanın yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı – II olduğu görülmektedir. Yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı – II’den sonra kazan besleme pompası ve glend kondenser gelmektedir. Türbinler kendi arasında kıyaslandığında,

ikinci yasa veriminin yüksek basınç türbininden alçak basınç türbinine doğru azaldığı görülmektedir. Bu sonuç, alçak basınç türbininde mevcut enerjiden daha az yararlanıldığı göstermektedir. Alçak basınç besleme suyu ısıtıcıları ve yüksek basınç besleme suyu ısıtıcıları mukayese edildiğinde, ikinci yasa veriminin yüksek basınç besleme suyu ısıtıcılarından alçak basınç besleme suyu ısıtıcılarına doğru azaldığı görülmektedir. Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı – I’in ikinci yasa verimi %72,4 iken, yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı – II’nin ikinci yasa verimi %94,4 olarak hesaplanmıştır. Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı – I’deki soğuk ve sıcak akışların arasındaki sıcaklık farkı yüksek basınç besleme suyu ısıtıcısı – II’ye nazaran daha azdır. Bu nedenle Alçak basınç besleme suyu ısıtıcısı – I’in ikinci yasa verimi daha düşüktür.



Şekil 4.2 Ünitelerin ikinci yasa verimleri.

Santraldeki ekipmanların grup olarak ekserji kayıpları Şekil 4.3'te verilmiştir. Kazan, santralde ekserji kaybının en fazla olduğu ekipman grubudur. Pompa grubu ve yardımcı gruplarda meydana gelen ekserji kayıpları, kazana nazaran çok daha düşük bir değere sahiptir. Kazanda ekserji kaybının bu denli yüksek olması, bu ekipmanda iyileştirme yapılmasının zorunlu olduğunu göstermektedir. Kazan için gerekli iyileştirmeler gerçekleştirilip, santralin verimi yükseltilmelidir. Türbin grubu ve ısıtıcı grup kazandan sonra ekserji kaybının en yüksek olduğu diğer gruplardır. Daha sonra bu sırayı yoğuşturucu takip etmektedir. Yoğuşturucu soğutma suyuna verilen ısı enerjisi ilk etapta kayıp olarak görülebilir. Fakat kondenser tahliye pompasına giriş noktasında akışkanın doymuş sıvı olması koşulundan dolayı söz konusu kayıp zorunlu bir kayıptır.



Şekil 4.3 Santraldeki ünite gruplarının ekserji kayıpları.

Enerji ve ekserji analizleri genel anlamda değerlendirildiğinde santralin ısı ve ikinci yasa verimlerinin kazanda meydana gelen ekserji kaybının azaltılması ile kayda değer bir biçimde olumlu yönde etkileneceği açıktır. Kazanda ekserji kaybının artmasına neden olan faktörler dikkatli bir şekilde incelenmeli ve bu faktörler iyileştirilmelidir. Kazanda borular arası ısı transferi, kazanda ekserji kaybına sebep olan etkenlerden biridir. Boru yüzeyinde oluşan tabakalar ısı transferini azaltıcı etki yapar. Dolayısıyla bu tabakaların oluşumu önlenmelidir. Kazandaki yanma işlemi optimum (en iyi, en uygun şartlar) düzeyde olmalıdır. Optimum yanmanın sağlanabilmesi için bütün yanma işlemleri optimum hava fazlalık katsayısında yapılmalı ve kazanda bulunan taze hava fanlarının düzenli olarak kontrolleri yapılmalıdır. Alçak basınç besleme suyu ısıtıcıları ve yüksek basınç besleme suyu ısıtıcılarındaki ekserji kayıpları, türbinlerdeki ve kazandakine oranla daha düşüktür. Türbin gruplarında gerçekleştirilecek küçük iyileştirmeler türbin kademelerinden alınan buharların ekserjilerinin artmasına sebep olacaktır. Dolayısıyla bu durum ön ısıtıcıların verimlerini de artıracaktır. Isıtıcı gruba kıyasla, yoğuşturucudaki ekserji kaybı daha düşük bir değerdedir. Yoğuşturucudaki ısı transferinin artırılması kayıpların azalmasına katkıda bulunacaktır. Bu yüzden tıpkı kazanda olduğu gibi yoğuşturucu içerisinde yer alan boruların düzenli olarak temizlenmesi işlemi, yoğuşturucunun ve aynı zamanda santralin de verimini artıracaktır.

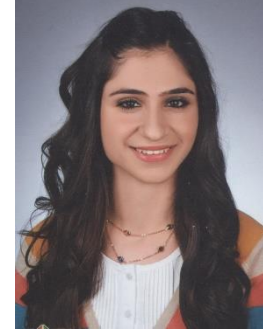
Gerçekleştirilen enerji ve ekserji analiz sonuçları dikkate alınarak yapılacak iyileştirmelerin, santralin verimini olumlu yönde etkileyeceği ve kullanılan yakıt miktarını azaltacağı söylenebilir. Daha az yakıtın yakılması, yanma sonucunda açığa çıkacak zararlı gazların seviyesini azaltacaktır. Enerji ve ekserji analizleri kurulması planlanan santrallerin proje aşamasındayken mutlaka yapılmalı ve santralin çalışma koşulları bu şekilde tasarlanmalıdır.

KAYNAKLAR

- Arslan, O.** (2005). Seyitömer Termik Santrali Birinci ve İkinci Yasa Çözümlenmeleri. *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Yüksek Lisans Tezi), Kütahya.
- Aljundi, I. H.** (2009). Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan. *Applied Thermal Engineering*, 29(2–3), 324–328. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.02.029>
- Coşkun, A., Geredeliöglu, C., Bolatturk, A., Gokaslan, M. Y.,** Cayırhan Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi. *11. Ulusal Tesisat Muhendisliđi Kongresi*, 17/20 Nisan 2013, İzmir.
- Çengel, Y., Boles, M.** (2013). Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. *Palme Yayıncılık*, 978s, Ankara.
- Ganapathy, T., Alagumurthi, N., Gakkhar, R. P., Murugesan, K.** (2009). Exergy analysis of operating lignite fired thermal power plant. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 2(1), 123–130.
- Gazikhani, M.** (2007). Exergy Analysis In Boiler Of An Experimental. *Conference on Applications and Design in Mechanical Engineering*, (October), 25–26.
- Gulhane, S. J., Amit Kumar Thakur.** (2013). Exergy Analysis of Boiler In cogeneration Thermal Power Plant. *AMERICAN JOURNAL OF ENGINEERING RESEARCH (AJER)*, 2(10), 385–392.
- Habib, M. A., & Zubair, S. M.** (1992). Second-law-based thermodynamic analysis of regenerative-reheat Rankine-cycle power plants. *Energy*, 17(3), 295–301. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0360-5442\(92\)90057-7](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0360-5442(92)90057-7)
- Kotas, T.** (1995). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. *Krieger Publishing Company*, 32-45, Florida.
- Kaya, M.** (2008). Buharlı Güç Çevrim Veriminin Ekserji Analizi ile Belirlenmesi. *CBÜ Soma MYO Teknik Bilimler Dergisi*, 9(1).
- Moran, M. J., Sciubba, E.** (1994). Exergy Analysis: Principles and Practice. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 116(2), 285–290. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1115/1.2906818>
- Pal, M. K., Kumar, A., Chandra, H.** (2013). Energy And Exergy Analysis Of Boiler And Turbine Of Coal Fired Thermal Power Plant. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 2(6), 1428–1440.
- Reddy, V. S., Kaushik, S. C., Tyagi, S. K., Panwar, N.** (2010). An Approach to Analyse Energy and Exergy Analysis of Thermal Power Plants: A Review. *Smart Grid and Renewable Energy*, 1(3), 143–152. <https://doi.org/10.4236/sgre.2010.13019>
- Regulagadda, P., Dincer, I., Naterer, G. F.** (2010). Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses. *Applied Thermal Engineering*, 30(8–9), 970–976. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.01.008>
- Rosen, M. A., Dincer, I.** (2004). Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems. *International Journal of Thermal Sciences*, 43(2), 121–133. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2003.05.004>
- Mali, S., Mehta, D.** (2004). Easy Method Of Exergy Analysis For Thermal Power Plant. *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*. 249-252.
- Url-1** <<http://www.dh.co.kr/gland-condenser/>>, alındığı tarih: 15.09.2017.
- Vatsal, P. P., Patel, I. J.** (2014). Energy and Exergy Analysis of Thermal Power Plant. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 12(5), 111–114.
- Vosough, A., Sadegh, V.,** (2011). Consideration of Important Factors of Power Plant Efficiency. *International Journal of Multi Disciplinary Sciences*, 2, 215-219.

- Yüce, M., Dursun, T.** (2018), Kişisel Görüşme. *Kangal Termik Santrali*, Sivas.
- Yüncü, H.** (2010). Ekserji Analizi (İkinci Kanun Verimi & Termoekonomi). *ODTÜ Basım İşliği*, 403s, Ankara.
- Ünal, F., Özkan, D. B.** (2014). Tunçbilek Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi. *Tesisat Mühendisliği*, (143), 5–13.





ÖZGEÇMİŞ

Kişisel bilgiler

Adı Soyadı Sevgi ERZEN
Doğum Yeri ve Tarihi İstanbul, 26.10.1989
Medeni Hali Bekar
Yabancı Dil İngilizce
İletişim Adresi ABTÜ Havacılık ve Uzay Bilimleri Fak. Havacılık ve Uzay Bilimleri Böl. 01140 Adana
E-posta Adresi serzen@adanabtu.edu.tr

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise Başakşehir Anadolu Lisesi, 2007
Lisans Cumhuriyet Üniversitesi, 2013

İş Tecrübesi

Yücel Yapı Denetim Kontrol Mühendisi, 2015 - 2017
ABTÜ Araştırma Görevlisi, 2017 - Devam Ediyor