



**BİR GAZLI İÇECEK ÜRETİM TESİSİNİN
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Mak. Müh. Bülent ÇETİNKAYA

**Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Vedat TANYILDIZI
TEMMUZ-2019**

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR GAZLI İÇECEK ÜRETİM TESİSİNİN ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bülent ÇETİNKAYA

(102120102)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12 Haziran 2019

Tezin Savunulduğu Tarih : 12 Temmuz 2019

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Vedat TANYILDIZI (F.Ü.)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ebru AKPINAR (F.Ü.)

Dr. Öğr. Üyesi Erdem IŞIK (M.Ü.)

TEMMUZ-2019

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tezi olarak hazırlanan bu çalışmada, bir gazlı içecek üretim tesisinin enerji ve ekserji analizi yapılarak sistemin verimliliği değerlendirilmiştir.

Çalışmam boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, desteğini esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Vedat TANYILDIZI'na, Munzur Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden Dr. Öğr. Üyesi Erdem IŞIK ve Coca-Cola İçecek A.Ş çalışanlarına teşekkür ederim.

Eğitim hayatımda her türlü desteklerini esirgemeyen ve hep yanımda olan biricik eşim Ferya ÇETİNKAYA'ya teşekkür ederim.

Bülent ÇETİNKAYA
ELAZIĞ-2019

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ	I
İÇİNDEKİLER	II
ÖZET	IV
SUMMARY	V
SEMBOLLER LİSTESİ	VIII
KISALTMALAR	X
1. GİRİŞ	1
1.1. Literatür	4
1.2. Termodinamiğin Kanunları	9
1.2.1. Termodinamiğin Temel Kanunları	9
1.2.1.1. Kütleinin Korunumu Kanunu	9
1.2.1.2. Termodinamiğin Birinci Kanunu	10
1.2.1.3. Entropi Dengesi	15
1.2.1.4. Ekserji	18
2. MATERYAL ve METOT	28
2.1. Çalışma Yapılan Gazlı İçecek Fabrikanın Tanıtımı	28
2.1.1. Gazlı İçecek Fabrikanın Üretim Aşaması	28
2.1.2. Pet Şişelerin Yapım Aşaması	30
2.1.3. Dolum Aşaması	32
3. BULGULAR	35
3.1. Buhar Kazanın Enerji Analizi	35
3.1.1. Baca Gazının Bileşenlerin Molar Debilerinin Belirlenmesi	36
3.1.2. Yakma Havasının Debisinin Belirlenmesi ve Entalpi'nin Bulunması	40
3.1.3. Buhar Kazanın Isı Kaybının Bulunması	41
3.1.4. Buhar Kazanın Isıl Veriminin Bulunması	42
3.2. Buhar Kazanın Ekserji Analizi	42
3.2.1. Buhar Kazanına Giren ve Çıkan Ürünlerin Ekserjilerin Belirlenmesi	42
3.2.1.1. Besleme Suyun Ekserjisi Analizi	42
3.2.1.2. Buharın Ekserji Analizi	44

3.2.1.3. Yakıt Ekserji Analizi.....	45
3.2.1.4. Baca Gazının Ekserji Analizi	46
3.2.1.5. Buhar Kazanın Ekserji Veriminin Bulunması.....	51
3.3. Soğutma Ünitesinin Enerji ve Ekserji Analizi	52
3.3.1. Soğutma Ünitesinin Enerji Analizi.....	52
3.3.2. Soğutma Ünitesinin Ekserji Analizi	54
3.4. Ekonomik Analiz	57
3.5. Atmosfere Salınan Karbondioksit Miktarı	61
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	65
5. ÖNERİ	67
KAYNAKLAR.....	68
ÖZGEÇMİŞ	72

ÖZET

Günümüzde, enerjinin çoğu endüstride ve konut alanlarında kullanılmakta ve alternatif enerji kaynaklarından ziyade karbon bazlı petrol ürünlerinden elde edilmektedir. Fosil yakıt kaynaklarının yetersizliği nedeniyle ülkemiz, enerji temini açısından dışa bağımlıdır. Enerji ihtiyacımızın yaklaşık yüzde % 62'sinin yurt dışından sağlanması, ülkemizde enerji ekonomisinin ne kadar önemli olduğunu göstermektedir.

Azaltılması yönünde yapılan çalışmalar ve öngörüler, iklim sisteminin ve doğal ortamın, sera gazı salınımlarından önümüzdeki yıllarda geçtiğimiz yüzyıla göre çok daha fazla etkileneceğini göstermektedir. İklim değişikliğine neden olan insan kaynaklı faktörlerin mevcut seviyelerinde kalması, azalması veya sıfıra indirilmesi, önümüzdeki yıllarda yaşanacak bazı iklim değişikliklerini önlemek için yeterli olmayacaktır. Bu da toplumlar için ciddi sorunlar yaratacaktır.

Bu tez, bir gazlı içecek üretim tesisinin buhar kazanı ve soğutma sistemi üzerinde ekserji ve enerji bir analiz içermektedir. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu uygulanarak, buhar kazanının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yapılan analizler sonucu buhar kazanının enerji veriminin % 92.5, ekserji veriminin ise % 48.81 olduğu tespit edilmiştir.

Buhar kazanının ekonomik analizi ile yıllık 4,185,728.64 TL yakıt tüketimi hesaplanmıştır. Buhar kazanı ile baca arasında ekonomizer kullanılması ile yapılan yakıt tasarrufu 63,697.53 TL'dir. Termodinamiğin Birinci ve İkinci kanunları uygulanarak soğutma sisteminin de enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Soğutma sistemindeki hesaplamalara dayanarak, enerji verimi % 79 ve ekserji verimi % 64.28 olarak bulunmuştur.

Yapılan hesaplamalar, baca gazı sıcaklığının düşürülmesiyle atmosfere atılan CO₂ miktarının yılda 279.49 ton azaltılabileceğini göstermektedir. Sera gazı salınımının azaltılması küresel ısınmayı yavaşlatmakta, iklimlerin değişmesini önlemektedir. Enerji analizleri üzerinden enerji geri kazanım noktalarının ve potansiyelinin tespit edilmesi, büyük önem arz etmektedir.

Anahtar Kelimeler: Gazlı içecek, ekserji, enerji, karbondioksit miktarı.

SUMMARY

Energy And Exergy Analysis A Gas Beverage Production Plant

Today, most of the energy is used in industry and residential areas and is derived from carbon-based petroleum products rather than alternative energy sources. Due to the insufficiency of fossil fuel resources, our country is foreign-dependent in terms of energy supply. The provision of approximately 62% of our energy needs from abroad indicates the importance of energy economy in our country.

Reduction efforts and projections show that the climate system and the natural environment will be more affected by greenhouse gas emissions in the coming years compared to the previous century. The fact that human-induced factors leading to climate change remain at their current levels, reduce, or decrease to zero will not be sufficient to prevent some climate changes that will be experienced in the coming years. This will create serious problems for the societies.

This thesis includes exergy and energy analysis on the steam boiler and cooling system of a carbonated beverage production plant. By applying the first and second laws of thermodynamics, energy and exergy analysis of the steam boiler were carried out. As a result of calculations on the steam boiler, energy efficiency is 92.5 %, and exergy yield was 48.81 %.

Through the economic analysis of the steam boiler, an annual fuel consumption of 4,185,728.64 TL was calculated. The fuel economy with the use of an economizer between the steam boiler and the chimney is 63,697.53 TL.. On the basis of calculations on the cooling system, energy yield 79 % and exergy yield 64.28 % are found.

The calculations show that the amount of CO₂ gas thrown into the atmosphere by reducing the temperature of the flue gas can be reduced by 279.49 tons per year. Reducing greenhouse gas emissions will slow down global warming and prevent climate change. The determination of the energy recovery points and potential by means of energy analysis is of great importance.

Key Words: Karbonated drink, exergy, energy, carbon dioxide amount.

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1. Hal değişimin 1. durumdan 2. durumuna geçişini gösterimi	10
Şekil 1.2. Kontrol hacmi için Termodinamiğin I. kanununun şematik olarak gösterimi	13
Şekil 1.3. Enerji-Ekonomi-Ekoloji ilişkisinin ekserji analizi açısından değerlendirilmesi..	19
Şekil 1.4. Sistem Sınırından girip çıkan akış halindeki bir maddenin ekserji bileşenler. ...	21
Şekil 1.5. Kararlı akış halindeki bir maddenin fiziksel ekserji tayininde kullanılan tersinir modül	22
Şekil 2.1. Gazlı içecek fabrikasının dıştan görünümü.....	28
Şekil 2.2. Şeker bölümü	29
Şekil 2.3. Ters ozmoz sistemi.....	30
Şekil 2.4. Gazlı içecek firmasının üretim akış şeması.....	31
Şekil 2.5. Raylı sistemler.....	31
Şekil 2.6. Şurup karışım tankları	32
Şekil 2.7. Kapaklanan gazlı içecekler	32
Şekil 2.8. Atık toplama tankı.....	33
Şekil 2.9. Gazlı içeceğin stoklanma alanı.....	34
Şekil 3.1. Buhar kazanına girenler ve çıkanlar.....	35
Şekil 3.2. Soğutma makinası	52
Şekil 3.3. Chillere ait parametreler.....	54
Şekil 3.4. Ekonomizerin buhar kazanı ile baca arasında gösterimi.....	58
Şekil 3.5. Baca gazı sıcaklığı ile yakıt tasarrufunun gösterimi	60
Şekil 3.6. Baca gazı sıcaklığı ile karbondioksit salınım miktarındaki azalmanın gösterimi	64

TABLÖLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Yakıtların Net Kalorifik Değeri.....	62
Tablo 3.2. Yakıtların Emisyon Faktörü	62
Tablo 3.3. Yakıtların Oksitlenme Oranı	63



SEMBOLLER LİSTESİ

Ke	: Kinetik Enerji (J)
Q	: Toplam Isı Geçişi (kJ)
E	: Toplam Enerji (kJ)
W	: Toplam İş (kJ)
h	: Entalpi ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)
t	: Zaman(s)
c_p	: Özgül Isı ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$)
Pe	: Potansiyel Enerji (J)
V	: Ortalama Hız ($\frac{\text{m}}{\text{s}}$)
m	: Kütle (kg)
ρ	: Yoğunluk ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)
z	: Yükseklik (m)
W_{tz}	: Tersinmezlik (kW)
E_{xpe}	: Fiziksel Ekserji ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)
E_{xkim}	: Kimyasal Ekserji (kJ/kg)
U	: İç Enerji (kJ/kg)
P₀	: Çevre Basıncı (Bar)
V₀	: Çevre Hacmi (m ³)
S₀	: Çevre Entropi (kJ/kg. K)
Ψ	: Akım Ekserji (kJ/kg)
E_{x_{ısı}}	: Isıl Ekserji ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)
W_y	: Faydalı İş (kW)
E_{x_{giren}}	: Giren Ekserji ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)
E_{x_{çıkan}}	: Çıkan Ekserji ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)
E_{x_{kayıp}}	: Kayıp Ekserji ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)
E_{x_{yakıt}}	: Yakıt Ekserjisi ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)

H_a	: Yakıtın Alt Isıl Değeri ($\frac{\text{kcal}}{\text{kg.m}^2}$)
$\dot{m}$	: Kütlesel Debi ($\frac{\text{kg}}{\text{sn}}$)
T_y	: Kazan Yüzey Sıcaklığı (°C)
$\Delta S_{\text{üret}}$	: Üretilen Entropi Değişimi ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$)
ΔS_{sis}	: Sistemdeki Toplam Entropi Değişimi ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$)
E_{XBG}	: Baca Gazlarında Oluşan Ekserji (kJ/kg)
η	: Verim
η_{tr}	: Tersinir Verim
B	: Kullanılan Yakıt Miktarı ($\frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$)
Q_{ekn}	: Ekonomizerde Kazanılan Yakıt Miktarı ($\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$)
P_i	: Kısmi Basınç (Bar)
tC	: Ton Karbon (kg)
TJ	: Tera Joule (Joule)

KISALTMALAR

Atmos. at. kar mik	: Atmosfere Atılan Karbon Miktarı
Yak. karbon mik yüz	: Yakılan Karbon Miktarın Yüzdesi
Tük. bed	: Tüketim Bedeli
Ay түk. bed.	: Aylık Tüketim Bedeli
Yıl. түk. bed.	: Yıllık Tüketim Bedeli
Tas. bed.	: Tasarruf Bedeli
SASA	: Sürekli Akışlı Açık Sistemler
KH	: Kontrol Hacmi



1. GİRİŞ

Günümüzde enerji, daha çok yenilenebilir enerji kaynakları yerine karbon kaynaklı petrol türevlerine dayanan yakıtlardan üretilmekte ve üretilen enerjinin büyük bir kısmı endüstri ve konutlarda kullanılmaktadır. Ülkemiz, fosil yakıt kaynaklarının kıtlığı sebebiyle enerji yönünden dışa bağımlıdır. Türkiye'nin enerji talebi yaklaşık on yılda bir ikiye katlanarak artmaktadır. Talebin artması, tüketim artışını göstermektedir [1,2].

Hızlı nüfus artışı ve sanayileşme ile birlikte Dünyanın doğal kaynak ve enerjiye olan ihtiyacı giderek artmaktadır. Enerji ihtiyacının büyük bir kısmının fosil yakıtlardan karşılanması birçok çevre probleminin ortaya çıkmasına sebep olmaktadır. Söz konusu sakıncaların yanı sıra fosil yakıtların tükenecek olması da dikkate alındığında, çevreye zararı olmayan ve kaynak kısıtlılığı göstermeyen yeni ve yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmenin ve enerji verimliliği üzerine çalışmanın gereği açıktır [1,2].

Ülkemizin enerji ihtiyacının yaklaşık olarak % 62'si yurt dışından temin edilmektedir. İthal yakıttan elektrik üreten tesislerin verimliliğinin % 30 olması, ülkemizde enerji verimliliğinin ne kadar önemli olduğunu göstermektedir. Bunun için ülkemizde alternatif enerji kaynaklarının araştırılması ve enerjinin verimli şekilde kullanılması temel hedefler arasında yer almalıdır [3].

Gelişmiş ülkeler arasında yer almaya başlayan ülkemizin enerji ihtiyacı, dünya ortalamasının üzerinde bir yükseliş göstermektedir. Ülkemizde enerji maliyetlerinin yüksek olması enerji kullanımı konusunda daha verimli olmayı gerektirmektedir. Enerji kayıplarını minimuma indirerek tüketimin maksimum verimle gerçekleştirilmesi, ekonomik büyümeden ve çağdaş yaşam koşullarından ödün vermeksizin, üretim hızı ve kalitesini düşürmeksizin verimliliği artıracaktır [4,5].

Dünyada gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerde olduğu gibi ülkemizin kalkınması için de enerji büyük bir önem arz etmektedir. Yükselen enerji fiyatları nedeniyle enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması gerekmektedir. Enerji, iş yapılan her yerde insanların ihtiyacıdır ve dünyada hemen bütün sektörlerde kullanılmaktadır. Enerji, ülke kalkınmasının paydaşı olan bütün fabrikalarda yoğun olarak kullanılmaktadır [6].

Ülkelerin artan enerji ihtiyaçları, ekonomik ve sosyal seviyelerinin yükselmesinin en önemli göstergelerinden biridir. Nüfustaki hızlı artış, sanayileşmedeki yükseliş, teknoloji kullanımının yaygınlaşması ve insanların refah seviyesinin yükselmesine paralel olarak

enerji ihtiyacında artış kaçınılmaz olmuştur. Ülkemizin gelişmiş ülkeler arasında yer alması için enerji üretiminin artırılması gerekmektedir [7].

Bir sistemin enerji ihtiyacını karşılayan kaynakların ve bu sistemin mevcut enerji ihtiyaçlarının verimli bir şekilde kullanılmasının en iyi yolu, o sistemin enerji analizinin iyi bir şekilde yapılmasıdır [8].

Türkiye’de bulunan sanayi ve üretim tesislerinin Birinci ve İkinci Kanun analizleri yapılarak işletme üretiminin çeşitli aşamalarında kullanılan buhar kazanları, kurutma fırınları, soldurma ünitesi, buhar iletim hatları, kondenser tankı vb. üniteleri ayrıntılı olarak incelenebilir. Enerji ve ekserji analizleri yapılarak, ünitelerdeki ve iletim hatlarındaki kayıplar belirlenerek bu kayıpların önlenmesi için gerekli öneriler sunulabilir. Böylece ülkemizdeki tesislerin mümkün olabilecek maksimum enerji tasarruf miktarları belirlenebilir [9].

Enerjinin büyük bir bölümü sanayi sektöründe kullanılmaktadır. Sanayi sektöründe kullanılan enerjinin verimli bir şekilde kullanılmasıyla enerji tüketimi azaltılacak, atmosfere salınan sera gazlarının miktarı azalacak ve katma değer seviyesi yüksek sanayi ürünleri ile uluslararası rekabet gücü açısından ülkemiz avantaj sağlayacaktır. Sanayi kuruluşları enerji tüketimleri ve maliyetleri dolayısıyla Türkiye’de büyük bir öneme sahiptirler. Bu nedenle, sanayi sektöründe kullanılan enerjinin verimli bir şekilde kullanılması ve tüketimin düşürülmesi ülkemizin öncelikli hedeflerinden biridir [9].

Enerjiyi daha verimli kullanmak için sistemlerde enerji ve ekserji analizlerin yapılması büyük bir önem arz etmektedir. Çünkü sistemlerdeki kayıpların konumlarının belirlenmesi ve azaltılmasına imkan sağlamaktadır. Bu analiz üretim süreçlerini tasarlayan mühendislerin odaklanması gereken noktaları ön plana çıkarır [10,11].

Türkiye’nin ithal ettiği enerjinin yaklaşık olarak %35’i ısıtma sektöründe, %54’ü ise sanayi sektöründe kullanılmaktadır. Ülkemizin sanayi sektöründe kullanılan enerji ihtiyacı her geçen gün artmakta olup, 1996 yılında yaklaşık olarak enerjinin % 34.7’si, 2000’li yıllarda yaklaşık olarak % 37’si ve 2010 yılında yaklaşık olarak % 54’ünü kapsamaktadır. Ülkemizin sanayi sektöründe her yıl yaklaşık olarak % 4 daha fazla enerji ihtiyacı meydana gelmektedir. Bu oranlara bakıldığında, ülkemizde sanayi sektöründe kullanılan enerji ihtiyacı artmakta olup sanayi sektöründe kullanılan enerjinin tasarrufu açısından irdelenmesinin ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır [12].

Sanayi sektörü bir bütün olarak ele alındığında yapılan araştırmalara göre, enerji girdisinin % 43.7’si, ekserji girdisinin de % 66.9’u kayıp olmaktadır. Sanayi sektörünün

toplam enerji verimi % 56.3, ekserji verimi % 33.1'dir. Bu rakamlar ulaşım ve konut-hizmet sektöründeki rakamlarla kıyaslanacak olursa sanayi sektörü verim değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir. Bununla beraber daha da yükseltilmesi mümkündür [13].

Ülkelerin bağımsızlıklarının en önemli parametrelerinden biri ekonomik gelişmişliktir. Bunun en önemli göstergelerinden biri ise bir ülkenin ihtiyaç duyduğu enerjiyi kendi kaynakları ile karşılayabilmesidir. Artan teknoloji, gelişim ve yaşam standardı ile birlikte ihtiyaç duyulan enerji miktarı ve buna bağlı olarak kullanılan enerji miktarı artmaktadır. Kullanılan enerjinin üretim miktarının artması ile birlikte sanayi gelişimi ve sanayi gelişimi ile birlikte yeni iş imkânı sağlanmış olur [13].

Bir sistemin iyileştirmesi ve verimin artırımı konusunda, kütlenin korunum kanunu, Termodinamiğin Birinci Kanunu ve Termodinamiğin İkinci Kanununa dayanarak, bir enerji sistemlerinin tasarımında ve analizlerinde kullanılan bir yöntem olan ekserji analizi ortaya çıkmaktadır. Sistemin enerji kalitesini ortaya çıkaran ekserji analizi sayesinde sistemde iyileştirmelere nerelerden başlanacağı ve sistemin hangi noktada enerji kayıplarının en fazla olduğu belirlenmiş olur [13].

Enerji ve ekserji analizi yaparak, sistemlerde meydana gelen kayıplar ve yapılması gereken çalışmalar belirlenebilir. Ancak bununla birlikte Termodinamik sistemlerin çözümlenmesinde Birinci Kanun ve İkinci Kanun kullanılarak enerji ve ekserji dengelerinin kurulup kayıpların tespit edilmesi, tesislerin enerji planlamalarında yeterli olmamaktadır. Bu aşamadan sonra analizi tamamlamak için sistemin ekonomik olarak incelenmesi gerekmektedir. Çünkü tersinmezliklerden doğan kullanılabilirlik kaybını azaltmaya yönelik değişiklikler, sistem maliyetini artırır [13].

Enerji yoktan var edilmez veya var olan enerji yok olmaz; sadece biçim değiştirir. Toplam enerji, Termodinamiğin Birinci Kanunu olan enerji korunum kanunu ile ifade edilir. Bir sistemdeki enerjinin ne kadarının kullanılabildiğini belirlemek için sistemler, Termodinamiğin İkinci Kanununa göre de analiz edilir. Bütün sistemlerin enerji analizleri yapılarak maksimum yararlı iş belirlenir ve sistemlerdeki enerjinin ne kadar kullanılabilir olduğu Termodinamiğin İkinci Kanununa göre belirlenir. Sistemin kullanılabilirliği yani faydalı enerji, enerji dönüşümü sırasında meydana gelen tersinmezliklere bağlıdır. Tersinmezlikler, sistemin iş yapma yeteneğini azaltacağından, sistemlerde tersinmezliklerin yani kayıpların minimum seviyede olması istenir. Buradan anlaşılağı üzere, sistemlerdeki enerjinin ancak bir bölümünden faydalanılır. Enerjinin faydalanabilen bölümü ekserji olarak adlandırılır ve Termodinamiğin İkinci Kanunu ile açıklanır.

Tersinmezlikler, enerji dönüşümü sırasında oluşan düzensizliklerden dolayı meydana gelmektedir. İç enerji, ısı enerjisi ve kimyasal enerji, düzensizliklerin çok olduğu enerji türleridir. Bu enerjilerin dönüşümü sırasında, enerjinin önemli bir kısmı tersinmezlikler, yani kullanılmayan enerji olarak harcanmaktadır. Yanma olayları bu enerjilerin bütününe kapsadığından, kazanlarda ve makinelerdeki tersinmezlikler büyük boyutta meydana gelmektedir. Bunun için kullanılabilirlik, yani ekserji analizi oldukça önem arz etmektedir [14].

1.1. Literatür

Enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılması ve kayıp enerjinin tekrar geri kazanılması amacıyla yapılan çalışmalar, mühendisler, akademisyenler ve araştırmacıların gayretiyle son yıllarda ciddi ölçüde artmıştır. Bu alanda tüketimi büyük sanayi tesislerindeki ısı sistemleri üzerinde, enerji ve ekserji analizi kullanılarak birçok araştırma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazıları aşağıda ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir [15].

Bodvarsson ve ark. [16] ekserji alanında yaptıkları araştırmalarla, tek ve çift buharlaştırmalı çalışan iki farklı sistemden oluşan bir jeotermal güç santraline ekserji analizini uygulamış ve santralin çalışan bütün bölümleri için ekserji verimliliğini tespit etmişlerdir.

Rosen [17], nükleer bir tesiste buhar güç santralinde bulunan yakıt-hücre sistemi ile çalışan bir sisteme ekserji analizi uygulamıştır. Sonuç olarak, bir tesis için enerji veriminin incelenmesinin yanında ekserji veriminin de incelenmesinin gereğini ortaya koymuştur.

Dunbar ve ark. [18], nitrik asit tesisinde buharla üretilen enerjinin gerekli yakıt ve kondens kayıplarını minimuma indirmek için buhar kazanına ekserji analizi yapmışlardır.

Bidini ve Stecco [19], endüstriyel süreçlerdeki ekserji kayıplarını belirlemek ve bu kayıpları azaltmak için TEXAS (Thermal ve Exergetic Analysis of Systems) ekserji yaklaşım metodunu kullanmışlardır. Bu metoda göre oluşturdukları performans grafiği ile tesisin belirli koşullar altındaki giderlerinin nasıl en aza indirilmesi gerektiğini göstermişlerdir.

Tsatsaronis [20], elektrik üretim santrallerinde enerji parametrelerinin en uygun tasarımını ve maksimum verimlerini belirlemek için ekonominin genel ilkeleri, mühendislik uygulamaları ve ekserjinin bir araya getirilmesi ile oluşan sisteme termoekonomik analiz uygulamıştır.

Pak ve Suzuki [21], kojenerasyon sistemi ile çalışan bölgesel ısıtma ve soğutma sistemlerinde ekserji analizi üzerine bir araştırma yapmışlardır. Elde edilen verilere göre ısıtmada yüksek verim sağlanması için, çift yakıtlı sistem ile çalışan çevrimin ekserji veriminin yüksek olduğu tespit edilmiştir. Soğutmadan yüksek verim elde etmek için ise kombine sistem ile çalışan çevrimin ekserji veriminin yüksek olduğu görülmüştür. Sistemin ısı kayıplarının bilinmesi durumunda bölgesel ısıtma için ne tip bir kojenerasyon çevriminin kullanılması gerektiğini ortaya koymuşlardır.

Doldersum [22], petrol rafinerisinde görülen enerji kayıplarını inceleyerek elde edilen veriler ile ne tür düzeltmeler yapılması gerektiğini ortaya koymuşlardır. Rafinerilerde en fazla kayıpların ocaklarda ve petrolün arıtıldığı damıtma ünitelerinde olduğunu, yapılan iyileştirmeler sonucunda toplam ekserji kaybının %70'e varan oranlarda azaltılabileceğini tespit etmişlerdir.

Habib ve ark.[23], yaptıkları çalışmada, bir termik santrale enerji ve ekserji analizi uygulayarak termik santralin her bir ünitesinde enerji ve ekserji kayıplarını ve ünitelerdeki veriminin artırılması için uygun yöntemleri belirlemişlerdir.

Guarinello ve ark. [24], endüstriyel bir tesiste buhar ile sistemin elektrik ve ısıtma ihtiyacını karşılayan gaz türbinli bir kojenerasyon sistemine ekserjetik maliyet teorisini uygulayarak termoekonomik analiz yapmışlardır.

Chejne ve Restrepo [25] yaptıkları çalışmada, birden fazla ham madde üretimi yapan tesiste sistemlerinin ekserjoekonomik analiz yöntemlerine yeni yöntemler eklemişlerdir. Bu tesislerde, sistemdeki her üretim sürecinin tersinmezlikleri ve birim ekserji kayıplarının maliyetleri, yeni yöntemlerle ele alınmıştır. Çalışmalarda, sistemin her üretim süreci için hem yeni yaklaşımlar hem de diğer metotlarla kıyaslamalar yapılmıştır.

Kopaç ve Zemher [26], yüksek basınçla çalışan gaz türbinli kojenerasyon sisteminin ekserji analizini yaparak, bir gaz türbininin buhar enjektörünün ekserji verimine etkisini incelenmişlerdir. Enjekte edilen buharın farklı kütleli debileri ve sıcaklığı için çevrim ekserji verimi, net güç çıkışı ve ekserji yıkımı hesaplanmıştır. Enjekte edilen buharın kütleli debisinin artmasıyla net elektrik gücü çıkışının arttığı ve toplam ekserji yıkımının (veya tersinmezliğin) azaldığı tespit edilmiştir.

Ünver ve Kılıç [27], araştırmalarında doğal gaz ile çalışan kombine çevrim güç santralinin performansını incelemişlerdir. Sistem parametrelerinin değişimi ve değişim miktarlarının yük durumuna ve çevre koşullarına bağlı olduğunu belirlemiş, Termodinamiğin Birinci ve Termodinamiğin İkinci Kanunları kullanarak sistemin enerji ve

ekserji analizlerini yapmışlardır. Çalışmada güç santralini oluşturan her bir ünitenin faydalı güç, tersinir güç ve tersinmezlik miktarları tespit edilmiş ve sistemin genel verimleri hesaplanmıştır. Termodinamiğin Birinci Kanun verimi ve Termodinamiğin İkinci Kanun verimi hesaplamalarına dayanılarak, çevre sıcaklığının 42°C'lik artışında sistemin enerji ve ekserji verimlerinin % 4 ve % 5 oranında azaldığı hesaplanmıştır. Atmosferik hava sıcaklığındaki artış, sistemin genel verimini olumsuz yönde etkilemektedir; dolayısıyla sıcaklıktaki 42°C'lik artışın santralin net güç çıkışını % 22 oranında azalttığı ve tüketilen yakıt miktarını % 8 oranında artırdığı görülmüştür.

Aljundi [28] araştırmasında, Al-Hussein hidroelektrik santralının verimini belirlemek için enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Çalışmada, hidroelektrik santralin bileşenleri ayrı ayrı analiz edilerek en yüksek enerji ve ekserji kayıplarının hangi bileşende meydana geldiği belirlenmiştir. Ayrıca hidroelektrik santralının referans çevre koşulları değiştirilerek çevre koşullarının verimler üzerine etkisi incelenmiştir. Ekserji yıkımının toplam ekserji yıkımına oranı en yüksek % 77 ile boylerde, daha sonra % 13 ile türbinde olduğu tespit edilmiştir. Sistemin enerji verimi % 26 olarak bulunurken, ekserji verimi % 25 olarak bulunmuştur.

Dragan ve ark. [29] yaptığı çalışmada, bir buhar kazanın bileşenlerinde meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları belirlenmiştir. Enerji kaybı kondenserde % 53, boylerde % 11, diğer bileşenlerde % 4 olarak bulunmuştur. Ekserji kaybı ise boylerde % 55, turbo jeneratörde % 7, kondenser de % 2 ve diğer bileşenlerde % 4 olarak bulunmuştur.

Saidur ve arkadaşları [30], sıcak su ile çalışan bir boylerin enerji ve ekserji verimleri üzerinde bir çalışma yapmışlardır. Çalışmadan elde ettikleri sonuçlara göre, boylerin enerji ve ekserji verimlerini sırasıyla % 72.46 ve % 24.89 olarak bulmuşlardır. Ayrıca en fazla ekserji yıkımının yanma odasında olduğunu tespit etmişlerdir.

Regulagadda ve ark. [31], 32 MW'lık kömür yakıtlı kuvvet santrali için bir boyler ve türbin jeneratörünün Termodinamik analizini yapmışlardır. Sistemin performansını arttıracak parametreleri belirlemek için sistemin enerji ve ekserji dengelerini yazarak, farklı çalışma basınçları, sıcaklıkları ve debileri için sistemin analizini yapmışlardır. Ayrıca, kuvvet santralinde boyler ve türbinde meydana gelen tersinmezliklerin en yüksek ekserji kayıplarına neden olduğunu tespit etmişlerdir.

Jiang ve Zhou [32], kazandaki yanma ve ısı transferinin karakterine göre kazanı üç sıcaklık bölgesine ayırarak, kazanın enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmadan elde edilen sonuçlara göre sıcaklık arttığında adyabatik yanma sıcaklığının da arttığı ve

birinci bölümün ekserji kaybında azalmaya sebep olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca adyabatik yanma sıcaklığının artmasıyla çalışma akışkanının ekserjisinin değişmediği takdirde ikinci ve üçüncü bölümlerin ekserji kayıplarının artacağını tespit etmişlerdir.

Murad ve Rahi [33] yaptıkları araştırmada, Termodinamiğin Birinci ve İkinci kanunları kullanarak kojenerasyon sistemlerinde üretilen elektriğin enerji ve ekserji verimliliklerinin, sistemin tasarımı, sistemin seçilmesi ve sistemin çalışma verilerine etkisi olduğunu tespit etmişlerdir. Kojenerasyon sisteminde Termodinamiğin Birinci ve İkinci kanunları (ekserji analizi) kullanılarak, santraldeki kayıplar belirlenmiştir. Çalışmalarında Termodinamiğin İkinci Kanununu kullanarak ekserji analizi yapılan ve elektrik üretimi gerçekleştirilen sistemlerde, elektrik üretiminde kullanılan gaz türbini, buhar türbini ve gaz motorları vb. ısı makinalarının atık ısılarından faydalanarak elektrik üretimi için daha az yakıt tükettiklerini tespit etmişlerdir. Yakıt tüketiminin azalması sonucunda atmosfere salınan karbon miktarı da azalacaktır. Geleneksel yöntemler ile üretilen elektrik enerjisinde, enerji istenilen yere ulaştırılırken kayıpların fazla olduğu, ancak kojenerasyon sistemi ile elektrik üretilen tesislerde kayıpların en düşük seviyede tutulabileceği görülmüştür.

Ünal ve Özkan [34] yaptıkları araştırmada, ülkemizin önemli sanayi kuruluşlarından Tunçbilek Termik Santrali'nin elektrik üreten sistemlerinin enerji ve ekserji analizini değerlendirmişlerdir. Tunçbilek Termik Santrali'nde belirlenen yirmi yedi ünitenin Termodinamik özelliklerinden faydalanılarak enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmış, elde edilen verilerle kayıp enerji miktarı ve kayıp ekserji miktarları hesaplanmıştır. Yapılan çalışma sonucunda en yüksek enerji ve ekserji kaybı miktarı olan bölüm, sırasıyla % 71.1 ve % 79.5 ile buhar kazanı olarak belirlenmiştir. Termodinamik hesaplamalar sonucu Tunçbilek Termik Santrali'nin ısı ve İkinci Kanun verimleri sırasıyla % 32.3 ve % 75.1 olarak bulunmuştur.

Bulut ve Akgül [35], TPAO Batman Bölge Batı Raman AP₂ istasyonu CO₂ recycle (=geri kazanım) istasyonunda bulunan yüksek basınçlı dört kademeli pistonlu bir kompresörde enerji ve ekserji analizi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Yüksek basınçlı kompresör üzerinde yapılan çalışmada, yüksek basınçlı pistonlu kompresörün, ara soğutucu bölümün, glikol kulesi ve sistemin bütün bölümlerinin günlük verileri alınmış, Termodinamiğin Birinci Kanunu ile Termodinamiğin İkinci Kanununa dayanılarak sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Çalışma sonunda, sistemin enerji verimliliği açısından iyi bir durumda olduğu, fakat tersinmezliklerin daha azaltılabileceği ve enerji

verimliliğinin daha artırılabilceği görülmüştür. Sistemlerin enerji ve ekserji analizlerinin sonucunda, işletmelerde işgücü kaybı, üretim arızaları ve arıza sıklığı, yüksek işletme ve bakım maliyetleri, karbon salınımı gibi olumsuzlukların önüne geçilebileceği görülmüştür.

Yılmaz ve arkadaşları [36], bina ısıtma uygulaması için jeotermal kaynaklı ısı pompası sistemini teorik olarak incelemişlerdir. Aracı akışkan olarak R134a kullanılan sistemin COP değeri 2.89 ve ekserji verimi de % 36.93 olarak hesaplanmıştır.

Yapılan başka bir çalışmada ise jeotermal rezervuardan gelen akışkan debisi artarsa sistemin COP_{IP} değeri ve ekserji veriminin düştüğü anlaşılmıştır. Kondenser sıcaklığı arttırıldığında ise sistemin COP_{IP} değerinin azalacağı ve ekserji veriminin artacağı görülmüştür.

Selbaş ve ark. [37] yaptıkları araştırmada, buhar sıkıştırma soğutma çevriminin etkinliği COP ve ekserji verimini teorik olarak incelenmiştir. Solkatherm@ses36 akışkanı daha önce çok fazla kullanılmadığından, buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak bu yeni akışkanın COP ve ekserji verim değerlerinin değişimi incelenmiştir. Evaporatör sıcaklığı $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de kondenser sıcaklığı $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de iken çevrimin COP değeri ve ekserji verimi sırasıyla 1.75 ve % 13 olarak hesaplanmıştır.

Mert ve ark. [38], Eren Enerji Elektrik Üretim A.Ş.Termik Santrali'nde faaliyet gösteren ve iki üniteden oluşan $2\times 600\text{ MW}$ gücündeki kömür yakıtlı yüksek basınçlı buhar kazanı ile elektrik üreten sistem üzerinde yapılan incelenme ve işletmeden alınan verilere dayanarak sistemin her bir bileşeninin enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Elde edilen veriler incelendiğinde santral ünitesinin enerji ve ekserji verimliliklerini sırasıyla % 41.12 ve % 38.46 olarak bulmuşlardır. Yapılan analiz sonunda en yüksek ekserji kaybı 846.05 MW ve % 88.72 değeri ile yüksek basınçlı buhar kazanda meydana geldiği tespit edilmiş, Eren Enerji Elektrik Üretim A.Ş.Termik Santrali'nde faaliyet gösteren yüksek basınçlı buhar kazanında iyileştirmelerin yapılması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Sistemlerin yapılan ekserji analizleri, fosil türevli yakıtların kullanımını azaltan alternatif enerji kaynakları için yeni teknolojiler geliştirmeyi teşvik etmekte, dolayısıyla daha az karbon salınımına yönlendirerek oldukça faydalı olmaktadır [39]. Bu amaç doğrultusunda bu çalışmada, mevcut bir demir çelik fabrikasının enerji santrali üzerinde bulunan gaz yakıtlı bir buhar kazanının enerji ve ekserji analizi yapılarak, kazanın enerji ve ekserji verimleri, enerji ve ekserji kayıpları, iyileştirme potansiyeli gibi performans parametreleri belirlenmiştir.

Ayrıca buhar kazanı, ekserjoekonomik açıdan analiz edilerek kazanda üretilen buharın ekserji maliyeti bulunmuştur [39].

Enerji tasarrufunun ve yenilenebilir enerji kaynaklarının daha da önem kazandığı günümüzde absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerindeki çalışmalar yoğunluk kazanmıştır [40].

1.2. Termodinamiğin Kanunları

1.2.1. Termodinamiğin Temel Kanunları

Latince therme (ısı) ve dynamis (güç) sözcüklerinden türetilen Termodinamik, fiziğin enerji, enerjiyi ısıya ve ısıyı da işe çevirme olarak tanımlanabilir [41]. Günümüzde “enerji ve entropi bilimi” olarak da tanımlanan Termodinamik, genel olarak iş ya da ısı uygulanan maddelerin davranışlarını inceler, belirli durum (hal) değiştirmelerini sağlamak için eklenmesi veya çıkarılması gereken iş veya ısı miktarlarını hesaplama yollarını öğretir.

1.2.1.1. Kütlenin Korunumu Kanunu

Kütlenin Korunumu Kanununu bir sabit (kontrol) hacmine uygulanırken, sabit hacmine giren kütle, sabit hacminden çıkan kütle ve sabit hacim içindeki kütle değişimi dikkate alınmalıdır. Sabit hacme δt zaman aralığında δm_g kütlelerinin girdiğini ve δt zaman aralığında δm_c kütlelerinin çıktığını farzedelim. İlk durumda sabit hacminde δm_t kütlelerinin, son durumda ise $\delta m_{t+\delta t}$ kütlelerinin bulunduğu kabul edildiğinde Kütlenin Korunumu Kanunu denklem 1.1’de gösterildiği gibi yazılır.

$$\delta m_t - \delta m_g = \delta m_{t+\delta t} + \delta m_c \quad (1.1)$$

δt zaman aralığında oluşan değişim sabit hacminde oluşan net akış, sabit hacmi içinde δt zaman aralığında oluşarak artan kütle miktarına eşit olur, 1.2 ve 1.3’teki denklemde gösterilmiştir.

$$\delta m_g + \delta m_c = \delta m_{t+\delta t} + \delta m_t \quad (1.2)$$

veya

$$(\delta m_{g+\delta t} - \delta m_t) + (\delta m_{\dot{c}} - \delta m_g) = 0 \quad (1.3)$$

Sabit hacimli kütle içinde δt zamanı zarfında oluşan kütle değişimi ve δt zamanı zarfında sabit hacimli kontrol yüzeyinden geçen ortalama kütleli debisi denklem 1.3'e bölünmesi ile denklem 1.4 ve 1.5 bulunur.

$$\left(\frac{\delta m_{g+\delta t} - \delta m_t}{\delta t} \right) + \frac{\delta m_{\dot{c}}}{\delta t} - \frac{\delta m_g}{\delta t} = 0 \quad (1.4)$$

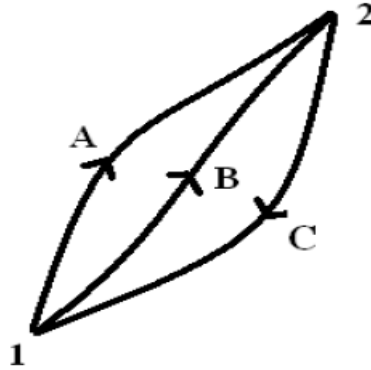
$$\frac{dm_{KH}}{dt} + \sum \dot{m}_{\dot{c}} - \sum \dot{m}_g = 0 \quad (1.5)$$

1.2.1.2. Termodinamiğin Birinci Kanunu

a) Sistemin Çevrimi için Termodinamiğin Birinci Kanunu

Enerji yoktan var edilmez, var olan enerji yok olmaz sadece biçim değiştirir. Termodinamiğin Birinci Kanunu olan enerjinin korunumu yasasının başka bir anlatım şekli olan, toplam enerjinin Termodinamik özellik olduğunu anlatır. Sistemin hal değişimi bir çevrim esnasında kayıp olmamak şartı ile toplam ısı alışverişi, toplam iş alışverişine eşittir şeklinde ifade edilebilir [41]. Çevrim için Termodinamiğin Birinci Kanunu denklem 1.6'daki ile ifade edilir.

$$\oint \delta Q = \oint \delta Q \quad (1.6)$$



Şekil 1.1. Hal değişimin 1. durumdan 2. durumuna geçişini gösterimi [41].

Hal değişiminin birinci durumundan ikinci durumuna geçişini Şekil 1.1’de görülmektedir. Hal değişiminin birinci halinden ikinci haline A ya da B yolu ile geçen sistem C yolunu takip ederek ilk hali olan A’ya geri dönmektedir. Muhtemel olan hal çevrimleri 1A2C1 ve 1B2C1’ya Termodinamiğin Birinci Kanunu uygulandığında denklem 1.7 ve 1.8 elde edilmektedir.

$$\int_{1A}^2 \delta Q + \int_{2C}^1 \delta Q = \int_{1A}^2 \delta W + \int_{2C}^1 \delta W \quad (1.7)$$

$$\int_{1B}^2 \delta Q + \int_{2C}^1 \delta Q = \int_{1B}^2 \delta W + \int_{2C}^1 \delta W \quad (1.8)$$

1.7 ve 1.8’deki denklemlerin farkı alındığında 1.9’daki denklem elde edilmektedir;

$$\int_{1A}^2 (\delta Q - \delta W) = \int_{1B}^2 (\delta Q - \delta W) \quad (1.9)$$

Hal değişimleri aynı yollardan veya farklı yollardan temsil edildiğinde, hal değişimi 1’den 2’ye giderken A yolunu takip eder veya 2’den 1’e giderken B yolunu takip ederken arasındaki değişimin farklı yollarını temsil ettiğinden $(\delta Q - \delta W)$ ’nin 1 ve 2 hal değişimleri sırasında tüm hal değişimleri için aynı veya yoldan bağımsız olduğunu gösterir. Sonuç olarak hal değişimleri arasındaki değişim $(\delta Q - \delta W)$ ifadesini verir ve bu ifade bir Termodinamik özellik olup, 1.10 ’daki denklem ile gösterilmektedir.

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (1.10)$$

$$\delta Q = dE + \delta W$$

Denklemin integrali alındığında 1.11’deki denklem elde edilir. 1.11’deki denklem bir sistemin Termodinamik Birinci Kanunu olarak ifade edilir.

$$Q_{12} = \Delta E_2 - \Delta E_1 + W_{12} \quad (1.11)$$

1.12’de gösterilen denklem Q_{12} ve W_{12} hal değişimi sırasındaki ısı ve iş alışverişini temsil ederken ΔE_1 ve ΔE_2 sistemin ilk hallerindeki ve son hallerindeki toplam enerjileri gösterilir. 1.12’deki denklem zamana bağlı olarak düzenlenirse, denklem 1.12’de elde edilir.

$$\frac{\delta Q}{dt} = \frac{\Delta E_2 - \Delta E_1}{\delta t} + \frac{\delta W}{\delta t} \quad (1.12)$$

1.12'teki denklemin fiziksel anlamı, sisteme verilen durumunda sistemin tüm enerjisini temsil etmesidir. Bu sistemin tüm enerjisi belirtilirken o sistemin potansiyel enerjisi, kimyasal enerjisi ve moleküller hareketinden dolayı bir enerji açığı vardır. İç enerji bir Termodinamik ifade olup U ile gösterilir. Enerjinin toplamı denklem 1.13'te gösterilmiştir.

$$\Delta E = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (1.13)$$

ΔE İfadesi birim zamana bağlı olarak 1.14'teki denklem elde edilir.

$$dE = dU + d(KE) + d(PE) \quad (1.14)$$

1.14'teki denklem 1.10'deki denklemin yerine yazdığımızda 1.15'deki denklem elde edilir ve 1.16'daki denklem Termodinamiğin birinci yasası olarak adlandırılır.

$$\delta Q = dU + d(KE) + d(PE) + \Delta W \quad (1.15)$$

Enerji sisteme veya sistemde üç farklı şekilde yazılabilir. Bunlar ısı, kütle akışı ve iş şeklindedir. Sisteme giren ısı ve iş pozitif veya negatif şeklinde yazılır. Enerjideki net değişim potansiyel enerji, kinetik enerji ve iç enerjideki değişimdir. Potansiyel enerji, kinetik enerji ve iç enerji 1.16, 1.17 ve 1.18'deki denklemlerde gösterilmiştir.

$$\Delta KE = \frac{1}{2} m(v_2^2 - v_1^2) \quad (1.16)$$

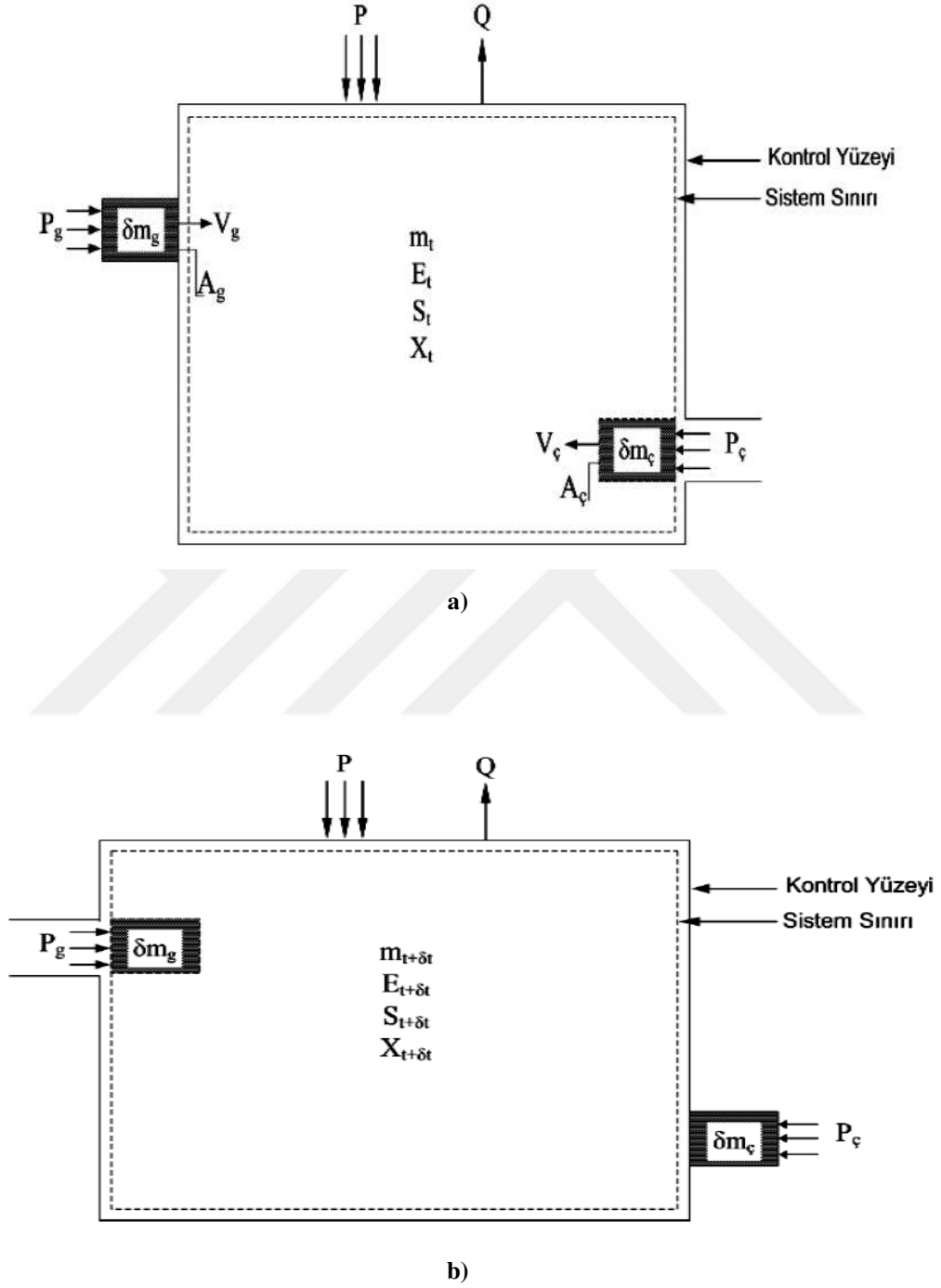
$$\Delta PE = mg(z_2 - z_1) \quad (1.17)$$

$$\Delta U = m(u_2 - u_1) \quad (1.18)$$

b) Kontrol Hacimleri İçin Termodinamiğin Birinci Kanunu

Açık sistemin enerji analizinde, açık sistem (kontrol hacmi) içinde hareket eden sistem (kapalı sistem) varsayımı kullanılmıştır. Isı ve kütle geçişlerinin dikkate alındığı kontrol hacmi Şekil 1.2' de şematik olarak gösterilmiştir. Kontrol hacminin δt zaman aralığındaki değişiminin göz önüne alındığı şekilde, kontrol hacmine A_g kesitli alandan δm_g miktarında giren kütle, kontrol hacmini A_c kesitli alandan δm_c miktarında terk etmektedir. İşlem süresince sistem tarafından yapılan toplam iş δW ile gösterilmiştir. Kontrol hacmi sınırlarından geçen mil işi, elektrik işi, manyetik iş gibi diğer iş türleri δW_{KH} ile

simgelenmiştir. Ayrıca, δt süresince sistem sınırlarından geçen ısı δQ ile gösterilmiştir [42].



Şekil 1.2. Kontrol hacmi için Termodinamiğin I. kanununun şematik olarak gösterimi
a) t anında sistem ve kontrol hacmi **b)** $t + \delta t$ anında sistem ve kontrol hacmi [42].

Sistemin ilk ve son hallerindeki enerji miktarları sırasıyla E_1 ve E_2 ile gösterilmektedir ve 1.19 ve 1.20'deki denklemlerde gösterilmiştir.

$$E_1 = E_t + e_g \delta m_g \quad (1.19)$$

$$E_2 = E_t + e_c \delta m_c \quad (1.20)$$

Sistemin ilk ve son halleri arasındaki enerji değişimi ise 1.21'deki denklemde gösterildiği gibidir.

$$E_2 - E_1 = (E_{t+\delta t} - E_t) + (e_c \delta m_c - e_g \delta m_g) \quad (1.21)$$

Denklemdeki $(e_c \delta m_c - e_g \delta m_g)$, δt süresince kontrol yüzeyinde δm_c ve δm_g kütle geçişi sonucu olan net enerji akışını temsil etmektedir.

Kontrol hacmine giren δm_g kütlelerinin yaptığı işin $P_g V_g \delta m_g$, kontrol hacminden çıkan δm_c kütlelerinin yaptığı işin ise $P_c V_c \delta m_c$ olduğu varsayılmıştır. Bu terimler akış işi olarak adlandırılmıştır.

Böylece δt süresince sistem tarafından yapılan toplam iş denklem 1.22'de gösterilmiştir:

$$\delta W = \delta W_{KH} + (P_c V_c \delta m_c - P_g V_g \delta m_g) \quad (1.22)$$

1.21 ve 1.22'te gösterilen denklemin δt 'ye bölünmesi ve 1.12'deki denklemin yerine yazılması sonucunda 1.24'teki denklem düzenlenirse,

$$\frac{\delta Q}{\delta t} + \frac{\delta m_g}{\delta t} (e_g + P_g v_g) = \frac{E_{t+\delta t}}{\delta t} (e_c + P_c v_c) + \frac{\delta W_{KH}}{\delta t} \quad (1.23)$$

1.23'te gösterilen denklem Termodinamiğin Birinci Kanunu, sistem için zamana bağlı (anlık) olarak ifade edilir.

Kontrol yüzeyinden geçen kütle akışı Termodinamik bir özellik olan entalpiyi gerekli kılmaktadır.

$$H = u + Pv \quad (1.24)$$

Bu durumda denklem yeniden düzenlenirse akışkanın taşıdığı enerji ve yaptığı toplam iş 1.25 ve 1.26'daki denklem bulunur.

$$e + Pv = Pv + \frac{v^2}{2} + gZ = h + \frac{v^2}{2} + gZ \quad (1.25)$$

$$\frac{\delta Q_{KH}}{\delta t} + \frac{\delta m_g}{\delta t} \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gZ_g \right) = \left(\frac{E_{t+\delta t} - E_t}{\delta t} \right) + \frac{\delta m_c}{\delta t} \left(h_c + \frac{v_c^2}{2} + gZ_c \right) + \frac{\delta W_{KH}}{\delta t} \quad (1.26)$$

Sistem için Termodinamiğin I. kanununu ifade eden genel denklem 1.27’de gösterilen denklem ile ifade edilir.

$$Q_{KH} + \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gZ_g \right) = \frac{dE_{KH}}{dt} + \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{v_c^2}{2} + gZ_c \right) + \dot{W}_{KH} \quad (1.27)$$

Sürekli akışlı sürekli açık sistem için yapılan kabuller aşağıda sıralanmıştır;

- 1) Sabit hacimli sistemler hareketsizdir,
- 2) Sabit hacmindeki kütlenin özellikleri her noktada eşittir ve zamanla değişmemektedir,
- 3) Kontrol yüzeyinden geçen kütlenin debisi, ısı ve iş zamanla değişmemektedir.

Denklem, SASA olarak göz önüne alınır ve kinetik, potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilirse;

$$\frac{dm_{KH}}{dt} = 0, \frac{dE_{KH}}{dt} = 0 \quad (1.28)$$

Süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_c \quad (1.29)$$

olarak elde edilir.

SASA modeli için denklem 1.27 ve 1.29 kullanıldığında Termodinamiğin Birinci Kanunu 1.30’daki denklem elde edilir.

$$Q_{KH} + \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gZ_g \right) = \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{v_c^2}{2} + gZ_c \right) + \dot{W}_{KH} \quad (1.30)$$

1.2.1.3. Entropi Dengesi

Termodinamiğin ikinci yasası entropi adı verilen özelliğin tanımlanması zorunlu kılmalıdır. Entropi moleküler düzensizlik veya moleküler rasgelelilik olarak görülebilir [41].

Kontrol hacimleri için entropi dengesi denklemleri, bir karşılıklı entropi değişim mekanizması daha içermesi bakımından kapalı sistemlerdekinden farklıdır, bu mekanizma sınırlar boyunca kütle akışıdır. Kütle, enerji yanında entropiye sahiptir ve bu iki derin özelliğin miktarları kütle miktarı ile orantılıdır [41].

Isı geçişinin pozitif yönü sisteme doğru olarak alındığında, kontrol hacimleri için genel entropi dengesi denklem 1.31’de gösterildiği gibi yazılabilir.

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g S_g - \sum \dot{m}_\varphi S_\varphi + \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \dot{S}_{\ddot{u}} \quad (1.31)$$

$\sum \dot{Q}_k / T_k$ ’nin büyüklüğü, ısı geçişinin eşlik ettiği geçişi temsil eder ve entropi geçişinin yönü, mutlak sıcaklık T her zaman pozitif bir büyüklük olduğundan dolayı ısı transferinin yönü ile aynıdır.

T sıcaklığının sabit olmadığı durumlarda, bir hal değişimine ait entropi geçişi, integral ile(ya da uygunsu toplama ile) verildiği gibi denklem 1.32’te belirlenmiştir.

$$\dot{S}_{IS1} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} = \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (1.32)$$

a) Termodinamiğin İkinci Kanunu

Termodinamiğin Birinci Kanunu veya enerji korunumu kanunu kapalı ve açık sistemlerle ilgili hal değişimlerini birçok kez vurgulandığı gibi enerji korunan bir özelliktir ve Termodinamiğin Birinci Kanununa uymayan hal değişimlerine bugüne kadar rastlanmamıştır. Bu nedenle bir hal değişiminin gerçekleşebilmesi için Termodinamiğin Birinci Kanunun sağlanması gerektiği söylenebilir. Ancak Termodinamiğin Birinci Kanunun sağlanması hal değişiminin gerçekleşmesi için yeterli değildir. Hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşirken, tersi yönde gerçekleşmemektedir. Termodinamiğin Birinci Kanunu hal değişiminin yönü üzerine herhangi bir kısıtlama koymamaktadır. Fakat diğer taraftan Termodinamiğin Birinci Kanunun sağlanması, hal değişiminin mutlak sağlanması anlamına da gelmemektedir. Hal değişiminin gerçekleşip gerçekleşmeyeceğinin belirlenmesi konusunda Termodinamiğin Birinci Kanunun bu yetersizliği, bir başka genel kanunla, Termodinamiğin İkinci Kanunu ile sağlanmaktadır [41].

Bir sistem için Termodinamiğin İkinci Kanunu denklem 1.33’te gösterildiği gibi yazılmaktadır.

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta S_{\ddot{u}} \quad (1.33)$$

Termodinamiğin İkinci Kanunu birim zamana göre yazılırsa 1.34'te gösterildiği denklem elde edilir,

$$\frac{S_2 - S_1}{\delta t} = \frac{1}{\delta t} \left(\frac{\delta Q}{T} \right) + \frac{1}{\delta t} \delta S_{\text{ü}} \quad (1.34)$$

Kontrol hacimleri birim zamanda δt zaman aralığında değişiminin göz önüne alındığı Şekil 1.2'de gösterildiği gibi kontrol hacmi sistemine A_g kesitli alandan δm_g miktarında giren kütle, kontrol hacmi sisteminde $A_{\text{ç}}$ kesitli alandan $\delta m_{\text{ç}}$ miktarında kütle çıkmaktadır. Kontrol hacmi sistemi boyunca yapılan iş ve sistem sınırlarından olan ısı geçişi sırasıyla δW ve δQ ile gösterilmiştir. Kontrol hacmi sistemine giren ve çıkan hallerindeki entropi miktarı sırasıyla S_g ve $S_{\text{ç}}$ ile gösterilmektedir ve denklem 1.35 ve 1.36'da gösterildiği gibi yazılmaktadır.

$$S_g = S_t + s_g \delta m_g \quad (1.35)$$

$$S_{\text{ç}} = S_t + s_g \delta m_g \quad (1.36)$$

Kontrol hacmi sistemine giren ve çıkan son hallerdeki entropi farkı alındığı zaman denklem 1.37'de gösterildiği gibi yazılmaktadır;

$$S_{\text{ç}} - S_g = (S_{t+\delta t} - S_t) + (s_{\text{ç}} \delta m_{\text{ç}} - s_g \delta m_g) \quad (1.37)$$

1.37'deki denklem $(s_{\text{ç}} \delta m_{\text{ç}} - s_g \delta m_g)$, δt birim zaman süresince kontrol yüzeyinden geçen $\delta m_{\text{ç}}$ ve δm_g kütle geçişi sonucu olan net entropi akışını temsil etmektedir.

$$\frac{1}{\delta t} \left(\frac{\delta Q}{T} \right) = \frac{1}{\delta t} \sum_{KH} \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{KH} \quad (1.38)$$

$$\frac{1}{\delta t} (\delta S_{\text{ü}}) = \frac{1}{\delta t} \sum_{KH} (\delta Q_{\text{ü}})_{KH} \quad (1.39)$$

1.36, 1.37 ve 1.38'de gösterilen denklemler 1.39'daki denklemin yerine yazılırsa 1.40'daki denklem elde edilir.

$$\left(\frac{S_{t+\delta t}}{\delta t} \right) + \frac{s_{\text{ç}} \delta m_g}{\delta t} - \frac{s_g \delta m_g}{\delta t} = \frac{1}{\delta t} \sum \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{KH} + \frac{1}{\delta t} \sum_{KH} (\delta S_{\text{ü}})_{KH} \quad (1.40)$$

Anlık denklem yazılırsa;

$$\frac{dS_{KH}}{dt} + \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi = \sum_{KH} \left(\frac{\dot{Q}_{KH}}{T} \right)_{KH} + \sum_{KH} (\dot{S}_u)_{KH} \quad (1.41)$$

1.41'deki denklem elde edilir [42].

1.2.1.4. Ekserji

Ekserji terimi 1940'larda Amerika Birleşik Devletleri'nde, M.I.T Mühendislik Okulu tarafında bilinir duruma getirilmiştir. Kelime, Yunanca'da ex (dış) ve ergon kelimelerinden (kuvvet ve iş) türetilmiştir. Denk terim olarak ekserji 1950'lerde de Avrupa'da kabul edilmiştir. Enerjinin bir halinden tamamen başka bir haline dönüşen bölümüne ekserji denir.

Ekserji analizlerinde ilk hal belirlidir ve bu nedenle değişken değildir. Bir sistem belirli bir başlangıç hali ve son hal arasında bir hal değişimi geçirdiğinde, üretilebilen yararlı işin en fazla miktarı (veya sağlanması gereken en az iş) tersinir halde gerçekleşir. Bu sebeple iş potansiyeli ortaya çıkarken tersinmezlikler ihmal edilebilir.

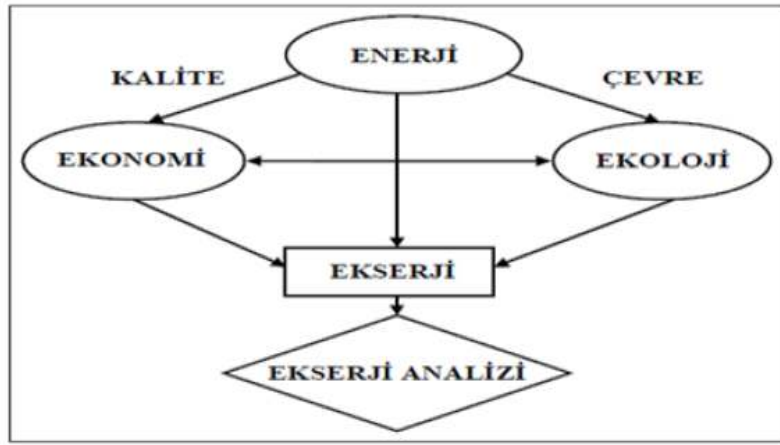
Bir sistemin ölü halde olması demek, çevresi ile Termodinamik dengede bulunması anlamına gelir. Ölü haldeki bir sistem, çevresinin sıcaklığı ve basıncındadır (çevresi ile ısı ve mekanik dengededir), çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir (hızı ve bir referans noktasına göre yüksekliği sıfırdır) ve çevresi ile tepkimeye girmez (kimyasal olarak korunmuştur). Sistem ve çevresi arasında dengelenmemiş manyetik, elektrik ve yüzeysel gerilme etkileri yoktur.

Bir sistemin, hal değişimi sonunda ölü hal kavramı, son haldeki sistem sıcaklığı, içinde bulunduğu çevrenin sıcaklığından büyük (ya da küçük) ise her zaman, bu iki sıcaklık düzeyi arasında bir ısı makinası çalıştırarak ek iş üretebiliriz. Eğer son basınç, çevrenin basıncından büyük (ya da küçük) ise, sistem basıncının çevre basıncına genişlemesine izin vererek yine iş elde edebiliriz. Eğer sistemin son hızı sıfır değilse, bu fazla kinetik enerji bir türbin yardımı ile yakalayabiliriz ve onu dönen mil işine veya benzer işlere çevirebiliriz. Başlangıçta ölü halde olan bir sistemden hiç iş üretilmez. Dünyayı saran atmosfer, çok büyük miktarda enerji içerir. Bununla birlikte, atmosfer ölü haldedir ve içerdiği enerji iş potansiyeline sahip değildir [41].

Belirli bir haldeki sistemin ekserjisinin, sistemin özellikleri kadar çevrenin (ölü hal) koşullarına bağlı olduğunda dikkat edilmelidir. Bu yüzden, ekserji sadece sistemin değil,

Şekil 1.3’de gösterildiği sistem-çevre birleşiminin bir özeliğidir. Çevreyi değiştirmek, ekserjiyi artırmanın diğer bir yoludur [42].

Dünyadaki tuzlu suyun çok büyük bir iç enerji ve entalpiye sahip olmasına rağmen, yer yüzeyindeki atmosfer ile dengede olması sebebi ile enerjisi yoktur ve ekserjisi sıfırdır. Çevre sıcaklığından çok düşük veya çevre sıcaklığından daha yüksek sıcaklığa sahip olan maddeler belirli bir enerjiye sahiptir. Bu nedenle ekserji miktarları sıfırdan farklıdır. Benzer nedenle yer yüzeyindeki atmosfer basıncından daha düşük veya yer yüzeyindeki atmosfer basıncından daha yüksek basınca sahip olan gazlarda belirli bir ekserji miktarları vardır [43].



Şekil 1.3. Enerji-Ekonomi-Ekoloji ilişkisinin ekserji analizi açısından değerlendirilmesi [43].

Termal sistemler; petrol, doğalgaz ve kömür gibi kaynakların yanmasından direk ya da indirekt üretilen ekserji girişleri ile beslenir. Ekserjinin kayıpları ve önlenemez tahripleri bu kaynakların (petrol, doğal gaz ve kömür) atık olarak ortaya çıkan kısımlarını temsil eder. Bunun gibi kaynakların verimsizliklerini azaltmak için bazı yollar bulunarak, yakıtlar daha verimli şekilde kullanılabilirler. Bir hal değişimi sırasında sistemin ekserji değişimi, sistemin sınırlarından olan net ekserji geçişi ile tersinmezliklerin sonucu olarak sistemin sınırları içerisindeki ekserji yok oluşu arasındaki fark olarak belirtilir. Ekserji dengesi, enerji atıklarının verimli bir şekilde kullanılması için önemli bir rol oynar.

Termodinamiğin İkinci Kanununun doğrultusunda mühendislik çalışma performansının belirlenmesi için; ekserjinin var oluşu; tersinir (ideal) iş, tersinmezlik (gerçek) iş ve İkinci Kanun veriminin tanımlanmaları ile bir çalışmaya başlanabilir. Buna göre "kullanılabilirlik", verilen bir sistemdeki enerjinin ne kadar faydalı bir işe çevirmiş oluruz. Tersinir iş ise bir sistemin başlangıç hali ile sistemin son hal değişimi arasındaki hal

değişimi olduğunda, üretilen en fazla faydalı iş olarak tanımlanır. Tersinmezlik ise harcanmış iş potansiyeli veya iş yaymak için kaybedilmiş iş potansiyeli, tersinmezliklerin sonucu olarak meydana gelir. Yukarıdaki tanımlar ışığında İkinci Kanun verimi tanımlandıktan sonra bu kavramlar kapalı sistemlere ve kontrol hacimlerine uygulanmıştır.

Bir enerji kaynağı için önemli olan şey, kaynağın iş potansiyelidir. Yani, kaynaktan faydalı iş üretebildiğimiz ve jeneratörü çalıştırabildiğimiz enerji miktarıdır. Enerjinin işe dönüştürmede kullanılmayan kısmı da sonunda atık enerji şeklinde atılacaktır.

Belirli durumdaki bir sistemin içerdiği enerjinin iş potansiyeli, basit olarak bir sistemden kazanılan maksimum yararlı iştir. Bir süreç sırasında yapılan iş, sistemin başlangıç durumunun, sistemin son durumunun ve süreç yolunun bir fonksiyonudur.

Çevresi ile dengede olan bir sistemin ölü durumda olduğu söylenir. Ölü durumdaki bir sistem, çevresinin basınç ve sıcaklığındadır (yani çevresi ile termal ve mekanik denge halindedir). Başlangıçla ölü durumda olan bir sistemden iş üretilemez. Dünyanın etrafını saran atmosfer çok büyük bir miktarda enerji içeriğine sahip olmasına rağmen ölü durumda olduğundan içerdiği bu enerji, iş potansiyeline sahip değildir. Başka bir ifade ile çok miktarda enerji içeren atmosferin kullanılabilirliği sıfırdır. Ekserji tanımında temsil edilen çevre ve denge terimleri, bazı açıklamaları gerektirir. Bunlar, sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış dengedir.

"Sınırlandırılmış denge durumu" sistemin çevre ile termal ve mekanik denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu koşullar altında sistemin basınç ve sıcaklığı sırasıyla çevrenin basınç ve sıcaklığı olan T_0 ve P_0 'dır. Sınırlandırılmış denge durumunda, sistemin çevre ile kimyasal etkileşim ve karışımını engellemek için fiziksel bir sınırla sistem çevreden ayrı tutulur. Bu nedenle çevrenin kompozisyonu dikkate alınmaz ancak çevrenin durumu uygun ise sistem çevre sıcaklığı ve basıncı ile belirlenir.

Bundan dolayı, sınırlandırılmış denge durumunda çevre, ekserjisi sıfır olduğundan sıfır kalitedeki termal enerjiye sahip sonsuz büyüklükteki bir rezervuar olarak göz önüne alınabilir.

"Sınırlandırılmamış denge durumu" ele alınan sistemin çevre ile termal, mekanik ve kimyasal denge halinde olduğu zamanki durumudur. Bu şartlar altında sistem, çevre içinde serbest olarak mevcut olan Termodinamik durumlar içinde çevrenin yaygın yapılarının tamamını içermelidir. Bu amaç için, çevre birbirleri ile Termodinamik denge içinde bulunan düşük Gibbs fonksiyonuna sahip maddelerden oluşur. Bu durum, çevrenin çeşitli kısımlarının etkileşiminden iş elde edilemez olduğunu söyler. Sınırlandırılmamış denge

durumunu ele aldığımız zaman, çevre sıfır kaliteli termal enerji ve sıfır kaliteli maddelerden oluşan bir rezervuar olarak düşünülebilir.

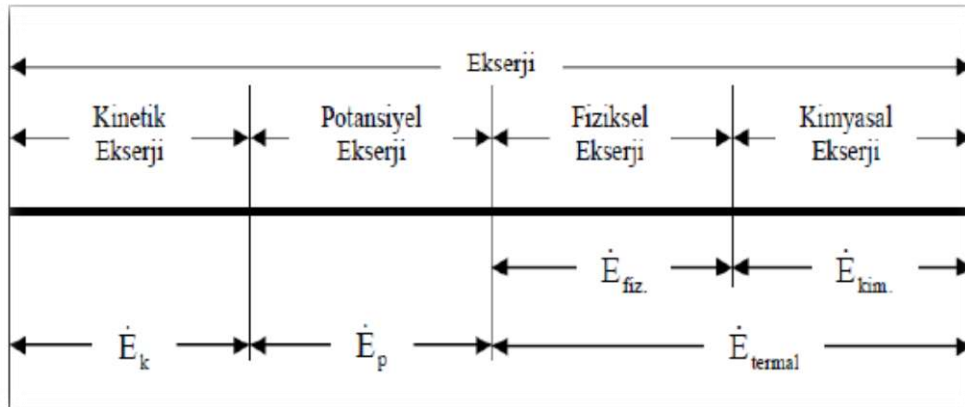
Bilindiği gibi gerçek çevre, jeotermal enerji formundaki yüksek kaliteli termal enerji ve fosil yakıtlar şeklindeki yüksek kaliteli maddelerden oluşan paketlerden meydana gelir. Bundan dolayı, bunlar yüksek kaliteli termal enerji ve yüksek kaliteli maddeler şeklindeki ayrı rezervuarlar olarak kabul edilmelidir.

Bu açıklamalar doğrultusunda şu sonucu çıkarabiliriz: Başlangıç durumundan çevre durumuna (ölü duruma) getirilirken sistem mümkün olan maksimum işi dağıtacaktır. Bu da belli bir durumdaki sistemin faydalı iş potansiyelini temsil eden kullanılabilirliği.

Kullanılabilirlik, sadece iş alış-verişinin sonucu olarak bir tersinir sistemin kullanılabilir enerjisindeki net azalma miktarı şeklinde tanımlandığından işin kullanılabilirliği, işin kendisine eşit olup atmosfer yönünde hareket etmek için daha küçüktür.

a) Ekserjinin Bileşenleri

Bir sistemin basıncının, sıcaklığının, kompozisyonunun, hızının ve yüksekliğinin biri ya da bir kaçı çevreninkinden farklı olduğunda iş üretme olanağı mevcut olur. Sistem, çevre durumuna doğru hâl değiştirirken iş yapma olanağı azalır, dengeye ulaştığında da bu olanak durmaktadır. Akış halindeki bulunan bir maddenin, nükleer, manyetizma ve elektrik etkileri ile yüzey geriliminin ihmal edildiği durumda E_x ile gösterilen ekserji başlıca dört gruba ayrılabilir. Bunlar; potansiyel ekserji, kinetik ekserji, fiziksel ekserji ve kimyasal ekserjidir. Ekserjinin bileşenleri Şekil 1.4’ deki gibi gösterilebilir [44].



Şekil 1.4. Sistem Sınırından girip çıkan akış halindeki bir maddenin ekserji bileşenler [44].

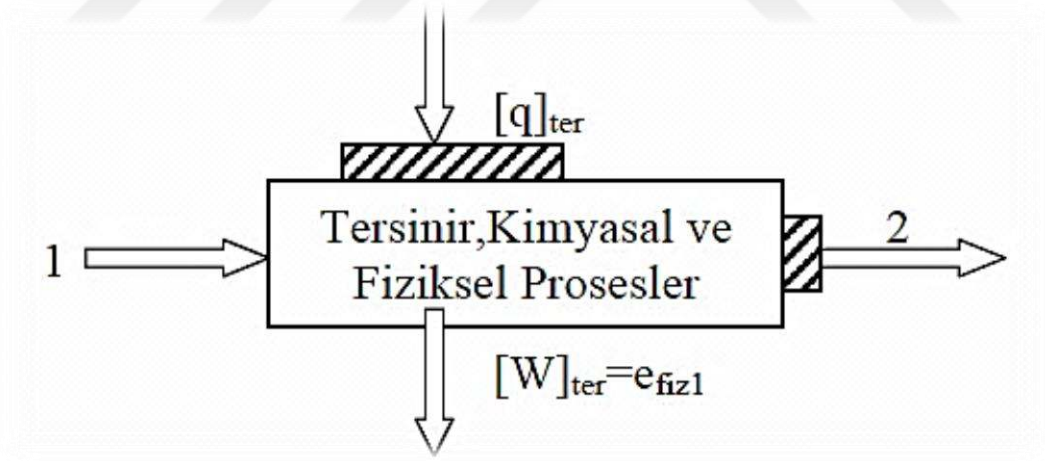
I. Kinetik Ekserji: Bir madde akışının kinetik enerjisi, düzenli bir enerji formudur ve bundan dolayı da tamamen işe dönüştürülebilir. Kinetik enerji değeri çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa kinetik ekserji değerine eşit olur. Buna göre kinetik ekserji 1.42'deki denklem ile bulunur.

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2}mv^2 \quad (1.42)$$

II. Potansiyel Ekserji: Akış halindeki maddelerin potansiyel enerjisi düzenli bir enerji formu olduğundan tamamen işe dönüştürülebilir. Potansiyel enerji değeri çevresel referans düzeyine göre hesaplanırsa potansiyel ekserji değerine eşit olur. Buna göre potansiyel ekserji 1.43'deki denklem ile bulunur.

$$E_{\text{pot}} = mgh \quad (1.43)$$

III. Fiziksel Ekserji: Şekil 1.5'te gösterildiği gibi akış halindeki bir madde çevre ile sadece termal etkileşim içeren tersinir fiziksel süreçler ile başlangıç şartlarından, (P_0, T_0) ile belirli çevre şartlarına getirildiği zaman, elde edilen maksimum iş miktarına eşittir [45].



Şekil 1.5. Kararlı akış halindeki bir maddenin fiziksel ekserji tayininde kullanılan tersinir modül [45].

Maddenin özgül fiziksel ekserjisi 1.44'deki denklem ile bulunur.

$$E_{\text{fiz}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1.44)$$

IV. Kimyasal Ekserji: Ele alınan maddenin sadece çevre ile madde alış-verişi ve ısı transferi içeren süreçler ile çevresel durumdan ölü duruma getirildiği zaman elde edilebilir

maksimum iş miktarına “kimyasal ekserji ” denir. Kimyasal ekserji 1.45’deki denklem ile bulunur.

$$E_{xkim} = U_0 + P_0 V_0 - T_0 S_0 - \sum \mu_i n_i \quad (1.45)$$

U_0 , V_0 ve S_0 sınırlandırılmış ölü durumdaki sistemin iç enerji, hacim ve entropisini, n_i , μ_i ve i° ise sırasıyla ölü durumdaki i maddesinin mol sayısını ve kimyasal potansiyelini göstermektedir.

V. Bir Akışkanın Akış Ekserjisi: Bir akışkanın akış(veya akım) ekserjisi ile ψ gösterilir.

$$\psi = (h - h_0) + T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (1.46)$$

Bir maddenin hal değişimi sırasında (birinci halinden ikinci haline) sistemin ekserji değişimi 1.46 ve 1.47’deki denklem ile bulunur.

$$\Delta\psi = (h_2 - h_1) - T_0(S_2 - S_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (1.47)$$

VI. Isıl Ekserji : Isıl ekserjisi 1.48’deki denklem ile bulunur.

$$E_{x_{isıl}} = E_{x_{fiz}} + E_{x_{kim}} \quad (1.48)$$

VII. İş Ekserjisi: Ekserji, maksimum iş potansiyeli olduğundan, bütün süreçlerdeki iş ekserjiye eşittir olup 1.49’deki denklem ile bulunur.

$$E_{x_W} = W \quad (1.49)$$

1.2.1.5. Termodinamik Sistemlerde Ekserji Analizi

a) Kapalı Sistemler

Kapalı sistemler için Termodinamiğin Birinci Kanunu ve Termodinamiğin İkinci Kanunu denklem 1.50 ve 1.51’deki gibi yazılabilir:

$$U_2 - U_1 = Q - W \quad (1.50)$$

$$\Delta S_{\text{üret}} = \Delta S_{\text{Top}} = \Delta S_{\text{sis}} + \Delta S_{\text{çev}} = (S_2 - S_1)_{\text{sis}} + \frac{Q_{\text{çev}}}{T_{\text{çev}}} \quad (1.51)$$

Denklemden U iç enerji, Q ısı enerjisi, $W = W_g$ gerçek mekanik iş, S entropi, T sıcaklık ve $S_{\dot{u}} = \Delta S_{TOP}$ durum değişimi sırasında üretilen toplam entropi değişimini göstermektedir. $Q_{\dot{c}ev} = -Q$ ve $T_{\dot{c}ev} = T_0$ terimleri yerine koyularak 1.51’de gösterilen denklem elde edilen Q bağıntısı 1.49’daki gösterilen denklemin yerine yazıldığında durum değişimi süresince transfer edilen gerçek iş değeri 1.52’taki denklem ile bulunur.

$$W_y = W_g = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2)_{sis} - T_0\Delta S_{TOP} \quad (1.52)$$

Sistemin yararlı işi ile gerçek işi arasındaki fark 1.53’teki denklem elde edilir:

$$W_y = W_g - W_{\dot{c}evre} = W_g - P_0(V_2 - V_1) \quad (1.53)$$

Denklem 1.53’te gösterilen ifadeleri ayrıntılı yazılır ise 1.54’te gösterilen yararlı iş denklemini bulunur:

$$W_y = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2)_{sis} - T_0\Delta S_{TOP} + P_0(V_1 - V_2) \quad (1.54)$$

Denklem 1.54’te gösterilen V_2 ve V_1 son ve ilk durumdaki hacim değerlerini P_0 ise çevre basıncını göstermektedir. Durum değişimi tersinir olarak gerçekleştiğinde entropi üretimi olmaz ve bu nedenle $\Delta S_{TOP} = 0$ olur. Bu durum değişimi sırasında yapılan yararlı iş, sistemden elde edilebilecek maksimum işi (iş tüketimi sırasında ise minimum işi) yani tersinir iş yani 1.55’taki denklem elde edilir:

$$W_{max} = W_{tr} = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2)_{sis} - T_0\Delta S_{TOP} + P_0(V_1 - V_2) \quad (1.55)$$

Denklem 1.55’de gösterilen T_0 ölü sıcaklığı ve P_0 ölü basınçta bulunan sistemlerin çevresiyle ısı alış verişinde olan kapalı sistemlerin birinci ve ikinci halleri arasında en çok yararlı işi vermektedir. Kapalı bir sistemlerde hal değişimlerinde bulunan, elde edilebilecek en yüksek faydalı işi ifade eden kapalı sistem kullanılabilirliği denklemde birinci halini veren hal ile ikinci halini veren sistemin ölü hal ile değiştirilerek 1.56 ve 1.57’deki gösterilen denklemler elde edilir:

$$\emptyset = E - E_0 = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + P_0(V - V_0) \quad (1.56)$$

$$\emptyset_1 - \emptyset_2 = E_1 - E_0 = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + P_0(V_1 - V_2) \quad (1.57)$$

tersinir iş için,

$$W_{tr} = \phi_1 - \phi_2 \quad (1.58)$$

Yararlı iş için ise,

$$W_y = W_{tr} - I = (\phi_1 - \phi_2) - T_0 \Delta S_{Top} \quad (1.59)$$

Yararlı iş için 1.59'daki denklem kullanılabilir. 1.59'daki denklem bir sistemde tersinmezlikten dolayı kaybolan toplam iş değerini göstermektedir.

b) Sürekli Akışlı Açık Sistemler

Sürekli akışlı açık sistemler için Termodinamik Birinci Kanunu ve Termodinamiğin İkinci Kanunu denklem 1.60 ve 1.61'de gösterildiği gibidir;

$$Q - W = \sum m_{\dot{c}} \left(h_{\dot{c}} + \frac{V_{\dot{c}}^2}{2} + gZ_{\dot{c}} \right) - \sum m_{\dot{g}} \left(h_{\dot{g}} + \frac{V_{\dot{g}}^2}{2} + gZ_{\dot{g}} \right) \quad (1.60)$$

$$S_{\dot{u}} = \Delta S_{Top} = \sum m_{\dot{c}} s_{\dot{c}} - \sum m_{\dot{g}} s_{\dot{g}} + \frac{Q_{\dot{c}ev}}{T_0} \quad (1.61)$$

Kapalı sistemler için izlenen yol takip edildiğinde durum değişimi süresince transfer edilen gerçek iş değeri 1.62, 1.63 ve 1.64'teki denklemler ile gösterildiği gibidir.

$$W_g = \sum m_g (e_g - T_0 s_g) - \sum m_c (e_c - T_0 s_c) - T_0 \Delta S_{Top} \quad (1.62)$$

$$e_c = \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gZ_c \right) \quad (1.63)$$

$$e_g = \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gZ_g \right) \quad (1.64)$$

Açık sistemlerde sistem sınırları sabit olup çevreye karşı herhangi bir genişleme işi söz konusu değildir. Bu nedenle,

$$W_y = W_g \quad (1.65)$$

1.64'te denklem geçerlidir. Tersinir iş için $\Delta S_{Top} = 0$ olduğundan,

$$W_{max} = W_{tr} = \sum m_g (e_g - T_0 s_g) - \sum m_c (e_c - T_0 s_c) \quad (1.66)$$

1.66'da gösterilen denklem elde edilir. 1.66'da gösterilen denklemin giriş hali verilen hal olarak, çıkış hali ise ölü hal olarak alındığında, açık sistemden elde edilecek en çok yararlı iş, yani kullanılabilirlik;

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (1.67)$$

1.67'daki denklem elde edilir.

Akış kullanılabilirliği için tanımlanan bu denklemde $V_0 = 0$ ve $z_0 = 0$ kabulü geçerli olmaktadır. Bu durumda tersinir iş denklemi akış kullanılabilirliğinin fonksiyonu olarak,

$$W_{tr} = \sum m_g \psi_g - \sum m_c \psi_c \quad (1.68)$$

1.68'daki denklem elde edilir. Tek giriş-çıkış olan sistemlerde tersinir iş ifadesi,

$$W_{tr} = m(\psi_g - \psi_c) = m \left[(h_g - h_c) - T_0(s_g - s_c) + \frac{(v_g^2 - v_c^2)}{2} + g(z_g - z_c) \right] \quad (1.69)$$

1.69'daki denklem elde edilir. Yararlı iş ise,

$$W_y = W_{tr} - I = (\psi_g - \psi_c) - T_0 \Delta S_{Top} \quad (1.70)$$

1.69'da gösterilen denklem ile hesaplanabilir. 1.69'da gösterilen denklemin m_g giriş bölümündeki kütleli debi, m_c çıkış bölümündeki kütleli debi, ψ_g giriş bölümündeki kullanılabilirlik değeri, ψ_c çıkış ise bölümündeki kullanılabilirlik değerini göstermektedir.

c) Termodinamiğin İkinci Kanun Verimi (Ekserji Verimi)

Termodinamiğin Birinci Kanun verimi, olabilecek en iyi değeri vermediğinde, bazen yanlış değerlendirmeler olabilir. Bu yanlışlığı gidermek için, Termodinamiğin İkinci Kanun verimine (η_{II}) gerek duyulmuştur. Termodinamiğin İkinci Kanun verimini açıklamadaki sebep, tersinir (ideal) hal değişimlerine ne ölçüde yaklaşıldığını belirtmek olup en basit tanımı denklem 1.71'de gösterilen sistemde elde edilen kullanılabilirlik değerinin, sisteme sağlanan kullanılabilirlik değerine oranı olarak belirtilebilir.

$$\eta_{II} = \frac{E_{xçık.}}{E_{xgir.}} \quad (1.71)$$

$E_{xçık.}$ = Çıkış bölümündeki ekserji değeri

$E_{xgir.}$ = Giriş bölümündeki ekserji değeri

$$\eta_{II} = 1 - \left(\frac{E_{xkay.}}{E_{xgir.}} \right) \quad (1.72)$$

$E_{xkay.}$ = Yok edilen kullanılabilirlik

Isı makinalarında sağlanan faydalı enerji, makinaya kaynaktan verilen ısı'nın kullanılabilirliğindeki azalmasıdır. Bu da makinaya verilen ısı'nın kullanılabilirliği ile makinanın düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposuna verdiği ısı'nın kullanılabilirliği arasındaki farktır. Makinanın net işi, makinadan elde edilen veya geri kazanılan kullanılabilirliktir. Isı makinasının İkinci kanun verimi 1.73'deki denklem ile bulunur.

$$\eta_{II} = \frac{\eta}{\eta_{tr}} \quad (\text{Isı makinaları için}) \quad (1.73)$$

η =Gerçek Isıl verim

η_{tr} =Aynı koşulda en yüksek (tersinir) ısı verim

Termodinamiğin İkinci Kanun verimi, türbin, piston vb. iş yapan makinalar için de kullanılabilir. Bu sayede Termodinamiğin İkinci Kanun verimi, makinadan elde edilen yararlı işin elde edilebilecek en çok işe (tersinir) oranıdır ve ikinci kanun verimi 1.74'de denklem ile bulunur.

$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} \quad (\text{İş yapan makinalar için}) \quad (1.74)$$

Kompresörler, pompalar gibi iş gerektiren makinalar için İkinci Kanun verimi 1.75'deki denklem ile bulunur.

$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W_y} \quad (\text{İş gerektiren makinalar için}) \quad (1.75)$$

Birbiriyle karışmayan iki akışkan arasındaki bir ısı değiştirgeci tarafından, sağlanan faydalı enerji, sıcak akışın ekserjisini (kullanılabilirliğini) azalmasıdır. Elde edilen faydalı enerji veya geri kazanılan kullanılabilirlik ise soğuk akışın ekserjisini (kullanılabilirliğini) artırır. Elde edilen veya geri kazanılan kullanılabilirliği, soğutma makinası için soğuk ortamdan çekilen ısı'nın kullanılabilirliği olup soğutma makinaların ve ısı pompaların ekserji verimi 1.76'daki denklem ile bulunur.

$$\eta_{II} = \left[\frac{COP}{COP_{tr}} \right] \quad (\text{Soğutma makinaları ve ısı pompaları için}) \quad (1.76)$$

2. MATERYAL ve METOT

2.1. Çalışma Yapılan Gazlı İçecek Fabrikasının Tanıtımı

Bu çalışmada, bir gazlı içecek fabrikasının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Çalışmada buhar kazanı ve soğutma ünitesi bölümünde enerji ve ekserji kayıp değerleri hesaplanmıştır. Buhar kazanı ve soğutma bölümünde yapılan çalışmalar neticesinde enerji kayıplarının olduğu yerlerde alınacak tedbirler ve yapılacak işlemler belirlenmiştir. Gazlı içecek fabrikasında verimi azaltacak etkenler üzerinde yapılan çalışmalar uygulandığı takdirde, yakıt tüketimi, çevre kirliliği, enerji maliyetinin azaltılması ve üretim için harcanan bedelin azaltılması mümkün olacaktır. Bu çalışmaların sonucunda ekserji verimleri hesaplanmış ve enerjinin daha faydalı kullanılıp kullanılamayacağı araştırılmıştır. Çalışma yapılan Gazlı İçecek Fabrikasının dıştan görünümü Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Gazlı içecek fabrikasının dıştan görünümü

2.1.1. Gazlı İçecek Fabrikasının Üretim Aşaması

Elazığ fabrikasında üretilen gazlı içecek, özüt, gazlı karbondioksit, şeker ve sudan meydana gelmektedir. 04.12.2008 tarihinde 1. Pet Dolum Hattı ile üretime başlayan Elazığ fabrikası, Temmuz -2011 tarihinde kurulumu tamamlanarak üretime başlayan 2. Pet dolum

hattı ve Temmuz 2012 geri dönüşümlü cam hattı ile birlikte, içinde su tasfiye bölümü, kazan dairesi, soğutma ünitesi, jeneratör odası ve kompresör odasını yer aldığı yardımcı tesisler binası ile üretim sahası, ambar sahası, laboratuvarların, şurup hane bölümünün ve idari bölümün yer aldığı üretim binasından oluşmaktadır. Elazığ fabrikası sahip olduğu Blomax 18 ve Blomax 20 markalı Pet şişirme makinesi ile Pet Şişe ihtiyacını karşılamaktadır.

Elazığ Fabrikası'nda kullanılan özüt İrlanda'dan temin edilmekte, gaz ise karbondioksit gazıdır. Şeker Konya'dan (Samra Şeker Fabrikası'ndan) tanklar ile gelimektedir. Tanklar ile gelen şeker Şekil 2.2'de gösterildiği gibi toz veya sıvı şeklindedir.



Şekil 2.2. Şeker bölümü

Üretiminde kullanılan su yeraltı sularından sağlanmaktadır. Su çeşitli işlemlerden geçirilerek yapısında bulunan gözle görülmeyecek mikroorganizmalar, Ma, Ca, Fe, Ph .vb saf su ünite bölümünde ters ozmoz sistemi ile arıtmakta ve su üretim standartlarına getirilmektedir. Fabrikada bulunan ters ozmoz sistemi Şekil 2.3'te gösterilmiştir.

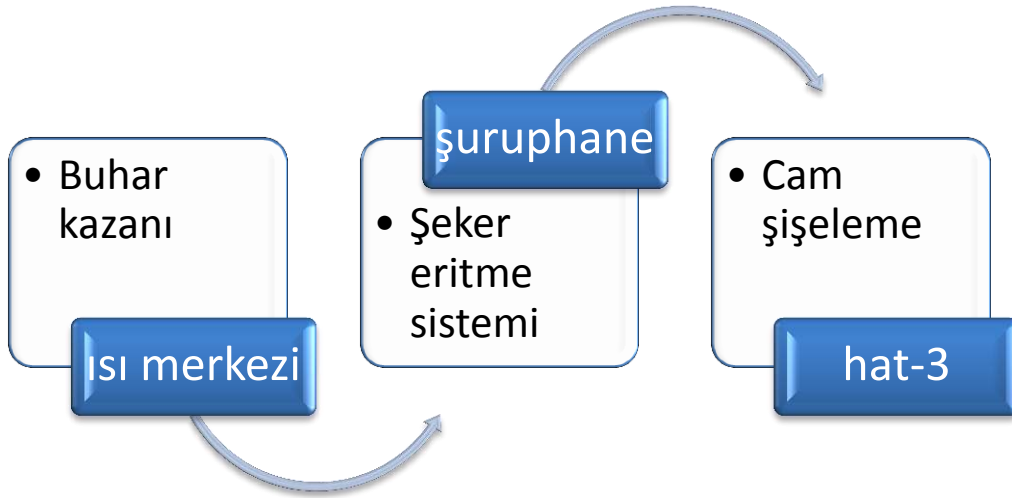


Şekil 2.3. Ters ozmoz sistemi

Üretim aşamasından gelen su direk olarak çevreye verilmektedir. Atık su direk olarak arıtma tesisatına gider. Arıtma tesisatında toplanan atık su on iki saat bekletilmektedir. Yani altı saat havalandırmaktadır ve altı saat ise dinlendirmektedir. On iki saat sonunda dibe çöken çamurlar preslenerek gübre haline getirip satılırken, geriye kalan suları da doğaya bırakmakta ya da fabrikadaki sulama işlerinde (bahçede) kullanmaktadır.

2.1.2. Pet Şişelerin Yapım Aşaması

Şekil 2.4’de gösterilen üretim akış şeması hat-3’de belirtilen cam şişeler satın alınmaktadır. Koliler Mersin’den gelmektedir. Pet şişeler ise ‘preform’ denilen deney tüpüne benzeyen ama cam olmayan maddelerden yapılmaktadır. Preformların ham maddesi ‘polietilen’dir.



Şekil 2.4. Gazlı içecek firmasının üretim akış şeması

Polietilen ise limon tuzu benzeri tanelerden meydana gelmiştir. Bu taneler eritilip kalıplara dökülünce deney tüpüne benzeyen preformlar üretilmektedir. Preformlar 150 °C'ye kadar ısıtılarak lastik gibi esneyebilir duruma gelmektedir. Isıtılan preformlar yüksek basınç sayesinde 500 ml, 1 litre, 1.5 litre ve 2.5 litre kalıplara konularak preformlar şişirmektedir. Pet şişe halini alan preformlar, rengi mat ya da herhangi bir yerinde hata olan pet şişeler ayrılıyorlar. Pet şişeler hava yardımı ile Şekil 2.5'te gösterildiği gibi raylı sistemler yardımı ile dolum aşamasına gönderilmektedir.



Şekil 2.5. Raylı sistemler

2.1.3. Dolum Aşaması

Pet şişeler dolum aşamasına geldikten sonra havalı bantlar vasıtasıyla Şekil 2.6’da gösterildiği gibi makinalar ile karışım sağlanan gazlı içecek pet şişelere dolum yapılmaya başlanmaktadır.



Şekil 2.6. Şurup karışım tankları



Şekil 2.7. Kapaklanan gazlı içecekler

Şekil 2.7’de gösterildiği gibi kapaklanmaya gönderilen gazlı içecekler havalı bantlardan giderken karışım oranı istenen standartlarda olmayan olan gazlı içecekler Şekil 2.8’de gösterildiği gibi havalı bantlardan atık toplama tanklarına göndermektedir. Atık toplama tanklarına gönderilen gazlı içecekler çevreye zarar vermeyecek şekilde yok ediliyor veya yok edilmek üzere ilgili kurumlara göndermektedir.



Şekil 2.8. Atık toplama tankı

Kapaklanması tamamlanan gazlı içecek son bir kontrolden geçtikten sonra son kullanma tarihi yazılması için etiketlenmeye gönderilmektedir. Etiketleme işleminden sonra şişeler ve petler kolileme aşamasına gelmektedir. Bir araya gelen koliler üst üste toplanarak streçlenerek üzerine barkod numarası yazılarak Şekil 2.9’da gösterildiği gibi gazlı içecekler stoklanma alanına göndermektedir. Stoklanma alanına gönderilen gazlı içecekler buradan satılmak üzere tüketicilere gönderilmektedir.

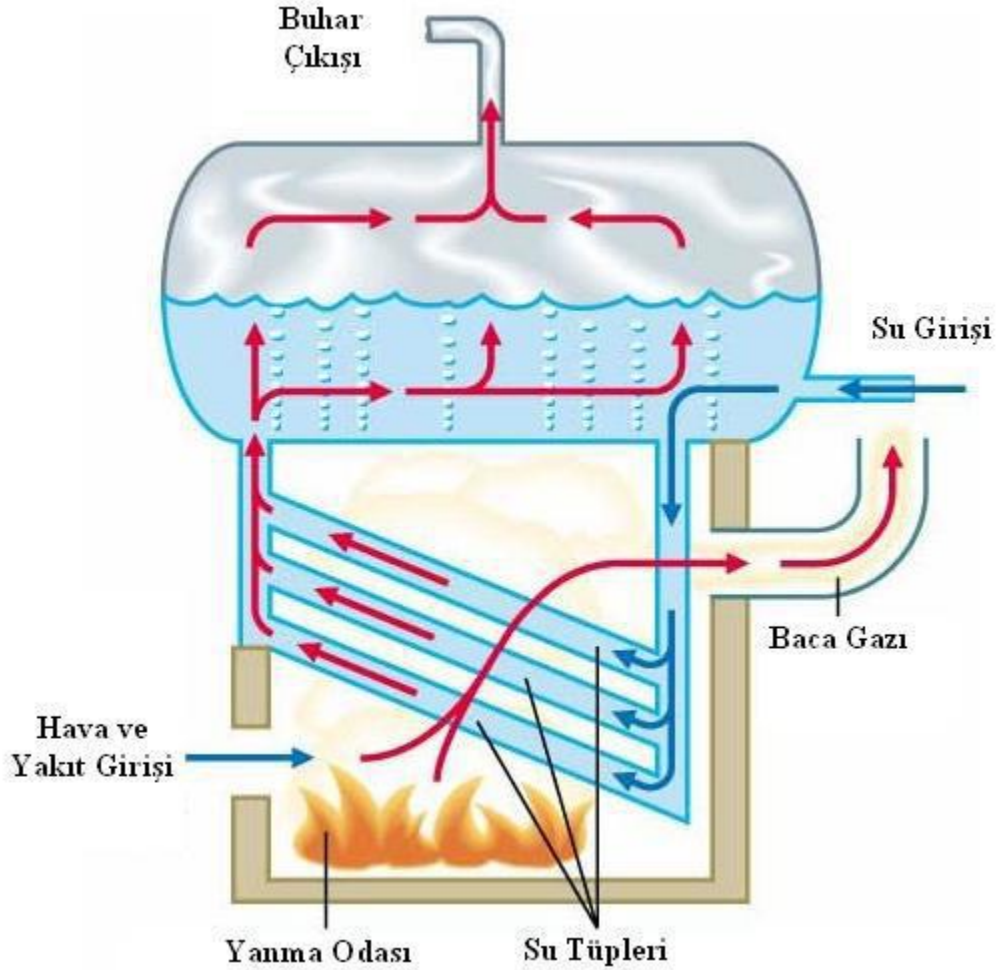


Şekil 2.9.Gazlı içeceğin stoklanma alanı

3. BULGULAR

3.1. Buhar Kazanının Enerji Analizi

Enerji analizi yapılacak buhar kazanı, Elazığ ilinde bulunan bir gazlı içecek firmasına ait olup buhar ihtiyacını karşılayan Selnikel Markalı buhar kazanı ve gaz yakıtlı (doğalgaz) ile çalışan 120 °C sıcaklıkta, 8 bar ve saate 10 ton buhar kapasitesine sahip bir buhar kazanıdır. Buhar kazanına girenler, hava, yakıt ve besleme suyu; çıkanlar ise bacagazı ve buhardır. Buhar kazanına girenler ve çıkanlar Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Buhar kazanına girenler ve çıkanlar [50].

Buhar kazanının kW cinsinden yakma kapasitesi, sistemin doğalgaz sayacından m³ cinsinden okunan günlük yakıt tüketim miktarı kütleli debiye çevrilerek, denklem 3.1’de bulunur:

$$E_{\text{yakt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} H_a \quad (3.1)$$

$$E_{\text{yakıt}} = 1.2 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \right) * 8250 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right) * 4.18 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} \right)$$

$$E_{\text{yakıt}} = 41,382 \text{ kW olarak bulunur.}$$

3.1.1. Baca Gazının Bileşenlerin Molar Debilerinin Belirlenmesi

Baca gazının molar derişiminin bulunması için öncelikle yanma denkleminin tam yanma olduğunu kabul ederek veya baca gazı analiz raporlarından baca gazının kayıp oranını bulunan değerlerden baca gazından çıkan gazların molar debilerini ayrı ayrı bulunarak hesaplamalar yapılabilir. Buhar kazanın yanması sonucu, yanma sonucu ortaya çıkan gazların dışarı atılması için aspiratör kullanılmaktadır. Aspiratörün etiket bilgilerinden ve aspiratör karakteristik eğrilerinden faydalanarak baca gazının hacimsel debisi bulunabileceği gibi, firma yetkililerden baca gazı analiz değerlerinden kütleli debi ve yoğunluğundan baca gazının hacimsel debisi bulunabilir. Hacimsel debiyi bulduktan sonran 3.2’deki denklem kullanarak baca gazından çıkan toplam yanma ürünün molar debisi bulunur.

$$P_{\text{bacagazı}} * V_{\text{bacagazı}} = n_{\text{bacagazı}} * R_{\text{bacagazı}} * T_{\text{bacagazı}} \quad (3.2)$$

$$P_{\text{bacagazı}} = 89.88 \text{ kPa (Analiz yapılan gazlı içecek firmasının atmosfer basıncı)}$$

$$V_{\text{bacagazı}} = 20.84 \text{ m}^3/\text{s (hacimsel debisi)}$$

$$T_{\text{bacagazı}} = (191+273)=464 \text{ K (Baca gazı sıcaklığı Kelvin cinsinde)}$$

$$R_{\text{bacagazı}} = 8.314 \text{ kJ/kmol.K (Gaz sabiti)}$$

$$N_{\text{bacagazı}} = ? \text{ (Molar debi)}$$

Yukarıda verilen değerleri 3.2'deki denklemin yerine yazalım:

$$89.88 \text{ (kPa)} * 20.84 \text{ (m}^3/\text{s)} = n_{\text{bacagazı}} * 8.314 \text{ (kJ/kmol.K)} * 464 \text{ (K)}$$

$$n_{\text{bacagazı}} = 0.485 \text{ (}\frac{\text{kmol}}{\text{s}}\text{)} \text{ olarak bulunur.}$$

Bulunan değer baca gazının toplam molar debisidir. Ancak baca gazından çıkan N_2 (Azot dioksit), H_2O (Su) ve CO_2 (Karbondioksit) molar debisini bulmak için yanma denklemi yazılırsa;



Yanma denklemi ve baca gazı analiz raporlarında belirtilen verime dayanarak N_2 , H_2O ve CO_2 'in molar debisini kimyasal denklem kuralına ile bulunabilir. Kimyasal tepkimelere giren katı, sıvı ve gazların mol sayıları ile tepkimede oluşan ürünlerin arasında aynı koşullar olmak şartı ile oluşan ürünleri arasında sabit bir oran vardır. Yani kimyasal tepkimeye giren maddelerin mol sayılarının toplamı, oluşan ürünlerin mol sayılarının toplamına eşittir. Tepkimede mol sayılarının korunduğunu söylenebilir. Bu bilgiye göre 1 mol CH_4 (Metan)'dan 7.52 mol N_2 , 2 mol H_2O ve 1 mol CO_2 gazı ortaya çıkmaktadır. Hesaplamalar, tam yanma kabulüyle baca gazı analiz sonuçlarına dayanılarak yapılmaktadır. Baca gazı analiz sonuçlarında yanma verimi % 90'dır.

Yanma sonucu baca gazından çıkan yanma ürünlerinin hacimsel debileri ve yüzde oranları bulunabilir. Yanma ürünlerinde çıkan gazların mol sayıları ile hacimsel oranları doğru orantılı olduğundan, yanma ürünlerinden çıkan gazların hacimsel debileri doğru orantı kuralından bulunabilir.

Aşağıdaki orantıya dayanarak CO_2 gazının hacimsel debisi;

10,52 kmol($CO_2 + 2H_2O + 7,52N_2$)	20.84 (m^3/s)
1 kmol CO_2	x

$$1.98 \text{ (m}^3/\text{s)} \text{ olarak bulunur}$$

CO₂ gazının hacimsel debisi, buhar kazanının yanma verimi % 90 olduğu için, hesaplamalar sonucu bulunan değerin 0.90 ile çarpımıdır:

$$\text{CO}_2 \text{ gazın hacimsel debisi} = 1.98(\text{m}^3/\text{s}) \cdot 0.90 = 1.782 (\text{m}^3/\text{s})$$

Bulunan değer CO₂ gazın hacimsel debisidir. CO₂ gazının hacimsel debisinin yüzde değerini şöyledir:

100 (CO ₂ +2H ₂ O+7,52N ₂)	20.84 (m ³ /s)
X CO ₂ gazın yüzdesi	1.782 (m ³ /s)

CO₂ gazın hacimsel debisinin bulunma yüzdesi=% 8.55'dir.

H₂O buharı hacimsel debisi bulunursa;

10.52 kmol H ₂ O buharı	20.84 (m ³ /s)
2 kmol H ₂ O buharı	X

H₂O buharının hacimsel debisi=3.96 (m³/s) dir.

H₂O buharının hacimsel debisi, buhar kazanının yanma verimi % 90 olduğu için, hesaplamalar sonucu bulunan değerin 0.90 ile çarpımıdır:

$$\text{H}_2\text{O buharın hacimsel debisi} = 3.96 (\text{m}^3/\text{s}) \cdot 0.90 = 3.56 (\text{m}^3/\text{s})$$

H₂O buharının hacimsel debisinin yüzde olarak bulunma yüzdesi bulunursa;

100 (CO ₂ +2H ₂ O+7,52N ₂)	20.84 (m ³ /s)
X H ₂ O buharı yüzdesi	3.56 (m ³ /s)

H₂O buharı hacimsel debisinin bulunma yüzdesi=% 17.1

N₂ gazın hacimsel debisini bulalım;

10.52 kmol (CO ₂ +2H ₂ O+7,52N ₂)	20.84 (m ³ /s)
7.52 kmol N ₂	X

N_2 gazı hacimsel debisi= $14.89 \text{ (m}^3/\text{s)}$

N_2 gazının hacimsel debisi, buhar kazanının yanma verimi % 90 olduğu için, hesaplamalar sonucu bulunan değerin 0.90 ile çarpımıdır:

N_2 gazın hacimsel debisi = $14.89 \text{ (m}^3/\text{s)} * 0.90 = 13.4 \text{ (m}^3/\text{s)}$

N_2 gazın yüzdesi hacimsel debisinin yüzde olarak bulunma yüzdesi bulunursa;

100 ($CO_2 + 2H_2O + 7,52N_2$)	20.84 (m^3/s)
X N_2 gazın yüzdesi	13.4 (m^3/s)

N_2 gazın hacimsel debisinin bulunma yüzdesi=% 64.3'tür.

CO_2 v e N_2 gazlarının ile H_2O buharının özgül ısılarını Termodinamik tablolarda bularak yazılırsa;

CO_2 gazının özgül ısısı;

$C_p = 0.988 \text{ kJ/kg.K}$

H_2O buharının özgül ısısı;

$C_p = 1.915 \text{ kJ/kg.K}$

N_2 gazının özgül ısısı;

$C_p = 1.05 \text{ kJ/kg.K}$

Bulunan CO_2 ve N_2 gazlarının ve H_2O buharının özgül ısılarını CO_2 ve N_2 gazlarının ile H_2O buharının mol ağırlıkları ile çarpalım;

CO_2 gazı için;

$C_p = 0.988 \text{ (kJ/kg.K)} * 44 \text{ (kg/kmol)} = 43.47 \text{ (kJ/kmol.K)}$

H_2O buharı için;

$C_p = 1.91 \text{ (kJ/kg.K)} * 18 \text{ (kg/kmol)} = 34.47 \text{ (kJ/kmol.K)}$

N₂ gazı için;

$$C_p = 1.05 \text{ (kJ/kg.K)} * 28 \text{ (kg/kmol)} = 29.4 \text{ (kJ/kmol.K)}$$

Burada bulunan gazların özgül ısıları ile hacimsel debilerin buluma yüzdesi ile denklem 3.3' de yerine yazılara baca gazın özgül ısı bulunur.

$$C_{p\text{baca gazı}} = N_{H_2O} * C_{pH_2O} + N_{N_2} * C_{pN_2} + N_{CO_2} * C_{pCO_2} \quad (3.3)$$

$$C_{p\text{baca gazı}} = 43.47 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \right) * 0.0855 + 34.47 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \right) * 0.171 + 29.4 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \right) * 0.64$$

$$C_{p\text{baca gazı}} = 28.42 \text{ (kJ/kmol.K)}$$

Analizi yapılan buhar kazanın baca gazının entalpisi,

$$h_{\text{bacagazı}} = C_{p,\text{bacagazı}} * (T_{250} - T_{20}) \quad (3.4)$$

$$h_{\text{bacagazı}} = 28.42 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \right) * ((273 + 250) - (273 + 20)(K))$$

$$h_{\text{bacagazı}} = 6,536.6 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \text{'dur.}$$

Bulunan değeri kW cinsinden yazmak için baca gazının kütleli debisi ile çarpalım;

$$h_{\text{bacagazı}} = \frac{6,536.6 \text{ kJ}}{\text{kmol}} * 0.485 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{sn}} \right)$$

$$h_{\text{bacagazı}} = 3,170.25 \text{ (kW)} \text{'tır.}$$

3.1.2. Yakma Havasının Debisinin Belirlenmesi ve Entalpi'nin Bulunması

Buhar kazanı ateşlenmeden önce bir ön ısıtmadan geçirilmelidir. Bu ön ısıtmayı da buhar kazanın ile baca arasında bulunan 24000 m³/h çalışan vantilatör ile sağlanmaktadır. Buhar kazanına giren yakıt+ hava sıcaklığı ön ısıtmadan geçtikten sonra 195 °C sıcaklıkta brülör vasıtası ile ateşleme olur.

Ön ısıtmadan geçen havanın entalpisini için;

$$V_{\text{nemli hava}} = 24000/3600 = 6.66 \text{ (m}^3/\text{s)}$$

Nemli havanın kütleli debisi;

$$\dot{m}_{\text{nemli hava}} = \dot{V}_{\text{nemli hava}} * \rho_{\text{nemli hava}} \quad (3.5)$$

Nemli havanın hacimsel debisi ve nemli havanın yoğunluğunu denklem 3.5’de yerine yazıldığında nemli havanın kütleli debisi bulunur.

$$\dot{m}_{\text{nemli hava}} = 6.66 \text{ (m}^3/\text{s}) * 1.2 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$$

$$\dot{m}_{\text{nemli hava}} = 8 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \text{ çıkar.}$$

Buhar kazanın brülörden ön ısıtmadan 195 °C sıcaklıkta ve 2.4 kPa giriş yapmaktadır. Burada belirtilen özelliklerden ve buhar kazana giren havanın özgül entalpisi Termodinamik tablodan 470.19 kJ/kg’dır.

Nemli havanın entalpisi;

$$H_{\text{nemli}} = 470.19 \text{ (kJ/kg)} * 8 \text{ kg/sn}$$

$$H_{\text{nemli}} = 3,761.56 \text{ (kW)}$$

3.1.3. Buhar Kazanın Isı Kaybının Bulunması

Yukarıda yapılan hesaplamalar sonucu buhar kazanın çevreye olan ısı kaybı bulunabilir. Buhar kazanın ürettiği buharın sıcaklığı 120 °C ve buhar basıncı 8 bar’dır. Kondens tankından buhar kazanına basılan suyun sıcaklığı 80 °C ve basıncı ise 5 bar’dır. Buhar kazanın bu basınç ve sıcaklığındaki Termodinamik özelliklerinden faydalanarak buhar kazanın çevreye olan ısı kaybını bulunabilir. Buhar kazanına girenler yakıt, hava ve besleme suyu, çıkanlar ise buhar ve baca gazıdır. Buna göre, buhar kazanında meydana gelen ısı kaybı denklem 3.6’daki ile hesaplanır.

$$Q - W = \sum m_c \left(h_c + \frac{V_c^2}{2} + gZ_c \right) - \sum m_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gZ_g \right) \quad (3.6)$$

$W=0$, $Q=-Q$ kayıptır.

$$Q_{\text{kayıp}} = \sum m_g (h_g) - \sum m_{\text{ç}} (h_{\text{ç}}) \quad (3.7)$$

$$Q_{\text{kayıp}} = (E_{\text{yakıt}}) + (H_{\text{hava}}) + (H_{\text{beslemesuyu}}) - (H_{\text{buhar}}) - (H_{\text{baca}}) \quad (3.8)$$

$$Q_{\text{kayıp}} = (E_{\text{yakıt}}) + (H_{\text{hava}}) + (m_{\text{besuyu}} h_{\text{besuyu}}) - (m_{\text{buhar}} h_{\text{buhar}}) - (H_{\text{baca}}) \quad (3.9)$$

$$Q_{\text{kayıp}} = 41,382(\text{kW}) + 3,761.56(\text{kW}) + 14\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * 33.02\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 14\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) * 3,170.25\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 2,357(\text{kW})$$

$$Q_{\text{kayıp}} = 41,382(\text{kW}) + 3,761.56(\text{kW}) + 4,690.28(\text{kW}) - 44,383.51(\text{kW}) - 2,357(\text{kW})$$

$$Q_{\text{kayıp}} = 3,093.32 (\text{kW}) \text{ olur.}$$

3.1.4. Buhar Kazanın Isıl Veriminin Bulunması

Buhar kazanın ısı verimi, buhar kazanın çalıştığı zaman üretilen buhar miktarının, buhar üretmesi için gerekli olan yakıtın entalpisine bölünmesiyle bulunur. Sistemde incelenen buhar kazanın ısı verimi 3.10'daki denklem ile bulunur;

$$\eta_{\text{ısı}} = 1 - \frac{Q_{\text{kayıp}}}{E_{\text{yakıt}}} \quad (3.10)$$

$$\eta_{\text{ısı}} = 1 - \frac{3,093.32}{41,382}$$

$$\eta_{\text{ısı}} = \% 92.5 \text{ olarak bulunur.}$$

3.2. Buhar Kazanın Ekserji Analizi

3.2.1. Buhar Kazanına Giren ve Çıkan Ürünlerin Ekserjilerin Belirlenmesi

3.2.1.1. Besleme Suyun Ekserjisi Analizi

Buhar kazanına kondens tankından sirkülasyon pompaların vasıtasıyla buhar kazanına giren suyun sıcaklığı 80 °C ve basıncı ise 5 bar'dır. Buhar kazanın besleme suyun ekserjisi

kimyasal ve fiziksel ekserjilerin toplamıdır. Suyun kimyasal ekserjisini hesaplamak için suyun ölü haldeki sıcaklığını ve basıncını (T_0 ve P_0) bilinmesi gerekir. Suyun ölü hali yani çevre sıcaklığı $P_{\text{doyma}} (25^\circ\text{C})=3.16$ kPa'dır. Atmosferdeki suyun kısmi basıncı ise $P_i=0.88$ kPa [45]. Verilen değerleri Termodinamik tablolardan faydalanarak suyun kimyasal ekserjisi bulunabilir. Suyun kimyasal ekserjisi bulmak için verilen değerleri 3.11'deki denklemin yerine yazılırsa;

$$E_{x(\text{su,kim})} = \dot{R} * T_0 * \ln \left(\frac{P_{\text{doyma}}}{P_i} \right) \quad (3.11)$$

$$E_{x(\text{su,kim})} = 8.31 * 298 * \ln \left(\frac{3.16}{0.88} \right)$$

$E_{\text{su(kimyasal)}} = 3174.38$ kJ/kmol 'dur. Kmol cinsinden bulduğumuz suyun kimyasal ekserji değerini suyun molar ağırlığına bölersek suyun kimyasal ekserjisini kJ/kg cinsinden bulunur;

$$E_{x(\text{su,kim})} = \frac{E_{\text{su(kimyasal)}}(\text{kJ/kmol})}{M_{\text{su}}(\text{kg/kmol})} \quad (3.12)$$

$$E_{x(\text{su,kim})} = \frac{3,174.38 (\text{kJ/kmol})}{18 (\text{kg/kmol})} = 176.35 (\text{kJ/kg})' \text{dir.}$$

Suyun fiziksel ekserjisi;

$$E_{x(\text{su,fiz})} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.13)$$

25°C 'de suyun entalpisini ve entropisini Termodinamik tablolardan;

$$h_{25}=104.83 \text{ kJ/kg,}$$

$$S_{25}=0.3672 \text{ kJ/kg.K 'dir.}$$

80°C suyun entalpisini ve entropisini Termodinamik özellikleri;

$$h_{80}=335.02 \text{ kJ/kg}$$

$$S_{80}=1.0758 \text{ kJ/kg.K' dir.}$$

Yukarıdaki verilen değerleri eşitliğin yerine yazılırsa suyun fiziksel değerini bulunur;

$$E_{x(su,fiz)} = (335.05 - 104.83) \left(\frac{kJ}{kg} \right) - 298(K) * (1.0766 - 0.3672) \left(\frac{kJ}{kg.K} \right)$$

$$E_{x(su,fiz)} = 19.08 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \text{ 'dir.}$$

Suyun ekserjisi suyun kimyasal ve fiziksel ekserjilerin toplamına eşittir. Suyun ekserjisi;

$$E_{x(su)} = E_{x(su,kim)} + E_{x(su,fiz)} \quad (3.14)$$

$$E_{x(su)} = 176.35 + 19.08 = 195.52 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \text{ 'dir.}$$

Suyun ekserjisini suyun debisi ile çarparsak suyun ekserjisini kW cinsinden bulunur;

$$E_{x(su)} = 195.52 \left(\frac{kJ}{kg} \right) 9 * 148 \left(\frac{kg}{s} \right) = 2,737.28 \text{ kW'dır.}$$

3.2.1.2. Buharın Ekserji Analizi

Firmada bulunan buhar kazanının ekserji, fiziksel ve kimyasal ekserjinin toplamına eşittir. Buhar kazanın kimyasal ekserjisi suyun kimyasal enerjisine eşittir. Buhar kazanından çıkan buharın sıcaklığı 120 °C ve çıkan buharın basıncı ise 8 bar'dır. Buhar kazanından çıkan buharın sıcaklık ve basıncına bağlı olarak buharın Termodinamik özelliklerini buhar tablosundan bularak fiziksel ekserji denklem 3.15'deki ile hesaplanır [46].

$$E_{x(buh,fiz)} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.15)$$

25 °C buharın entalpisini ve entropisini Termodinamik tablolardan;

$$h_{25}=104.83 \text{ kJ/kg,}$$

$$s_{25}=0.3672 \text{ kJ/kg.K 'dir.}$$

120 °C suyun entalpisini ve entropisini Termodinamik özellikleri;

$$h_{120}=2,768.3 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{120}=6.6616 \text{ kJ/kg.K'dir.}$$

Yukarıda verilen değerleri eşitliliğin yerine yazılarak buharın fiziksel ekserjisi bulunur;

$$E_{x(\text{buh,fiz})} = (2,768.3 - 104.83) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 298(\text{K}) * (6.6616 - 0.3672) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right)$$

$$E_{x(\text{buh,fiz})} = 787.14 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \text{ 'dir.}$$

Buharın toplam ekserjisi denklem 3.16'da bulunur:

$$E_{x(\text{buhar})} = E_{x(\text{buh,kim})} + E_{x(\text{buh,fiz})} \quad (3.16)$$

$$E_{x(\text{buhar})} = 787.14 + 176.35 = 963.48 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \text{ 'dir.}$$

Bulunan değeri buharın kütleli debisi ile çarpıldığında buharın ekserji analizi kW cinsinden bulunmuş olur:

$$E_{x(\text{buhar})} = 963.48 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) * 14 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) = 13,490.12(\text{kW})$$

3.2.1.3. Yakıt Ekserji Analizi

Buhar kazanın yakıt ekserjisi yakıtın fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamına eşittir [47]. Yakıtın kimyasal ekserjisi denklem 3.17'de bulunur:

$$E_{x(\text{yakıt,kim})} = \emptyset * H_u(\text{yakıt}) \quad (3.17)$$

$$E_{x(\text{yakıt,kim})} = 1.18 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \right) * 8250 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right) * 4.18 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} \right)$$

$$E_{x(\text{yakıt,kim})} = 40,692.3 (\text{kW}) \text{ 'tır.}$$

Yakıtın fiziksel ekserjisi denklem 3.18'de bulunur:

$$E_{X(\text{yakıt,fiz})} = c_{(p,\text{yakıt})} * \left[(T - T_0) - T_0 * \left(\ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right) \right] + \bar{R} * T_0 \left(\ln \left(\frac{P_s}{P_0} \right) \right) \quad (3.18)$$

İlk önce yakıt özgül ısısını hesaplarırsa;

Yakıtın özgül ısısı;

$$C_{p,yakıt} = a + b * T + cT^2 + dT^3 \quad (3.19)$$

$$(T_o=30 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$C_{(p,yakıt)} = 19.89 + 5.024 * \frac{303}{100} + 1.269 * \frac{303^2}{10^5} - 11.01 * 303^3/10^9$$

$$C_{(p,yakıt)} = 19.9 + 15.22 + 1.16 - 0.30$$

$$C_{(p,yakıt)} = 35.97 \text{ kJ/kmol.K' dir.}$$

$$E_{X(yakıt,fiz)} = 35.97 * \left[(303 - 273) - 273 * \left(\ln \left(\frac{303}{273} \right) \right) \right] + 8,314 * 273 * \left(\ln \left(\frac{104.10}{101.32} \right) \right)$$

$$E_{X(yakıt,fiz)} = 55.285 + 61.43$$

$$E_{X(yakıt,fiz)} = 116.71 \text{ (kJ/kmol)'}dur.$$

Bulunan değeri yakıtın kütleli debisi ile çarpıldığında yakıtın ekserji analizi kW cinsinden bulunmuş olur:

$$E_{X(yakıt,fiz)} = 116.71 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) * 0,485 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{s}} \right)$$

$$E_{X(yakıt,fiz)} = 56.6 \text{ (kW)'dır.}$$

$$E_{X(yakıt)} = E_{X(yakıt,kim)} + E_{X(yakıt,fiz)} \quad (3.20)$$

$$E_{X(yakıt)} = 40,692.3 \text{ (kW)} + 56.6 \text{ (kW)}$$

$$E_{X(yakıt)} = 40,748.9 \text{ (kW)'dır.}$$

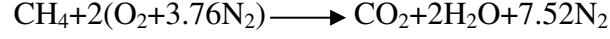
3.2.1.4. Baca Gazının Ekserji Analizi

Baca gazların ekserji analizi denklem 3.21'de belirttiği gibi baca gazın fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamına ile bulunur.

$$E_{x(baca)} = E_{x(baca,fik)} + E_{x(baca,kim)} \quad (3.21)$$

Ancak baca gazların ekserji analizini yapabilmemiz için öncelikle yakıtın gerçek yanma denkleminin bilinmesi gerekir.

Yakıtın tamamen (CH₄) gazından oluştuğundan yakıtın hava ile kimyasal reaksiyon aşağıda gösterildiği gibidir;



Yakıtın hava ile kimyasal reaksiyona girdikten sonra yanma denklemi kullanılarak yanma ürünlerin toplam kütlesi bulunur. Yanma sonucu CO₂, H₂O ve N₂ meydana gelir. Yanma ürünlerinin toplam kütlesi aşağıdaki denklemle hesaplanır;

$$M_{\text{Top}} = (M_{\text{CO}_2}) + (2M_{\text{H}_2\text{O}}) + (7.52M_{\text{N}_2}) \quad (3.22)$$

Yanma ürünlerinden çıkan ürünlerin mol kütlelerinin denklem 3.21’de yerine koyulursa;

$$\Sigma M_{\text{toplam}} = 44.015 + 36.036 + 210.56 = 290.11 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right)$$

Baca gazından çıkan yanma ürünlerin toplam kütlesi bulunduktan sonra yanma ürünlerin bulunma yüzdesini bulmak gerekir. Yanma ürünlerin bulunma yüzdesi “ baca gazının molar derişiminin bulunması” bölümünde hesaplanmıştır. Baca gazların bulunma yüzdesini bu bölümde bir daha hesaplanmayacağından sadece bilgi halinde verilecektir.

Doğalgazın yanma verimi % 90 olduğu için yanma işlemi gerçekleştiğinde baca gazı kütlesi % 10 değerinde bir kayıpla çıkacaktır.

$$M_{\text{BG}} = (M_{\text{Yakıt}} + M_{\text{Hava}}) 0.90 \quad (3.23)$$

Bu formülde yakıtle birlikte tepkimeye giren hava kütlesi (M_{Hava}) ihmal edilebilir. Böylece gazın kütleli debisi bulunmuş olur.

Baca gazı kütleli debisi bulunduktan sonra, denklem 3.23’te yerine yazılarak baca gazın bulunma yüzdeleri bulunur;

$$M_i = M_{\text{BG}} Y_i \quad (3.24)$$

Baca gazından çıkan yanma artıkların ekserjilerini hesaplayabilmek için gerekli değerler bulunduktan sonra baca gazından çıkan CO₂, H₂O ve N₂, termomekanik ve kimyasal ekserji değerleri hesaplanarak, baca gazındaki toplam ekserji kaybı bulunur. Baca gazı değeri kazanın baca gazı analiz raporlarında okunan baca gazı sıcaklığı 250 °C olarak alınmıştır.

Baca gazlarının Termodinamik özellikleri verilen bacanın fiziksel, kimyasal ve toplam ekserjilerini bulalım. Verilen değerleri denklem 3.24 ve 3.25'te yerine yerleştirilerek aşağıdaki sonuçlara ulaşılır;

$$E_{x(\text{baca,fiz})} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.25)$$

$$E_{x(\text{baca,kim})} = \dot{R} * T_0 * \ln\left(\frac{P_{\text{doyma}}}{P_i}\right) \quad (3.26)$$

Azot gazı için fiziksel, kimyasal ve toplam ekserjiler,

25 °C Azot gazın entalpisini ve entropisini Termodinamik tablodan;

$$h_{298K}=8,669 \text{ kJ/kmol,}$$

$$s_{298K}=191.502 \text{ kJ/kmol.K 'dir.}$$

250 °C Azot gazın entalpisini ve entropisini Termodinamik tablodan;

$$h_{523K}=15,261.10 \text{ kJ/kmol}$$

$$s_{523K}=207.961 \text{ kJ/ kmol.K'dir.}$$

$$E_{x(\text{baca,fiz})} = (15261.10 - 8669)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}\right) - 298(K) * (207.961 - 191.502)(\text{kJ/ kmol. K})$$

$$E_{x(\text{baca,fiz})} = 1,687.31\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}\right) \text{ 'dur.}$$

$$E_{x(\text{baca,kim})} = \dot{R} * T_0 * \ln\left(\frac{P_{\text{doyma}}}{P_i}\right)$$

Azot gazın ölü hali yani çevre sıcaklığında basıncı P_0 (25°C)=1.01325 bar'dır. Atmosferdeki azot gazın kısmi basıncı ise $P_i=0.7583$ ve evrensel gaz sabiti 8.31 kJ/kmol.K'dir [45].

$$E_{x(\text{baca,kim})} = 8.31\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}}\right) * (273 + 25)(K) * \ln\left(\frac{1.01325}{0.7583}\right)$$

$$E_{x(\text{baca,kim})} = 717.75 \text{ (kJ/kmol)'dur.}$$

$$E_{x(\text{baca})} = E_{x(\text{baca,fiz})} + E_{x(\text{baca,kim})} \quad (3.27)$$

$$E_{x(baca)} = 1,687.31 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) + 717.75 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) = 2,405.06 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \text{'dur.}$$

$E_{x(baca)} = 2,405.06 \text{ kJ/kmol}$ 'dur. Bu ifade Azot gazı mol kütleğine ile bölüldüğü zaman bu sonucu kJ/kg cinsinden,

$$E_{x(baca)} = \frac{2,405.06(\text{kJ/kmol})}{28.01(\text{kg/kmol})} = 85.86 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \text{ olarak bulunur.}$$

Su buharı için fiziksel, kimyasal ve toplam ekserjiler;

25 °C su buharın entalpisini ve entropisini Termodinamik tablodan;

$$h_{298\text{K}}=9,904(\text{ kJ/kmol}),$$

$$s_{298\text{K}}=188.72 (\text{kJ/kmol.K}) \text{'dir.}$$

250 °C su buharının entalpini ve entropisini Termodinamik tablodan;

$$h_{523\text{K}}=17,357.5 \text{ kJ/kmol}$$

$$S_{523\text{K}}=203.11 (\text{kJ/ kmol.K}) \text{'dir.}$$

$$E_{x(baca,fiz)} = (17,357.5 - 9,904) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) - 298 * (203.11 - 188.72) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \right)$$

$$E_{x(baca,fiz)} = 3,165.28 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \text{'dur.}$$

Su buharının ölü hali yani çevre sıcaklığında basıncı P_0 (25°C)=3.16 kPa'dır. Atmosferdeki su buharının kısmi basıncı ise $P_i=0.88$ (kPa) ve evrensel gaz sabiti 8.31 (kJ/kmol.K)'dir [45].

$$E_{x(baca,kim)} = 8.31 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \right) * (273 + 25)(\text{K}) * \ln \left(\frac{3.16}{0.88} \right)$$

$$E_{x(baca,kim)} = 3,165.81 (\text{kJ/kmol}) \text{'dur.}$$

$$E_{x(baca)} = 3,165.28(\text{kJ/kmol}) + 3,165.81(\text{kJ/kmol}) = 6331.09 \text{ kJ/kmol' dur.}$$

$E_{x(baca)} = 6,331.09 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$ 'dur. Bu ifade su buharı mol kütleğine ile bölüldüğü zaman bu sonucu kJ/kg cinsinden,

$$E_{x(\text{baca})} = \frac{6331.09(\text{kJ/kmol})}{18,015(\text{kg/kmol})} = 351.43 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \text{ olarak bulunur.}$$

En son olarak CO₂ gazın fiziksel, kimyasal ve toplam ekserjiler;

25 °C CO₂ gazın entalpisini ve entropisini Termodinamik tablodan;

$$h_{298\text{K}}=9,364(\text{ kJ/kmol}),$$

$$s_{298\text{K}}=213.685(\text{ kJ/kmol.K}) \text{ 'dir.}$$

250 °C CO₂ gazın entalpinin ve entropisini Termodinamik tablodan;

$$h_{523\text{K}}=16,483 \text{ kJ/kmol),}$$

$$S_{523\text{K}}=231.612(\text{ kJ/ kmol.K})\text{'dir.}$$

$$E_{x(\text{baca,fiz})} = (16,483 - 9,364)(\text{ kJ/kmol}) - 298(\text{K}) * (231.612 - 213.685)(\text{ kJ/ kmol.K})$$

$$E_{x(\text{baca,fiz})} = 1776.75 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \text{'dur.}$$

CO₂ gazın ölü hali yani çevre sıcaklığı basıncı P₀ (25°C)=1.01325 bar'dır. Atmosferdeki CO₂ gazın kısmi basıncı ise P_i=0.0003 bar ve evrensel gaz sabiti (8.31 kJ/kmol.K)'dir [45].

$$E_{x(\text{baca,kim})} = 8.31 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol.K}} \right) * 298(\text{K}) * \ln \left(\frac{1.01325}{0.0003} \right)$$

$$E_{x(\text{baca,kim})} = 8,326.97 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \text{'dur.}$$

$$E_{x(\text{baca})} = 8,326.97 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) + 1776.75 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) = 10,103.72 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \text{'dur.}$$

E_{x(baca,kim)} = 10,103.72 kJ/kmol'dur. Bu ifade CO₂ gazın mol kütesine ile bölündüğü zaman zaman bu sonucu kJ/kg cinsinden,

$$E_{x(\text{baca})} = \frac{10,103.72 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)}{44,01 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right)} = 229.57 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \text{'dır.}$$

N₂ gazın, H₂O buharı gazın ve CO₂ gazların baca gazlarının ekserjilerin toplamından buhar kazanının ekserjisi,

$$E_{x(baca)} = 2,405.06 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) + 6,331.09 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) + 10,103.72 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right)$$

$$E_{x(baca)} = 18,839.871 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) \text{'dur.}$$

Bulunan değeri baca gazın kütleli debisi ile çarpılırsa buhar kazanın baca gazı analizi kW cinsinden bulunmuş olur.

$$E_{x(baca)} = 18,839.87 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right) * 0.485 \left(\frac{\text{kmol}}{\text{s}} \right)$$

$$E_{x(baca)} = 9,137.33 \text{ (kW)'}tir.}$$

3.2.1.5. Buhar Kazanın Ekserji Veriminin Bulunması

Analizi yapılan gazlı içecek fabrikasında bulunan buhar kazanında meydana gelen ekserji kaybı (tersinmezlik miktarı), buhar kazanına giren toplam ürünlerin ekserji miktarı ile buhar kazanından çıkan toplam ürünlerin ekserjilerinin farkından bulunur. Buhar kazanın ekserji analizi denklem 3.28'de yerine yazılırsa;

$$\sum E_{x(kayıp)} = \sum E_{x(giren \text{ ürünler})} - \sum E_{x(çıkan \text{ ürünler})} \quad (3.28)$$

$$\sum E_{x(kayıp)} = (2,737.28 + 40,748.9) \text{ (kW)} - (9,137.33 + 13,490.12) \text{ (kW)}$$

$$\sum E_{x(kayıp)} = (43,486.18) \text{ (kW)} - (22,627.45) \text{ (kW)}$$

$$\sum E_{x(kayıp)} = 20,858.73 \text{ (kW)'}dır .}$$

Ekserji verimi de aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$\eta_{II(yasa)} = 1 - \left(\frac{E_{x(kayıp)}}{E_{x(yakıt)}}$$

$$\eta_{II(yasa)} = 1 - \left(\frac{20,858.73 \text{ (kW)}}{40,748.9 \text{ (kW)}} \right)$$

$$\eta_{II(yasa)} = \% 48.81 \text{'dir}$$

3.3. Soğutma Ünitesinin Enerji ve Ekserji Analizi

3.3.1. Soğutma Ünitesinin Enerji Analizi

Gazlı içecek suyu özütü, bira, şarap, gazoz, coca-cola vb. gibi içeceklerin üretilmesinde soğutma kullanılması gereklidir. Birçok gazlı içeceklerin tadının belirlenmesinde soğutma kullanılması gereklidir.

Gazlı içeceklerin su özütleri çok yaygın ve pahalıdır. Çünkü onların kalitesi ve fiyatları yüksektir. Gazlı içecek için kullanılan ham maddelerin özütü tarladaki üründen pahalı ve ham madde şekilde yüklenmekten ziyade donmuş olarak yüklenir. Gazlı içeceklerin tadını belirli bir seviyede hazırlamak için suyu düşük sıcaklıkta ısıtılır, gerekli işlemi tamamlamak için basınç atmosfer basıncının altında taşınır.

Gazlı içecek endüstrisinde soğutma kontrollerinden gazlı içeceklerin tepkimesi bazı ara son ürünler ile hazırlanır. Gazlı içeceklerin üretiminde ekzotermik bir reaksiyon meydana gelmektedir. Büyük tip gazlı içeceklerin üretiminde 8 °C ile 12 °C sıcaklı arasında yapılmalı ki bu da soğutma ile sağlanır.

Bu işlemleri yapmak için gazlı içecek firmasında bulunan Şekil 3.2’de gösterilen York markalı soğutma makinasıdır. Soğutmayı su ile sağlamaktadır. Analiz yapılan fabrikanın soğutma ünitesinin enerji analizi aşağıdaki formüller ile hesaplanır. Soğutma makinasına giren suyun sıcaklığı 12 °C ve soğutma makinası (chiller) çıkan suyun sıcaklığı ise 6 °C’dir. Soğutma makinasında dolaşan gazın giriş sıcaklığı 35 °C ve çıkış sıcaklığı ise 40 °C’dir.



Şekil.3.2. Soğutma makinası

6 °C suyun entalpisini ve entropisini Termodinamik tablolardan;

$$h_6=25.214 \text{ kJ/kg,}$$

$$s_6=0.09126 \text{ kJ/kg.K 'dir.}$$

12 °C suyun entalpisini ve entropisini Termodinamik özellikleri;

$$h_{12}=29.404 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{12}=0.18046 \text{ kJ/kg.K olarak alınır.}$$

35 °C R-134a gazın entalpisini ve entropisini Termodinamik tablodan;

$$h_{35}=100.865 \text{ kJ/kg,}$$

$$s_{35}=0.3713 \text{ kJ/kg.K olarak alınır.}$$

40 °C R-134a gazın entalpisini ve entropisini Termodinamik tablodan;

$$h_{40}=108.26 \text{ kJ/kg,}$$

$$s_{40}=0.39486 \text{ kJ/kg.K olarak alınır.}$$

$$E_{(su,giren)} + E_{(gaz,giren)} = E_{(su,çıkan)} + E_{(gaz,çıkan)} + E_{(kayıp)} \quad (3.30)$$

$$E_{(gaz,giren)} - E_{(gaz,çıkan)} = E_{(su,çıkan)} - E_{(su,giren)} + E_{(kayıp)} \quad (3.31)$$

$$E_{(su,suğuk)} = \Delta E_{(gaz,sıcak)} + E_{(kayıp)} \quad (3.32)$$

Soğutma makinasının gaz devresinden elde edilen enerji kazancı denklem 3.33’de bulunur:

$$\Delta E_{(gaz)} = m_{gaz} * c_{gaz} * (T_{40} - T_{35}) \quad (3.33)$$

$$\Delta E_{(gaz)} = 128 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.23 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right) * ((273 + 40) - (273 + 35))(K)$$

$$\Delta E_{(gaz,sıcak)} = 73.8 \text{ kW 'tır.}$$

Soğutma makinasının su devresinden elde edilen enerji kazancını 3.34’de verilen denklem ile hesaplanır.

$$\Delta E_{(su)} = m_{su} * c_{su} * (T_{12} - T_6) \quad (3.34)$$

$$\Delta E_{(su)} = 14 \left(\frac{kg}{s} \right) * 4.18 \left(\frac{kJ}{kg.K} \right) * ((12 + 273) - (273 + 6))(K)$$

$$\Delta E_{(su)} = 351.62 \text{ kW'dır.}$$

Soğutma makinasından elde edilen kayıp 3.35’de verilen denklem ile hesaplanır.

$$\Delta E_{(kayıp)} = \Delta E_{(su)} - \Delta E_{(gaz)} \quad (3.35)$$

$$\Delta E_{(kayıp)} = 351.62 \text{ (kW)} - 73.8 \text{ (kW)}$$

$$\Delta E_{(kayıp)} = 277.82 \text{ (kW)'dır.}$$

Soğutma makinasının verimi 3.36’da verilen denklem ile hesaplanır.

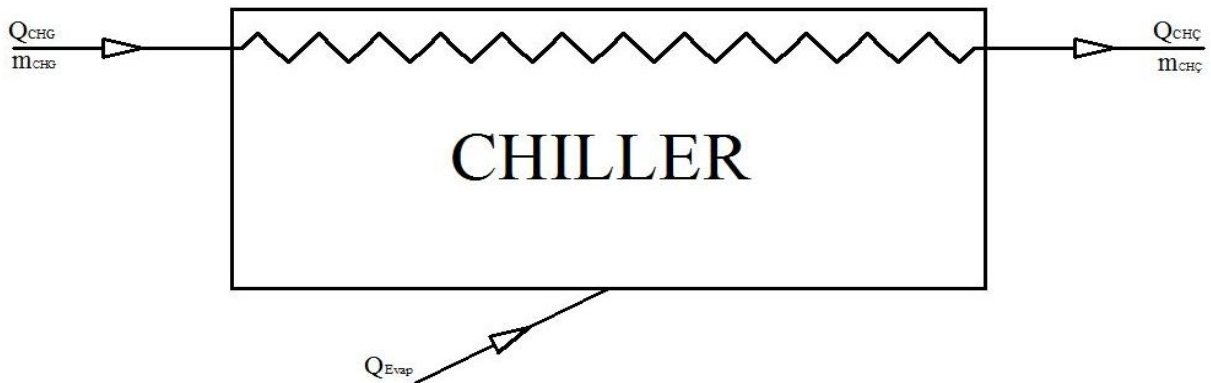
$$\eta_{enerji} = \frac{\Delta E_{(kayıp)}}{\Delta E_{(su)}} \quad (3.36)$$

$$\eta_{enerji} = \frac{277.82}{351.62}$$

$$\eta_{enerji} = \% 79 \text{ 'dur.}$$

3.3.2. Soğutma Ünitesinin Ekserji Analizi

Enerji analizi yapılan gazlı içecek firmasının ekserji analizi Şekil 3.3’de ve denklem 3.37’de gösterilen formül ile bulunur.



Şekil 3.3. Chillere ait parametreler [50].

$$E_{X(su,giren)} + E_{X(gaz,giren)} = E_{X(su,çıkan)} + E_{X(gaz,çıkan)} + E_{X(kayıp)} \quad (3.37)$$

6 °C suyun entalpisini ve entropisini Termodinamik tablolardan;

$$h_6=25.214 \text{ (kJ/kg)},$$

$$s_6=0.09126 \text{ (kJ/kg.K)} \text{ olarak alınır.}$$

12 °C suyun entalpisini ve entropisini Termodinamik tablodan;

$$h_{12}=29.404 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{12}=0.18046 \text{ (kJ/kg.K)} \text{ olarak alınır.}$$

35 °C 134a' gazın entalpisini ve entropisini Termodinamik tablodan:

$$h_{35}=100.865 \text{ (kJ/kg)},$$

$$s_{35}=0.3713 \text{ (kJ/kg.K)} \text{ olarak alınır.}$$

40 °C 134a' gazın entalpisini ve entropisini Termodinamik tablodan:

$$h_{40}=108.26 \text{ (kJ/kg)},$$

$$s_{40}=0.39486 \text{ (kJ/kg.K)} \text{ olarak alınır.}$$

Soğutma makinasının gaz devresinden elde edilen ekserji kazancı 3.38'de verilen denklem ile hesaplanır.

$$E_{x(gaz,fiz)} = (h_{40} - h_{35}) - T_0(s_{40} - s_{35}) \quad (3.38)$$

$$E_{x(gaz,fiz)} = (108.26 - 100.865) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - (273 + 35)(\text{K}) * (0.39486 - 0.3713) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right)$$

$$E_{x(gaz,fiz)} = (7.295) - (273)(\text{kJ/kg}) * (0.02356) (\text{kJ/kg})$$

$$E_{x(gaz,fiz)} = 0.86312 \text{ (kJ/kg)}' \text{dır.}$$

Bulunan değer kütleli debi ile çarpılırsa;

$$E_{x(gaz,fiz)} = 0.86312 \text{ (kJ/kg)} * 12 \text{ (kg/s)}$$

$E_{x(gaz,fiz)} = 10.35 \text{ (kW)}$ olarak alınır.

Soğutma makinasının su devresinden elde edilen ekserji 3.39'da verilen denklem ile hesaplanır.

$$E_{x(su,fiz)} = (h_{12} - h_6) - T_0(s_{12} - s_6) \quad (3.39)$$

$$E_{x(su,fiz)} = (29.404 - 25.214)(\text{kJ/kg}) - (273)(\text{K}) * (0.099 - 0.09126)(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}})$$

$$E_{x(su,fiz)} = (4.19)(\text{kJ/kg}) - (273)(\text{K}) * (0.099 - 0.09126)(\text{kJ/kg})$$

$$E_{x(su,fiz)} = 2.07(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \text{ olarak bulunur.}$$

Bulunan değer kütleli debi ile çarpılırsa;

$$E_{x(su,fiz)} = 2.07(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) * 14 (\frac{\text{kg}}{\text{s}})$$

$$E_{x(su,fiz)} = 28.98(\text{kW})'dır.$$

Soğutma makinasından elde edilen kayıp ekserji(tersinmezlik) kazancı 3.40'da verilen denklem ile hesaplanır.

$$E_{x(kayıp)} = E_{x(su,suğuk)} - E_{x(gaz,sıcak)} \quad (3.40)$$

$$E_{x(kayıp)} = 28.98(\text{kW}) - 10.35(\text{kW})$$

$$E_{x(kayıp)} = 18.63(\text{kW}) \text{ olarak hesaplanır.}$$

Soğutma makinasının ekserji verimi 3.41'de verilen denklem ile hesaplanır.

$$\eta_{II} = \frac{E_{x(kayıp)}}{E_{x(su)}} \quad (3.41)$$

$$\eta_{II} = \frac{18.63(\text{kW})}{28.98(\text{kW})}$$

$$\eta_{II} = \% 64.28' \text{dir.}$$

3.4. Ekonomik Analiz

Firma yetkililerinden alınan veriler üzerinden yaptığımız hesaplamalar neticesinde buhar kazanının günlük yakıt tüketimi 4320 m^3 doğalgazdır. Buhar kazanının günlük doğalgaz tüketimini TL olarak;

(Bir doğal gaz $\text{m}^3 = 10.64 \text{ kWh/Sm}^3$) [47].

$$\text{Düzeltilmiş. Tük. (Sm}^3\text{)} = \text{Endes Farkı} * \text{Düz. Kat} * \text{Isıl Değ. Düz} \quad (3.42)$$

$$\text{Ortalama Fiili Isıl Değer (kcal/m}^3\text{)} = 9200 \text{ (kcal/ m}^3\text{)}$$

$$\text{Isıl Düzletme Katsayısı(K)} = 9200 \text{ kcal/m}^3 / 9155 \text{ (kcal/Sm}^3\text{)} = 1.004915 \text{ (S)}$$

$$\text{Düzeltilme Katsayısı} = 1.0033106$$

$$\text{Düzeltilmiş. Tük. (Sm}^3\text{)} = 4320 \text{ m}^3 * 1.0033106 * 1.004915 \text{ (S)}$$

$$\text{Düzeltilmiş. Tük.} = 4,355.60 \text{ Sm}^3$$

$$\text{Tük. Ener. mik. (kWh)} = \text{Düzeltilmiş Tük. (Sm}^3\text{)} * 10.64 \left(\frac{\text{kWh}}{\text{Sm}^3} \right) \quad (3.43)$$

$$\text{Tük. Ener. mik. (kWh)} = 4,355.60 \text{ (Sm}^3\text{)} * 10.64 \left(\frac{\text{kWh}}{\text{Sm}^3} \right)$$

$$\text{Tük. Ener. mik. (kWh)} = 46,343.63 \text{ kWh'dır.}$$

$$\text{Tük. Bed. (TL)} = \text{Tük. Enerj. mik(kWh)} * \text{Par. Sat. Fiy.} \left(\frac{\text{TL}}{\text{kWh}} \right) \quad (3.44)$$

(Doğalgaz perakende satış fiyatı = 0.31360921 (TL/kWh'dir) [48] .

$$\text{Tük. Bed. (TL)} = 46,343.63 \text{ (kWh)} * 0.31360921 \left(\frac{\text{TL}}{\text{kWh}} \right)$$

$$\text{Tük. Bed. (TL)} = 14,533.78 \text{ TL/gün 'dür.}$$

Gazlı içecek fabrikasında bulunan buhar kazanının ayda 24 gün çalışmaktadır. Bu bilgiye dayanarak buhar kazanının aylık olarak tüketim bedeli (TL olarak);

$$\text{Ay tük. bed. (TL)} = \text{Gün. Tük. Bd.} \left(\frac{\text{TL}}{\text{gün}} \right) * \text{Ay. Çal. Zam.} \left(\frac{\text{gün}}{\text{ay}} \right) \quad (3.45)$$

$$\text{Ay tük. bed. (TL)} = 14,533.78 \left(\frac{\text{TL}}{\text{gün}} \right) * 24(\text{gün/ay})$$

$$\text{Ay tük. bed. (TL)} = 348,810.72 \left(\frac{\text{TL}}{\text{ay}} \right) \text{dır.}$$

Üretim yıl boyunca devam ettiğinden, yıllık tüketim bedeli(TL);

$$\text{Yıl. tük. bed. (TL)} = \text{Ay tük. bed. (TL/ay)} * \text{yıl(ay)} \quad (3.46)$$

$$\text{Yıl. tük. bed. (TL)} = 348,810.72 * 12(\text{ay})$$

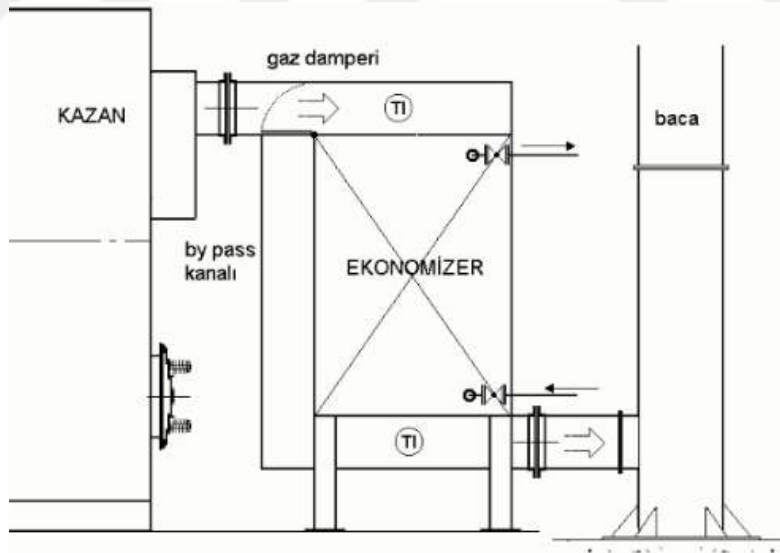
$$\text{Yıl. tük. bed. (TL)} = 4,185,728.64 \text{ TL'dir.}$$

Buhar kazanının yıllık olarak tüketim bedeli (\$ olarak);

(Bir Amerikan Doları (\$) = 5.88 tl'dir) [49].

$$\text{Yıl. tük. bed. ($) } = \frac{4,185,728.64 \text{ TL}}{5.88 \left(\frac{\text{TL}}{\$} \right)}$$

$$\text{Yıl. tük. bed. ($) } = 711,858.61 \$ \text{dır.}$$



Şekil 3.4. Ekonomizerin buhar kazanı ile baca arasında gösterimi [50].

Şekil 3.4'te gösterilen buhar kazanı ile baca arasına yerleştirilen ekonomizer ile baca gazı sıcaklığı 250 °C'den 160 °C'ye düşürüldüğü zaman yapılan hesaplamalar sonucu yıllık yakıt tasarrufu denklem 3.47'deki gibi hesaplanır [50].

$$Q_{ekn} = B * V_g * C_p * \Delta t_m * \text{gün. sat(h)} \quad (3.47)$$

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (3.48)$$

$$0.76 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = \frac{m(\text{kg})}{4320(\text{m}^3)}$$

(Doğalgaz öz kütlesi $\rho = 0.76 \text{ kg/m}^3$ ve hacmi $v = 4320(\text{m}^3)$ 'dir)

$$m = 0.76 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * 4320(\text{m}^3) = 3,283.20 \text{ kg 'dır.}$$

B: Kullanılan yakıt miktarı $\left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \right)$

C_p : Isınma ısısı $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right)$

V_g : Özgül duman gazı miktarı $\left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}} \right)$

Δt_m : Sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)

Q_{ekn} : Ekonomizerde kazanılan yakıt miktarı $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right)$

η_{kaz} : Buhar kazanın verimi

$$Q_{ekn} = 3,283.20 \left(\frac{\text{kg}}{\text{8(h*gün)}} \right) * 12 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}} \right) * 0.34 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3^{\circ}\text{C}} \right) * 90^{\circ}\text{C} * 8(\text{h})$$

$$Q_{ekn} = 1,205,591.04 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{gün}} \right) \text{ 'dir.}$$

Ekonomizer 'den kazanılan yakıtın yanması için gerekli olan yakıt miktarı,

$$B_{yakıt} = \frac{Q_{ekn}}{H_u * \eta_{kaz}} \quad (3.49)$$

$$B_{yakıt} = \frac{1,205,591.04 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{gün}} \right)}{8250 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \right) * 0.925}$$

$$B_{yakıt} = 157.98 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{gün}} \right) \text{ olarak hesaplanır.}$$

Ekonomizer yıllık doğal gaz tasarrufu ise;

$$B_{\text{yakıt}} = 157.98 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{gün}} \right) 9 * 288 \text{ gün}$$

$$B_{\text{yakıt}} = 45,498.24 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{yıl}} \right) \text{ olur.}$$

Ekonomizer yıllık yakıt miktarı tasarrufu (TL olarak);

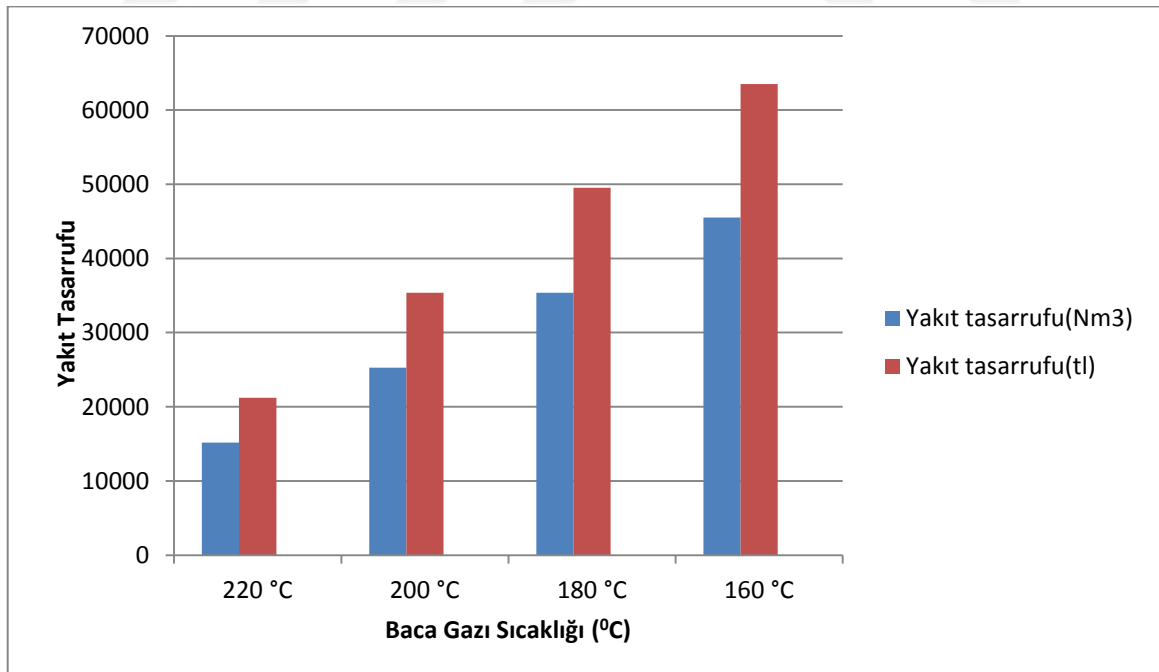
$$\text{Tas. bed. (TL)} = B_{\text{yıl}} * \text{San. Dol. Gaz. Bed.} \left(\frac{\text{TL}}{\text{Yıl}} \right) \quad (3.50)$$

(Doğalgaz perakende satış fiyatı = 1.4 (TL/ Nm³'dür) [48] .

$$\text{Tas. bed. (TL)} = 45,498.24 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{yıl}} \right) * 1,4 \left(\frac{\text{TL}}{\text{Nm}^3} \right)$$

$$\text{Tas. bed. (TL)} = 63,697.53 \text{ TL'dir.}$$

Baca gazın sıcaklığın 250 °C'den 160 °C'ye düşürülerek yakıt tasarrufunun Şekil 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Baca gazı sıcaklığı ile yakıt tasarrufunun gösterimi

Ekonomizer yıllık yakıt miktarı tasarrufu (\$ olarak);

$$\text{Tas. bed. (\$)} = \frac{63,697.53 \text{ TL}}{5.88 \left(\frac{\text{TL}}{\$}\right)}$$

Tas. bed. (\$) = 10,832.91 \$'dır.

3.5. Atmosfere Salınan Karbondioksit Miktarı

Dünya atmosferdeki CO₂ birikimi, dünyanın enerji dengesini değiştirmektedir. Güneşten gelen ışınlar atmosferden geçip yer kabuğuna ulaşırlar. Dünya'da yaşamın sürmesi, güneş ışınlarıyla mümkündür.

Güneş ışınlarının bir kısmı atmosferde soğurur. Örneğin ozon tabakası, bir kısmı mor ötesi ışınları soğurur. Karbondioksit ve su buharı, kızıl ötesi ışınlarının bir kısmını soğurur. Güneş ışınlarının bir kısmı da uzaya yansır. İşte atmosferde tutulan bir kısım güneş ışını, ısınmaya neden olur. Seralardaki gibi karbondioksit ve su buharı tarafından tutulan bu ısı etkisine sera etkisi denir. Bu etki olmasaydı dünya buzullarla kaplı olacaktır. 1880'den 2016'ya kadar atmosferdeki karbondioksit 275 ppm'den 400 ppm'e yükselmiştir. Bunun nedeni kullanılan yakıtlardır. Odun, kömür, petrol, doğalgaz vb. karbon içeren yakıtların yanması sonucunda karbondioksit gazı atmosfere verilmektedir. Atmosferdeki CO₂ gazını ise bitkiler kullanmakta ve denge oluşmaktadır. Ancak bilinçsizce uygulamalar nedeniyle bu denge bozulmaktadır. Kötü yakma sistemleri, düşük yanma verimi enerji israfı, baca gazlarının arıtılmaması gibi nedenler yanında; yeşil yağmur ormanlarının katledilmesi, vb. nedenlerle dünya atmosferini olumsuz etkilemektedir [51].

Kutuplarda buzulların erimesinin Dünya'da deniz suyu seviyesini yükselteceği tahmin edilmektedir. Ayrıca buzulların yansıttığı güneş ışınlarının, buzullar ortadan kalktığında dünyanın daha fazla ısınabileceği de öngörülmektedir. Küresel ısınma sonucu buharlaşmanın artacağı, dolayısıyla daha yoğun bulutlaşma olacağı varsayımıyla, dünyaya gelen güneş ışınlarının engellenmesinin söz konusu olacağı ve dünyanın aynı zamanla soğuma ile karşı karşıya olduğu da vurgulanmaktadır. Atmosferde dengenin birçok faktöre bağlı olarak kurulduğu ve iklim değişikliğinin önemini, bilim adamları tarafından sürekli gündemde tutulmaktadır. Bunun en güzel örneği dünyada ani yağışların artmasından dolayı can kayıplarının olduğu görülmüştür. Atmosfere atılan karbon miktarı ne kadar azaltılırsa atmosferdeki sera salınımı azalmış olur. Atmosfere atılan karbon miktarı enerji tüketimi

denklem 3.51'deki gibi hesaplanır ve Tablo 3.1'de gösterilen doğalgazın net Kalorifik değeri 48 alınmıştır [52].

$$\text{Enerji Tüketimi(TJ)} = \text{Yakıt Tüketimi(t)} * \text{Net Kalorifik Değer} \left(\frac{\text{TJ}}{\text{Gg}}\right) \quad (3.51)$$

$$\text{Enerji Tüketimi(TJ)} = 18,200 \text{ (g)} * \frac{48}{10^9} \left(\frac{\text{TJ}}{\text{g}}\right)$$

$$\text{Enerji Tüketimi(TJ)} = 0.00087 \text{ (TJ)}$$

Tablo 3.1. Yakıtların Net Kalorifik Değeri [52].

Yakıt Türü	Net Kalorifik Değeri(TJ/Gg)
Benzin	44.3
Motorin	43
LPG(Sıvılaştırmış Petrol Gazı)	47.3
Linyit Kömürü	11.9
Doğal Gaz	48

Atmosfere atılan karbon miktarı denklem 3.52'deki gibi hesaplanır ve yakıtların emisyon faktörü Tablo 3.2'de gösterilen doğalgazın karbon emisyon değeri 15.30 alınmıştır.

$$\text{Karbon İçeriği(tC)} = \text{Karbon Emisyon Fakörü} \left(\frac{\text{tC}}{\text{Gg}}\right) * \text{Enerji Tüketimi(TJ)} \quad (3.52)$$

$$\text{Karbon İçeriği(tC)} = 15.30 \left(\frac{\text{tC}}{\text{TJ}}\right) * 0.00087(\text{TJ})$$

$$\text{Karbon İçeriği(tC)} = 0.0133 \text{ (tC)} \text{ 'dir.}$$

Tablo 3.2. Yakıtların Emisyon Faktörü [52].

Yakıt Türü	Emisyon Faktörü (tC/TJ)
Benzin	18.90
Motorin	20.20
LPG(Sıvılaştırmış Petrol Gazı)	17.20
Linyit Kömürü	27.60
Doğal Gaz	15.30

Atmosfere atılan karbon emisyonu denklem 3.53'deki gibi hesaplanır ve yakıtların oksitlenme oranı Tablo 3.3'de gösterilen doğalgaz değeri olan 0.995 alınmıştır.

$$\text{Karbon Emisyonu(tC)} = \text{Karbon İçeriği(tC)} * \text{Yakıt Oksitlenme Oranı} \quad (3.53)$$

$$\text{Karbon Emisyonu (tC)} = 0.0133(\text{tC}) * 0.995$$

$$\text{Karbon Emisyonu(tC)} = 0.0132 (\text{tC}) \text{ 'dir.}$$

Tablo 3.3. Yakıtların Oksitlenme Oranı [52].

Yakıt Türü	Oskitlenme Oranı
Benzin	0.99
Motorin	0.99
LPG(Sıvılaştırmış Petrol Gazı)	0.99
Linyit Kömürü	0.98
Doğal Gaz	0.995

Atmosfere atılan CO₂ emisyon miktarı denklem 3.53'deki gibi hesaplanır:

$$\text{CO}_2 \text{ Emisyonu(tCO}_2\text{)} = \text{Karbon İçeriği(tC)} * \frac{44}{12} \quad (3.53)$$

$$\text{CO}_2 \text{ Emisyonu(tCO}_2\text{)} = 0.0132 * \frac{44}{12}$$

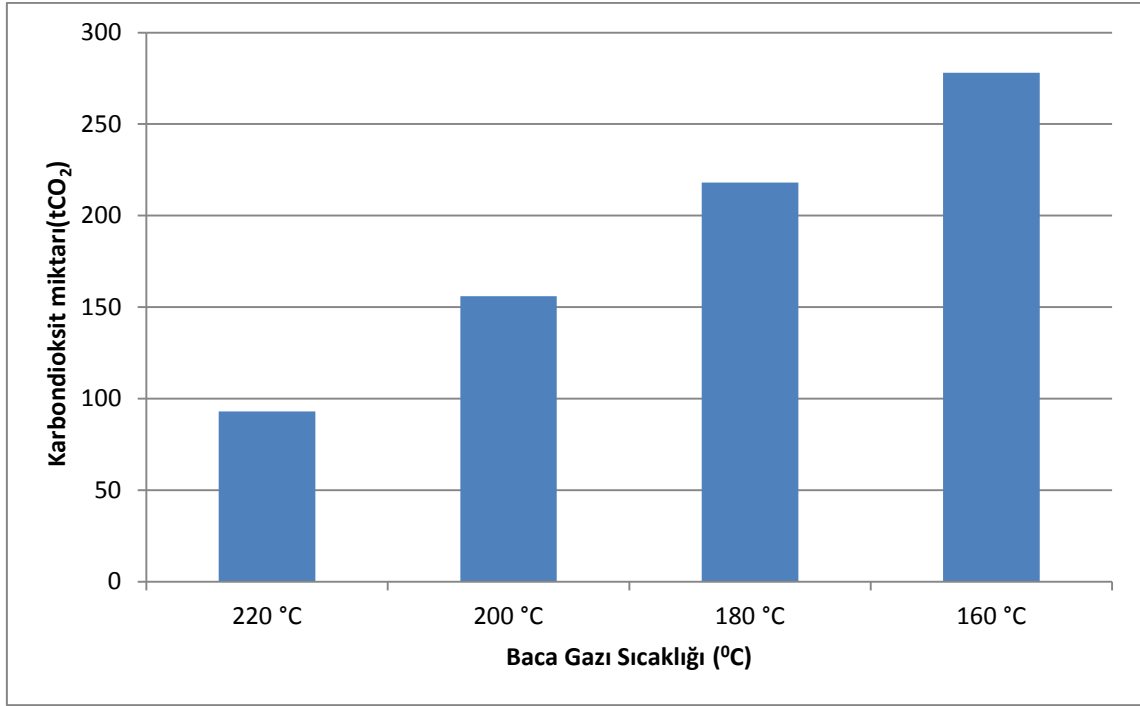
$$\text{CO}_2 \text{ Emisyonu(tCO}_2\text{)} = 0.0485 (\text{tCO}_2/\text{h}) \text{ 'dir.}$$

Atmosfere atılan CO₂ emisyon yıllık miktarı denklem 3.54'deki gibi hesaplanır:

$$\text{CO}_2 \text{ Emisyonu(tCO}_2\text{yıl)} = 0.0485 \left(\frac{\text{tCO}_2}{\text{h}} \right) * 20(\text{h}) * 24(\text{gün}) * 12 \left(\frac{\text{yıl}}{\text{gün}} \right) \quad (3.54)$$

$$\text{CO}_2 \text{ Emisyonu(tCO}_2\text{yıl)} = 279.49 (\text{tCO}_2\text{yıl})$$

Baca gazın sıcaklığın 250 °C'den 160 °C'ye düşürülerek karbon tasarrufunun Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Baca gazı sıcaklığı ile karbondioksit salınım miktarındaki azalmanın gösterimi

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Günümüzde enerji kaynaklarının büyük bir bölümü endüstri ve konutlarda kullanılmaktadır. Enerji kaynağının büyük bir çoğunluğu alternatif enerji kaynaklarının yerine karbon kaynaklı petrol türevlerine dayanan yakıtlar ile sağlamaktadır. Ülkemizde fosil yakıt kaynaklarının yetersizliği sebebiyle enerji yönünden dışa bağımlıdır. Türkiye'nin enerji talebi yaklaşık on yılda bir, ikiye katlanarak artmaktadır. Ülkemizde enerji ihtiyacının yaklaşık olarak % 62'sini yurt dışından temin edilmekte olup ve ithal edilerek kullanılan yakıttan elde elektrik ihtiyacını sağlayan tesislerin verimi % 30 olduğu ülkemizde enerjinin ne kadar önemli olduğu belirlemektedir. Bunun için ülkemizde alternatif enerji kaynaklarının araştırılması ve ülkemizde bulunan enerjinin en ekonomik bir şekilde kullanılması temel hedefler arasında yer almalıdır.

Sera gazı salınımlarının azaltılması yönünde yapılan çalışmalar ve öngörüler iklim sisteminin ve doğal ortamın önümüzdeki yıllarda geçtiğimiz yüzyıla göre çok daha fazla etkileneceğini bize göstermektedir. İklim değişiklikleri toplumların sosyo-ekonomik hayatlarının hemen hemen her alanına etki etmektedir. Öngörülen iklim değişikliklerinin ülkelerin bulundukları coğrafyalara göre su kaynakları, deniz suyu sıcaklıkları ve seviyeleri, tarım, besicilik, insan sağlığı, şehirleşme, turizm, enerji ve istihdam gibi birçok konuda olumlu veya olumsuz birçok etkilerinin olacağı açıktır. Ancak iklim değişikliklerinin boyutu arttıkça, sonucu olumsuz olduğu için etkileri de uzun süre ortadan kalkmayacaktır. Öyle ki iklim değişikliğine sebep olan insan kaynaklı etkenlerin şimdiki seviyelerde kalması, azaltılması ve hatta sıfıra dahi indirilmesi gelecek yıllarda yaşanacak iklim değişikliklerinin bir kısmını önlemek için yeterli olmayacaktır. Bu da toplumlar için ciddi sorunlar yaratacaktır.

Çalışmada bir gazlı içecek üretim tesisinin bulunan buhar kazanı ve soğutma sisteminin ekserji ve ekonomik analizi yapılmıştır. Buhar kazanın Termodinamiğin Birinci ve İkinci kanunları uygulanarak enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yapılan analizler sonucu buhar kazanın, enerji veriminin % 92.50, ekserji veriminin ise % 48.81 olduğu tespit edilmiştir. Buhar kazanın ekonomi analizi ile yıllık yakıt tüketiminin 4,185,728.64 TL olduğu hesaplanmıştır. Buhar kazanı ile baca arasında ekonomizer kullanılması ile baca gazı sıcaklığın 250 °C'den 160 °C'ye kadar düşürülerek 21,233.00 TL'den 63,697.53 TL'ye kadar yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Termodinamiğin Birinci ve İkinci kanunları

uygulanarak soğutma sisteminin de enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Yapılan analizler sonucu soğutma sisteminin, enerji verimi % 79 ve ekserji verimi % 64.28 olduğu tespit edilmiştir.

Bu çalışmada yapılan hesaplamalar sonucu baca gazı sıcaklığın 250 °C'den 160 °C'ye kadar düşürülerek atmosfere atılan CO₂ miktarını yılda 93 tondan 279.49 tona kadar azaltılabilir.



5. ÖNERİ

Ülkemizde enerjiyi yoğun olarak kullanan içecek sektöründeki kuruluşların enerji ile ilgili yetkililerinin, tesislerinin her biriminin enerji analizlerini yaparak durumlarını ve enerji geri kazanım potansiyelini belirlemesi büyük önem arz etmektedir. Bu alanda yapılacak çalışmalarda, atık ısının değerlendirilme alternatifleri, enerjinin daha etkin olarak kullanılmasını sağlayabilecek sistemlerin modellenmesi hakkındaki çalışmalar, tüm sektöre hitap edecek şekilde ele alınabilir.

Böylelikle çevreye gereksiz atılan ısı, CO₂ ve NO_x atıkları azaltılarak atmosfer daha az kirlenecek, sera gazı salınım miktarı azaltılarak küresel ısınma yavaşlatılacak ve iklimlerin hızlı değişmesi önlenecektir.

KAYNAKLAR

- [1] **Apak, E.**, 2007. Bir Seramik fabrikasındaki Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü ,112s., Afyon.
- [2] **Bali, E.**, 2006. Buhar enerjisinin yıllık giderlerinin hesaplanması, Mühendis ve Makine Dergisi, **47 (554)**, 18-22.
- [3] **Çakmak, A.**, 2012. Uşak Şeker Fabrikasının Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimler Enstitüsü,1 sn., Isparta.
- [4] **Çomaklı, K., Yüksel, B., Karagöz, Ş. ve Şahin, B.**, 2006. Kazan Bacalarında Meydana Gelen Enerji ve Ekserji Kayıpları, Tesisat Mühendisliği Dergisi, **92**, 12-14.
- [5] **TMMOB** Elektrik Mühendisleri Odası, 2005.V.Enerji Sempozyumu Sonuç Bildirgesi, Ankara.
- [6] **Keleşoğlu, D.**, 2014. Çay Fabrikasının Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi ,Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 59s, Isparta.
- [7] **Gürsoy, U.**, 2004. Enerjide Toplumsal Maliyet, Temiz ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları, Türk Tabipleri Birliği Yayınları, **1**, 121-122, Ankara.
- [8] **Çomaklı, K., Çomaklı, S.ve Yılmaz, Ö.M.**, 2004. Termal Sistemlerin Ekserjetik analizi, Termodinamik Dergisi, Sayı 137.
- [9] **Kandilci, G.H.**, 2014 Çimento Sektöründe Ekserji Analizi Yaparak Enerji Verimliliğin Araştırılması, Yüksek Lisans Tezi ,Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 164s, İstanbul.
- [10] **Shukuya, M. and Hammache, A.**, 2002. Introduction to the Concept of Exergy - for a Better Understanding of Low-Temperature-Heating and High-Temperature-Cooling Systems, Research Notes 2158 VTT Building and Transport, Lämpömiehenkuja 3, P. O. Box 1804, FIN-02044 VTT, Finland.
- [11] **Mehrpooya, M., Jarrahan, A. and Pishvaie, M.R.**, 2006. Simulation and Exergy-Method Analysis of an Industrial Refrigeration Cycle Used in NGL Recovery Units, International Journal of Energy Research Int. J., DOI: 10.1002/er.1256.
- [12] Anonim, Beşinci Beş Yıllık Kalkınma Planı (2001-2005), D.P.T. Yayınları, Yayın No:2281, Ankara, 2001.

- [13] Tüsiad Sektörel Durum Analizi, (2002).Türkiye açısından enerjinin etkin kullanımı ve verimlilik, Sektörel Araştırmalar Serisi 13.Bölüm, 217-219.
- [14] **Abuşoğlu, A.ve Kanoğlu, M.**, 2009. Energy and Exergy Analysis of Diesel Engine Powered Cogeneration Systems, Summer Course on Exergy and Its Applications, İsparta.
- [15] **Şahin, H.M., Acır, A., Baysal, E.ve Koçyiğit, E.**,2007. Enerji ve Ekserji Analizi Metoduyla Kayseri Şeker Fabrikasında Enerji Verimliliğinin Değerlendirilmesi, Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi, **(22-1)**, 111-119.
- [16] **Bodvarsson,G. and Eggers, D. E.**, 1972. The exergy of thermal water. Geothermics, **1(3)**, 93-95.
- [17] **Rosen, M. A.**, 1990. Comparison based on energy and exergy analyses of the potential cogeneration efficiencies for fuel cells and other electricity generation devices, International journal of hydrogen energy, 15(4), 267-274.
- [18] **Dunbar, W. R., Lior, N.and Gaggioli, R. A.**, 1991. Combining fuel cells with fuel-fired power plants for improved exergy efficiency. Energy, **16(10)**, 1259-1274.
- [19] **Bidini, G., and Stecco, S. S.**, 1991. A computer code using exergy for optimizing thermal plants, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, **113(1)**, 145-150
- [20] **Tsatsaronis, G.**, 1993. Thermoeconomic analysis and optimization of energy Systems, Progress in energy and combustion science, **19(3)**, 227-257.
- [21] **Pak, P. S. and Suzuki, Y.**, 1997. Exergetic evaluation of gas turbine cogeneration systems for district heating and cooling, International Journal of Energy Research, **21(3)**, 209-220.
- [22] **Doldersum, A.**, 1998. Exergy analysis proves viability of process modifications, Energy Conversion and Management, 39(16-18), 1781-1789.
- [23] **Habib, M. A., Said, S. A. M. and Al-Zaharna, I.**, 1999. Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal-power plants, Applied Energy, **63(1)**, 17-34.
- [24] **Guarinello Jr, F., Cerqueira, S. A. and Nebra, S. A.**, 2000. Thermoeconomic evaluation of a gas turbine cogeneration system, Energy conversion and management, **41(11)**, 1191-1200.
- [25] **Chejne, F. and Restrepo, J. A.**, 2003. New rules for the exergo-economic optimization methodology, Energy, **28(10)**, 993-1003.

- [26] **Kopac, M., and Zemher, B.**, 2004. Exergy analysis of the steam-injected gas turbine, *International Journal of Exergy*, **1(3)**, 363-374.
- [27] **Ünver, Ü.ve Kılıç, M.**, 2005. Bir kombine çevrim güç santralının Termodinamik analizi. *Mühendis ve Makine*, **46(545)**, 47-56.
- [28] **Aljundi, I. H.**, 2008. Energy and exergy analysis of steam power plant in Jordan, *Applied Thermal Engineering*, in press.
- [29] **Dragan M., Uzunescu K., Panait T. and Gelu C.**, 2009. Thermal systems and environmental engineering department, Dunarea de Jos, University of Galati, Domneasca Street, Galati, Romania, 263-266.
- [30] **Saidur R., Ahamed J.U. and Masjuki H.H.**, 2010. Energy, exergy and economic analysis of industrial boilers, Department of Mechanical Engineering, University of Malaya, 50603 Kuala Lumpur, Malaysia, **38**, 2188-2197.
- [31] **Regulagadda, P., Dincer, I. and 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.
- [32] **Jiang, Y. Y. and Zhou, S. X.**, 2010. Exergy analysis of boiler based on the temperature gradient, *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC)*, North China Electric Power University, Beijing, 102206, China, Asia-Pacific, 1-4.
- [33] **Murad, A. ve Rahi, D. G.**, 2013. Gaz Türbinli Bir Isıl-Güç (Kojenerasyon) Çevrim Santralının Enerji ve Ekserji Analizi: Ankara Şartlarında Uygulama, *Tubav Bilim Dergisi*, **2**, 19-27.
- [34] **Ünal, F. ve Özkan, D.B.**, 2014. Tunçbilek Termik Santralının Enerji ve Ekserji Analizi, *Tesisat Mühendisliği*, **143**, 5-13.
- [35] **Bulut, H. ve Akgül, A.A.**, 2013. Dört Kademeli Pistonlu Tip Bir CO₂ Kompresör Sisteminde Enerji ve Ekserji Analizi, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 17-20 Nisan, 1179-1193.
- [36] **Yılmaz, F., Balta, M. T. ve Selbaş,** 2007. R. Thermodynamic Analysis Of Ground Source Heat Pump.
- [37] **Selbaş, R., Özgür, A. E., Balta, M. T. ve Yılmaz, F.**, 2016). Solkaterm@ ses 36 Soğutucu Akışkanın Soğutma Uygulamalarında Performans İncelenmesi, *SDU International Journal of Technological Science*, **8(1)**, 10-19.

- [38] **Mert, M.S., Barış, C.C. ve Çakır, C.**, 2015. Eren Enerji Elektrik Üretim A.Ş. Termik Santralinin Enerji ve Ekserji Analizi, Bitirme Tezi, Yalova Üniversitesi, Yalova.
- [39] **Coşkun, A., Geredelioğlu, Ç., Bolattürk, A. Ve Gökaslan., M.Y.**, 2013. Çayırhan Termik Santralinin Ekserji ve Enerji Anaizi, 11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 17-20 Nisan, 1121-1130
- [40] **Saka, K., Karadeniz, N.Y., Kaynaklı, Ö.ve Kaynaklı, F.**, 2015. Hava Soğutmalı Çift Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji ve Enerji Analizi, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 8-11 Nisan, 1137-1151.
- [41] **Tetik T.**, 2011. Doğalgaz Yakıtlı Bireysel Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü ,3-13s., Çorum.
- [42] **Wan Wylen, G. J. and Sonntag, R. E.**, 1985. Fundamentals of Engineering Thermodynamics.
- [43] **Sato, N.**, 2004. Chemical Energy and Exergy, An Introduction to Chemical Thermodynamics, Elsevier Science & Technology Books, 160 p.
- [44] **Szargut, J.**, 1988. Exergy losses in the chains of technological processes, Bulletin of the Polish Academy of Sciences. Technical sciences 36.7-9, 513-521.
- [45] **Kotas, T. J.**, 1985. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Anchor Brendon Ltd., Tiptree.
- [46] **Çomaklı, K. ve Yüksek, B.**, 2002. Kazanlarda Ekserji Analizi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 33-37.
- [47] <https://www.gazdas.com.tr/> Gaziantep-bölgesi/hizmetleri/161/faturalandırma nasıl yapılır. 30.05.2019
- [48] <https://www.portal.enerya.com.tr/> Doğalgaz Birim Fiyatları/index.xhtml?city=09, 30.05.2019.
- [49] <https://www.mynet.com.tr/> Ekonomi, 30.05.2019.
- [50] **Wenta Makinal Ltd.Şti.** Yeni Ürün, Mühendis ve Makine Dergisi, **616**, 18-19.
- [51] **Karabulut, N., Baltacı, N. ve Buğday, Ö.**, 2007. Dünya Atmosferi ve Güneş Işınları, Sanayi Kazanları ve Ek Donatım İşletme El Kitabı, 110, 21-22.
- [52] **Pekin, A.M.**, 2006. Ulaştırma Sektöründen Kaynaklanan Sera Gazı Emisyonları Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Bülent ÇETİNKAYA 1982 yılında Diyarbakır'ın Ergani ilçesinde doğdu. İlköğrenimini ve liseyi Ergani tamamladı. Ergani'de Lisesi'nden 2001 yılında mezun oldu. Dicle Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümüne 2003' yılında girdi ve 2008 yılında öğrenimini tamamladı. 20 Şubat 2008'de TMMOB Makine Mühendisleri Odası Diyarbakır Şubesinde işe başladı. 15 Haziran 2008'de TMMOB Makine Mühendisleri Odası Elazığ İl Temsilciliği'nde görev yapmaktadır.

ADRES BİLGİLERİ

Süsrürü Mah. Halit Hoca Bulvarı
Özdemircioğlu Apt. Kat: 3 No: 10
23000 Merkez/ELAZIĞ
Tel: (530) 327 94 28