

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇELİK ISIL İŞLEM OCAKLARINDA TERMOEKONOMİK
ANALİZ**

Mak. Müh. Aykut AŞIK

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Galip TEMİR

İSTANBUL, 2005

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ	i
ŞEKİL LİSTESİ	iii
ÇİZELGE LİSTESİ	iv
ÖNSÖZ.....	v
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
1. GİRİŞ.....	1
2. TERMODİNAMIĞIN BİRİNCİ KANUNU.....	4
2.1 Kapalı Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi.....	4
2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi	5
2.2.1 Kütleinin korunumu.....	5
2.2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanunun Genel İfadesi	5
3. TERMODİNAMIĞIN İKİNCİ KANUNU.....	7
3.1 Termodinamiğin İkinci Kanunu'nun Geleneksel İfade Biçimleri.....	7
3.2 Tersinir ve Tersinmez Hal Değişimleri.....	7
3.3 Entropi.....	8
3.4 Entropi Üretimi.....	9
3.5 Kullanılabilir Enerji.....	10
3.5.1 Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji.....	11
3.5.2 Açık Sistemlerde Kullanılabilir Enerji.....	13
3.6 Ekserji Analizleri.....	14
3.6.1 Akızsız Sistemler.....	14
3.6.2 Akıslı Sistemler.....	18
3.7 Genelleştirilmiş Ekserji Analizleri.....	21
3.8 Hava Şartlandırma Uygulamaları.....	23
3.8.1 Hava ve Su Buharı Karışımları.....	23
3.8.2 Nemli Havanın Toplam Akış Ekserjisi.....	26
4. ISI TRANSFER EKSERJİLERİ.....	29

4.1	Radyasyon.....	29
4.1.1	Eşit-Dağılı Yayan,Gri Yüzeylerden Oluşan Kapalı Çerçevelerde Işınım İle Isı Geçişi.....	29
4.1.1.1	Bir Yüzeyde Işınım İle Net Isı Geçişi.....	30
4.1.1.2	Yüzeyler Arasında Işınım İle Isı Geçişi.....	31
4.1.1.3	İki Yüzeyli Kapalı Çerçeveler.....	33
4.1.2	Radyasyon Ekserjisi.....	33
4.1.2.1	Siyah Cismin Ekserjisi.....	34
4.1.2.2	Siyah Olmayan Cismin Ekserjisi.....	37
4.2	Konveksiyon.....	37
5.	ÇELİKLERDE ISIL İŞLEM.....	40
5.1	Yüksek Hız Çeliklerinin Isıl İşlemi.....	40
5.1.1	Tavlama.....	40
5.1.2	Ön Isıtma.....	40
5.1.3	Ostenitleme.....	43
5.1.4	Soğuma.....	43
5.1.5	Temperleme.....	44
6.	VAKUM ISIL İŞLEM OCAKLARI.....	49
7.	TERMOEKONOMİK ÇÖZÜMLEME YÖNTEMİ.....	50
8.	BİR VAKUM ISIL İŞLEM OCAĞININ TERMOEKONOMİK ANALİZİ.....	54
8.1	Isıtma Projesi.....	54
8.1.1	Isıtma İçin Ekserji Kayıpları.....	55
8.1.2	Isıtma İçin Exergoekonomik Analiz.....	62
8.2	Su Verme (Quenching) Prosesi.....	68
8.2.1	Su Verme İçin Ekserji Kayıpları.....	69
8.2.2	Su Verme İçin Exergoekonomik Analiz.....	76
8.2.3	Maliyet.....	92
8.2.3.1	Vakum Isıl İşlem Ocağının İlk Yatırım Maliyeti.....	92
8.2.3.2	Senelik İşletme Bakım Onarım Masrafları.....	93
9.	SONUÇ VE DEĞERLENDİRME.....	94
	KAYNAKLAR.....	99
	ÖZGEÇMİŞ.....	101

SİMGE LİSTESİ

a	Hava
A	Alan (m ²)
c	Birim ekserjinin ortalama fiyatı (\$/gj)
C	Birim ekserji akımının fiyatı (\$/h)
c	Tahrip olan ekserjinin birim ekserjisinin ortalama fiyatı (\$/gj)
C _D	Tahrip olan ekserjinin birim akımının fiyatı (\$/h)
c _f	Yakıtın birim ekserjisinin ortalama fiyatı (\$/gj)
c _L	Kayıp ekserjinin birim ekserjisinin ortalama fiyatı (\$/gj)
C _L	Kayıp ekserjinin birim akımının fiyatı (\$/h)
c _p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
c _v	Sabit hacimde özgül ısı (kJ/kgK)
e	Özgül ekserji (kJ/kg)
e _{ch}	Kimyasal akış ekserjisi (kJ/kg)
e _t	Toplam veya termomekanik ve kimyasal akış ekserjisi (kJ/kg)
\bar{e}_x	Termomekanik (fiziksel) akış ekserjisi (kJ/kg)
CELF	Sabit düzeltme faktörü
CRF	Kapital geri kazanım faktörü
E	Enerji (kJ)
E	Ekserji debisi (kW)
E _D	Tahrip olan ekserji (kW)
E _L	Kayıp ekserji (kW)
E _k	Yok edilen ekserji (kW)
E _i	Yayma gücü(W/m ²)
F _{ij}	Şekil faktörü
f	Termoekonomik faktör (%)
G	Gelen ışınlam(W/m ²)
g	Özgül gibbs fonksiyonu (kJ/kg)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
\bar{h}	Toplam molar entalpi (kJ/kg)
h	Taşınım katsayısı (W/m ² K)
i _{eff}	Geri ödeme oranı (%)
J	Giden ışınlam
K	Kullanılabilirlik (kJ)
k	Özgül kullanılabilirlik (kJ/kg)
k	Bir değere getirilmiş fiyat düzeltme faktörü
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
KE	Kinetik enerji (kJ)
L	uzunluk (m)
m	Kütleli debi (kg/s)
N	Mol sayısı
Nu	Nusselt sayısı
\dot{N}	Toplam akış oranı
P	Basınç (kPa)
PE	Potansiyel enerji (kJ)
Pr	prandtl sayısı
Q	Isı geçişi(kj)
r _n	Eslakasyon (%)

r_i	Faiz oranı (%)
R	Gaz sabiti (kJ/kgK)
Re	Reynold sayısı
s	Özgül entropi (kJ/kgK)
\bar{s}	Toplam molar entropi (kJ/kgK)
S	Entropi (kJ/K)
$S_{\text{üret.}}$	Entropi üretimi (kJ/K)
t	Zaman (s)
T	Sıcaklık (K)
u	Özgül iç enerji (kJ/kg)
x	Mol oranı
v	Özgül hacim (m ³ /kg)
V	Hacim (m ³)
V	Hız (m/s)
w	mol kesri oranı
W	İş (kJ)
y	Yok edilen ekserji oranı (%)
y_D	Tahrip olan ekserji oranı (%)
y_L	Kayıp ekserji oranı (%)
z	Yükseklik (m)
Z	Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (\$/h)
$Z_{\text{iş}}$	İşletme maliyeti (\$/h)
Z_{yat}	Yatırım maliyeti (\$)
ε	Yayma oranı
ρ	Yansıtma oranı
α	Yutma katsayısı
σ	Stefan-Boltzman sabiti
ψ	Maksimum verimlilik oranı
Φ	Bağıl nem
μ	Kimyasal potansiyel
η_{II}	İkinci yasa verimi

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1	Bir gazın sanki-dengeli genişletilmesi ve sıkıştırılması.....8
Şekil 3.2	Tersinir ve tersinmez hal değişimlerinden oluşan bir çevrim.....9
Şekil 3.3	Akışkan olmayan sistemlerin çevre ile ulaştığı termik, mekanik ve kimyasal denge.....14
Şekil 3.4	Karışım akışının çevre ile termik, mekanik ve kimyasal dengede olduğu Düzenli akış cihazı.....18
Şekil 3.5	Çevreyle ısı, iş ve kütle değişimi yapan genel açık sistem.....22
Şekil 3.6	Akışsız toplam, kimyasal ve fiziksel ekserjiler arasındaki ilişki.....22
Şekil 3.7	Akışlı toplam, kimyasal ve fiziksel ekserjiler arasındaki ilişki.....26
Şekil 4.1	Eşit-dağılı yayan, gri yüzeylerden oluşan ve içinde ışınlama etkileşmeyen Bir ortam bulunan kapalı çerçevede ışınlama ısı geçişi.....30
Şekil 4.2	Kapalı bir çevredeki yüzeyi ile diğer yüzeyler arasındaki ısı geçişi için Elektrik benzetmesi.....32
Şekil 4.3	İş içindeki radyasyonun tersinir geçişinin ilk basamağı.....34
Şekil 4.4	Optimal işi veren radyasyonun tersinir geçişinin tamamı.....36
Şekil 5.1	Temperleme sıcaklığı ve süresinin (M2) 1.3343 çeliğine etkisi.....45
Şekil 8.1	Vakum ocağının şematik gösterimi.....54
Şekil 8.2	Vakum ocağının şematik gösterimi.....55
Şekil 8.3	Radyasyon için ocak görünüşü.....55
Şekil 8.4	Konveksiyon için ocak görünüşü.....56
Şekil 8.5	Radyasyon için ocak görünüşü.....59
Şekil 8.6	Ocağın şematik görünümü.....62
Şekil 8.7	Vakum pompasının şematik görünümü.....64
Şekil 8.8	Su verme (quenching) prosesi şematik gösterimi.....68
Şekil 8.9	Kompresör 1'in şematik görünümü.....77
Şekil 8.10	Fanın şematik görünümü.....79
Şekil 8.11	Ocağın şematik görünümü.....81
Şekil 8.12	Buharlaştırıcı şematik görünümü.....83
Şekil 8.13	Kompresör 2'in şematik görünümü.....84
Şekil 8.14	Yoğuşturucu şematik görünümü.....86
Şekil 8.16	Kısılma valfi şematik görünümü.....88
Şekil 9.1	Sistem elemanlarına göre tahrip olan ekserji (E_D).....94
Şekil 9.2	Sistem elemanlarına göre kayıp ekserji (E_L).....94
Şekil 9.3	Sistem elemanlarına göre bir değere getirilmiş yıllık toplam değer (Z).....95
Şekil 9.4	Sistem elemanlarına göre tahrip olan ekserji maliyeti C_D95
Şekil 9.5	Sistem elemanlarına göre kayıp olan ekserji maliyeti C_L96
Şekil 9.6	Sistem elemanlarına göre termoekonomik faktör f96
Şekil 9.7	Isıtma ve su verme proseslerine göre kayıp olan ekserji oranları.....97

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 5.1	Çeşitli yüksek hız çeliği malzemelerinin ısıtma şartları.....42
Çizelge 5.2	1220 °C'da ostenitlenip 107 °C 'daki banyoda soğutulmuş 1.3355 çeliğinin 565 °C 'daki temperleme sonrası iç yapıdaki kalıntı ostenit miktarı ve sertlik değerleri.....45
Çizelge 5.3	1.3207 çeliğine ait ısıtma şartları ve iç yapı değişimleri.....48
Çizelge 8.1	Isıtma sistemindeki noktaların fiziksel değerleri.....61
Çizelge 8.2	Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri.....67
Çizelge 8.3	Soğutma sistemindeki noktaların fiziksel değerleri.....69
Çizelge 8.4	Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (ekserjileri hesaplanmış).....76
Çizelge 8.5	Vakum ocağının her bir elemanın için hesaplanan termoekonomik değerler.....91
Çizelge 8.6	Sistem elemanlarının ilk yatırım maliyetleri.....92
Çizelge 8.7	Sistem elemanlarının işletme masrafları.....93

ÖNSÖZ

Dünyamızda enerji kaynaklarının tükenmesi giderek daha geniş çevrelerce enerji tasarrufunun öneminin benimsenmesine neden olmaktadır. Bu düşünce bilimsel platformlarda da konuşulmakta ve var olan enerjinin nasıl daha verimli kullanılabilceği ile ilgili çalışmaların yapılmasını sağlamaktadır.

Enerjinin bir türden diğere bir türe dönüştürülmesi için termodinamikten yararlanılır.termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliği ile, ikinci yasası ise enerjinin niteliği ile ilgilidir. Termodinamik dizayn yapılırken en çok ikinci yasa kullanılmaktadır.

Enerjinin termodinamik sistemlerde verimli kullanılması için kullanılan araçlardan biride kullanılabilir enerji analizi yani ekserji analizidir. Bu çalışmada bir vakum ısı işlem ocağı için ekserji analizinin nasıl uygulanabileceğinin açıklaması amaçlanmıştır.

Bu çalışma sırasında desteği ve yönlendirmeleri ile bana yardımcı olan sayın hocam Prof. Dr. Galip Temir'e, yardımları için Alper Tezcan'a ve bana her zaman destek olan aileme teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Vakum ısıtma işlem ocağının termoekonomik analizini irdeleyen bu çalışmada termodinamiğin 1. ve 2. yasalarının birleştirildiği bir yöntem kullanılmıştır. Vakum ocağının ısıtma ve su verme (quenching) prosesleri için ayrı ayrı analizler yapılmış ve bunların sonuçları yorumlanmıştır.

Ekserji analizi iki adımda gerçekleştirilmektedir. Bunlar ekserji analizi ve eksergoekonomik analizdir. Ekserji analizinde, ısıtma ve su verme (quenching) prosesi için her ünite için ayrı ayrı hesaplama yapılmaktadır. Isıtma prosesinde radyasyon ve konveksiyon ile oluşan ısı transferlerinin ekserjileri hesaplanmıştır. Ayrıca giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanıp tablolar halinde sunulmuştur. Eksergoekonomik analizde ise parasal giderler belirli eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Parasal giderlerden yola çıkarak tahrip olan ekserji ve termoekonomik faktör hesaplanmış ve bu değerler yorumlanarak sistemdeki iyileştirme olanakları belirlenmiştir.

Bu çalışmada termoekonomik analiz ve ekserji analizinin bir sistem üzerinde uygulanması irdelenmiştir. Burada amaç enerjinin maksimum kullanımını sağlayabilmektir. İyileştirmenin nasıl yapılacağı yorumlamak için ekserji kayıplarını yada termoekonomik faktörleri incelemek gerekmektedir. Burada göz ardı edilmemesi gereken bir diğer husus enerjiyi maksimum kullanmak için seçilen ekipmanların ömrünün uzun süreli olmasının gerekliliğidir.

Anahtar Kelimeler: Ekserji analizi, ikinci kanun analizi, termoekonomik analiz, Vakum ısıtma işlem ocağı

ABSTRACT

A method combining 1st and 2nd laws of thermodynamics was used for this study which examines the economic analysis of the vacuum heat treatment furnace. Separate analyses were performed for heating and quenching processes of the vacuum furnace and their results were interpreted.

There are two steps in the exergy analysis. These are exergy and exergo-economic analyses. Separate calculations for each unit were performed for heating and quenching processes in the exergy analysis. The exergies of heat transfers that are generated via radiation and convection during heating process were calculated. Moreover input and output exergies were calculated and presented in the forms of tables. On the other hand, financial expenses were calculated by utilizing relevant equations in the exergo-economic analysis. The damaged exergy and thermodynamic factor were calculated by means of financial expenses and improvement opportunities in the system were determined by evaluating these values.

The implementation of the thermodynamic and exergy analyses on a system was examined in this study. The objective is to ensure maximum utilization of the energy. Exergy losses or thermodynamic factors should be examined in order to interpret how the improvement would be made. Another point that should not be disregarded is the necessity of the equipments selected for the maximum utilization of energy having longevity.

Keywords: Exergy analyse, Second law analyse, coastal law, Thermoeconomic analyse,
Vacuum heat treatment furnace

1.GİRİŞ

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliği ile ilgilidir ve bir sisteme giren, üretilen, çıkan ve depo edilen enerji miktarlarının toplamının sıfır olduğunu ifade eder. Birinci kanun enerjinin niteliği ile ilgili herhangi bir değerlendirme yapmaz.

Termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin niteliği ile ilgilidir ve enerjinin niteliği ile ilgili değerlendirmeler yapılmasını mümkün kılan araçlar içerir. İkinci kanun, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüşümü sonucunda toplam miktarında değişiklik olmasa bile niteliğinde değişiklikler olacağını ifade eder. Örneğin ısının tamamının dönen mil işine dönüştürülmesinin mümkün olmayacağını, ısının bir kısmının dönen mil işine dönüşürken kalan kısmının daha düşük sıcaklıktaki bir ortama verilmesi gerektiği termodinamiğin ikinci kanununun bir sonucudur. Ayrıca; ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama, dışarıdan herhangi bir iş etkisi almadan transfer olmasının imkansız olduğu yine termodinamiğin ikinci kanununun bir sonucudur.

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısının işe dönüştürülmesi için kullanılacak çevrimler arasında dönüştürme verimi en yüksek olan çevrim Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi ısının yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama geçmesini sağlayarak iş üretir. Carnot çevrimi tersinir bir çevrimdir, dolayısıyla tersine çalışması da mümkündür. Carnot çevrimi tersine çalıştırılırsa, dışarıdan iş alarak ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama geçmesini sağlar. Tersine çalışan Carnot çevrimine “Ters Carnot Çevrimi” veya “İdeal Soğutma Çevrimi” adı verilir.

Carnot çevriminde olduğu gibi verimi en yüksek soğutma çevrimi Ters Carnot çevrimidir ve Ters Carnot çevriminin de pratikte uygulanması çok zordur ve ekonomik değildir. Bu nedenle Ters Carnot çevrimi soğutma çevrimlerinin karşılaştırılmasında bir referans olarak kullanılır.

Termodinamik sistemlerin analizinde sadece birinci kanun analizi ile elde edilecek sonuçların değerlendirilmesi bazı hatalara neden olabilir. Bu nedenle birinci kanun analizi ile birlikte ikinci kanun analizi yapılması daha doğru sonuçlar verecektir.

İkinci kanun analizi entropiye dayalı (entropi analizi) veya kullanılabilir enerjiye dayalı (kullanılabilir enerji analizi) olabilir. Entropi analizinde, entropi değişimi ve entropi

üretimnin hesaplanması karmaşık işlemler gerektirebilir, ayrıca entropi enerjinin sadece niteliğini ve kalitesini ifade eder, miktarı hakkında bilgi içermez. Kullanılabilir enerji analizinde ise kontrol hacmi sınırı uygun seçilirse işlemler çok basitleşebilir, ayrıca kullanılabilir enerji (ekserji), enerjinin niteliği ile birlikte miktarını da belirtir.

Burada yapılan çalışma tamamen kullanılabilir enerji analizine dayandırılacak olup, bu çalışmanın kullanılabilir enerji analizinin soğutma sistemlerine uygulanması konusunda önemli bir örnek teşkil etmesi amaçlanmaktadır.

Kullanılabilir enerji analizi metodun temelleri on dokuzuncu yüzyılın ikinci yarısından sonra atılmaya başlanmıştır. 1871 yılında, Maxwell ilk olarak “kullanılabilir enerji” terimini kullanmıştır. 1873 yılında Gibbs, “mümkün olan en fazla net iş (dönen mil işi)” adı altında kullanılabilir enerji için analitik bir hesap yöntemi vermiştir. 1875 yılında yine Maxwell, kendisinin “Theory of Heat” adlı kitabının dördüncü baskısında “mümkün olan en yüksek brüt iş” ismi ile çok basit bir analiz yapmıştır. 1889 yılında Guoy’in akış olmayan sistemlerde kullanılabilirlikle ilgili çalışmaları yayımlanmıştır. Ancak, buradaki ifadeler Gibbs’in verdiği ifadelerden daha basitti. 1989 yılında Stodola, akış olmayan bir işlemde mümkün olan en fazla brüt iş ile ilgili bir ifade vermiştir. Stodola, bu çalışmasında kayıp brüt iş potansiyeli ile entropi arasında bir ilişki olduğunu göstermiştir.

On dokuzuncu yüzyıldan beri kullanılabilir enerji analizi prensipleri konusunda bir çok insanın çalışmalar yapmış olmasına rağmen, kullanılabilir enerji kavramı mühendislik uygulamalarına 1920 ve 1930’larda girmiştir. 1932 yılında J. Kenan, Gibbs’in vermiş olduğu sonuçları daha basit ve daha kullanışlı kavramlarla ifade etmiş ve mümkün olan en yüksek net iş (dönen mil işi) için “kullanılabilirlik” terimini kullanmıştır. 1956 yılında Rant, Bosnjakoviç’in daha önce kullandığı “iş yeteneği” terimi yerine “exergy” teriminin kullanılmasını önermiştir.

Kullanılabilir enerji analizi metodunda, özellikle 1970’lerdeki petrol krizinden sonra hızlı gelişmeler olmuştur. F. Bosnjakovic, J. Keenan, Z. Rant, J. Szargut ve R. Gaggioli kullanılabilir enerji analizleri metodunun gelişmesinde önemli roller oynamışlardır.

Kullanılabilir enerji analizinin gelişmesinin özetleri 1980’lerin son yıllarında Kotas (1985) ve Szargut (1988) tarafından ortaya konulmuştur. Geçen on yıl içerisinde ASME İleri Enerji

Sistemleri Bölümü üyeleri gelişmelerde ön sıralarda olmuşlardır. Konuyla ilgili olarak anahtar niteliğindeki çalışmalar, 1990'lı yıllarda Tsatsaronis ve Moran tarafından yapılmıştır. Moran, kullanılabilir enerji analizinin termodinamik sistem analizinde kullanılan temel ifadeleri belirlemiş, Tsatsaronis de kullanılabilir enerji analizi metoduna dayanan termoeconomik optimizasyonu (exergoeconomic optimization) konularında çok önemli çalışmalar yapmıştır.

1992 yılında Boehm kullanılabilir enerji analizi yönteminin termodinamik sistem sızaynında uygulanabilirliğini göstermiştir. Kuremenos ve Tsatsaronis (1991) termal ve enerji sistemlerinin analizinde kullanılabilir enerji analizini kullanmışlardır. Stecco ve Moran (1992) kullanılabilir enerji analizi yöntemi ile Dünya enerji rezervlerinin gelecekteki durumlarını tespit etmeye çalışmışlardır. Valero ve Tsatsaronis (1992) kullanılabilir enerji analizini kullanarak enerji sistemlerinde verimlilik ve maliyet optimizasyonu ve simülasyonu konularında bir çalışma yapmışlardır. 1994 yılında M. J. Moran ve E. Sciubba, ekserji analizlerinin temel prensiplerini açıklayarak, fiziksel ve kimyasal ekserji kavramlarını tanımlamış ve bunları formülize ederek güç sistemlerine nasıl uygulanabileceğini anlatmışlardır. Bunlardan başka; Aksel Öztürk (1998) Clasius eşitsizliği yerine entropiden bağımsız ısının ve işin kullanılabilirliğine dayanan yeni bir eşitsizlik tanımlamıştır. Öztürk bu yeni eşitsizliğe dayanarak entropi içermeyen bir kullanılabilir enerji dengesi ifadesi yaratmıştır.

Görüldüğü gibi kullanılabilir enerji kavramının çok eski bir tarihi olmasına rağmen, mühendislik uygulamalarında bugüne kadar çok kullanılmaması ilginçtir. Tarihsel süreç gösteriyor ki, kullanılabilir enerji analizi, enerjinin pahalı olduğu zamanlarda yapılmış, fakat ucuz ve bol olduğu zamanlarda yapılmamıştır.

2. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ KANUNU

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin yoktan var edilemeyeceğini ve var olan enerjinin de yok edilemeyeceğini söyler. Yani, birinci kanun bir sistemde enerjinin bir şekilden diğerine dönüşümü ile ilgilidir. Bu dönüşümler sonucunda sistemin toplam enerjisinin değişmeyeceğini ifade eder. Termodinamiğin birinci kanununun genel ifadesi şu şekildedir:

$$\Delta Q - \Delta W = \Delta E \quad (2.1)$$

Termodinamik sistemlerin analizinde sınırları belirlemek çok önemlidir. Belirlenen sistem sınırına göre, sistem kapalı sistem veya açık sistem olarak incelenebilir. Sistem sınırlarını uygun şekilde belirlemek hesapları kolaylaştırır. Temel olarak, sistem sınırları içerisinde sistem içine veya dışına kütle transferi oluyorsa sistem “açık sistem” olarak, olmuyorsa sistem “kapalı sistem” olarak tanımlanır.

2.1 Kapalı Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi

Verilmiş bir kapalı sistem içindeki Δm kütle elemanın birim kütle için toplam enerjisi;

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.2)$$

eşitliği ile verilir. Hal değişiminin başında ve sonuna sistem denge halinde olduğu için sistemin bütününe ait toplam enerji ifadesi;

$$E = U + \frac{mV^2}{2} + mgz \quad (2.3)$$

ifadesi halini alır.

Termodinamiğin birinci kanununun genel ifadesinden yola çıkarsak, 1 denge halinden 2 denge haline geçen herhangi bir kapalı sistem için bu ifade şu şekli alır

$$\int_1^2 \delta Q - \int_1^2 \delta W = E_1 - E_2 \quad (2.4)$$

$$Q_{1,2} - W_{1,2} = (U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) \quad (2.5)$$

$$Q_{1,2} - W_{1,2} = U_2 - U_1 + m(V_2^2 - V_1^2)/2 + mg(z_2 - z_1) \quad (2.6)$$

2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi

2.2.1 Kütleinin Korunumu

Kütleinin korunumunun açık sistemler için genel ifadesi:

$$\sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_\varphi = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (2.7)$$

şeklindedir.

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez ($m_{KH} = \text{sabit}$). Bu durumda, kütleinin korunumu ilkesi uyarınca kontrol hacmine giren toplam kütleinin, kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olması gerekir. Bu ifade aşağıdaki gibidir:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\varphi \quad (2.8)$$

2.2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanunun Genel İfadesi

$$\sum_{\text{giren}} \dot{m} \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] + Q - W = \frac{\partial E}{\partial t} \quad (2.9)$$

şeklindedir.

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacminin toplam enerjisi sabittir ($E = \text{sabit}$). Bu, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmadığı anlamına gelir. Böylece sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye

eşit olması zorunludur. Buna göre sürekli akışlı açık sistemlerde termodinamiğin birinci yasasını şöyle yazılır:

$$\sum \dot{m} \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] - \sum \dot{m} \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] + Q - W = 0 \quad (2.10)$$

$$Q - W = \sum \dot{m} \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] - \sum \dot{m} \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] \quad (2.11)$$

3. TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ KANUNU

Termodinamiğin birinci kanunu herhangi bir hal değişiminde sistemle çevre arasındaki alınan ve verilen iş ve ısı ile iç enerjide meydana gelen değişme arasındaki bağıntıyı vermektedir. Fakat bu yasa bize tasarlanan bir hal değişiminin gerçekleşip gerçekleşmeyeceği hakkında bir bilgi vermemektedir. Oysa ki doğadaki hal değişimlerinin ve enerji dönüşümlerinin sadece belirli yönlerde kendiliğinden gerçekleşebileceğini göstermektedir. Termodinamiğin ikinci kanunu bize ısı dönüşümlerinin hangi oranda olabileceği hakkında bilgiler verir. İkinci kanuna göre ıyı dönüştüren hiçbir güç makinasının verimi %100 olamaz, yani ısının tamamı işe çevrilemez.

3.1 Termodinamiğin İkinci Kanunu'nun Geleneksel İfade Biçimleri

Clasius İfadesi : Isı hiç bir zaman kendiliğinden sıcaklığı düşük olan bir cisimden sıcaklığı daha yüksek olan bir cisme geçemez.

Kelvin İfadesi : Sürece katılan cisimlerde başkaca bir değişiklik olmaksızın bir tek ısı kaynağından ısı çekerek bunu tamamen işe dönüştüren bir makina yapma olanağı yoktur.

Kelvin-Planck İfadesi : Periyodik olarak çalışan ve bir tek ısı kaynağı ile ısı alışverişi yaparak sürekli olarak iş veren bir makina yapma olanağı yoktur.

Bu ifadelerin hepsi, ısının tümünün işe çevrilemeyeceğini söylemektedirler. İkinci kanun bu gerçeği dile getirirken nedenini de söyler: Doğal olan hiç bir süreç çevre ve sistemde bir etki bırakmaksızın geriye doğru işletilemez. Yani çevre ve sistemde bir etki oluşmaksızın hiç bir süreç gerçekleşmez.

3.2 Tersinir ve Tersinmez Hal Değişimleri

Hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşmektedir. Bu hal değişimleri gerçekleştikten sonra, sistemin çevreyle aynı etkileşimleri ters yönde gerçekleştirerek yeniden ilk haline dönmesi olanaksızdır. Bu tür hal değişimlerine "tersinmez hal değişimi" denir.



Şekil 3.1 Bir gazın sanki-dengeli genişletilmesi ve sıkıştırılması

Bir yönde gerçekleştikten sonra, çevre üzerinde hiçbir iz bırakmadan ters yönde de gerçekleşebilen hal değişimine “tersinir hal değişimi” denir (Şekil.3.1). Bir başka deyişle, ters yöndeki hal değişiminden sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri dönerler. Bu ancak, her iki yöndeki hal değişimi birlikte ele alındığı zaman, net ısı geçişi ve net iş sıfır olursa mümkündür.

Bir sistem, ister tersinir ister tersinmez olsun, bir dizi hal değişiminden geçerek yeniden ilk haline dönebilir. Vurgulanması gereken husus, çevrimin tersinir hal değişimlerinden oluşması durumunda, çevrede net bir değişimin olmamasıdır. Tersinmez hal değişimlerindeyse, çevre sistem üzerinde bir miktar net iş yapar ve bu nedenle ilk haline ger dönmez.

Doğada tersinir hal değişimlerine rastlanmaz. Tersinir hal değişimleri, gerçek hal değişimlerinin kurumsal benzerleridir. Bazı gerçek hal değişimleri, tersinir hal değişimlerine yaklaşabilir, fakat hiçbir zaman tersinir olamaz. Bir başka deyişle, doğadaki tüm hal değişimleri tersinmezdir.

3.3 Entropi

Entropi, enerjinin kalitesini, kullanılabilirliğini belirleyen bir termodinamik özelliktir. Termodinamik sistemlerin entropi değişiminin bilinmesi, sistemin entropisinin bilinmesinden daha önemli ve daha kullanışlıdır.

Bütün tersinir hal değişimleri için entropinin genel ifadesi;

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (3.1)$$

Sistem 1 halinden tersinir bir hal değişimi ile 2 haline gelirse;

$$S_2 - S_1 = \left(\int_1^2 \frac{dQ}{T} \right)_{\text{tersinir}} \quad (3.2)$$

burada;

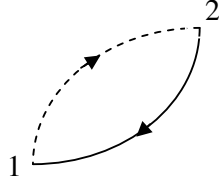
dQ : Elemental ısı geçişi

T : Sistemin mutlak sıcaklığı

$S_2 - S_1$: Sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki entropi değişimi

3.4 Entropi Üretimi

İki hal değişiminden oluşan bir çevrimde (Şekil.3.1), 1-2 hal değişimi tersinir veya tersinmez herhangi bir hal değişimi, 2-1 hal değişimi ise tersinirdir.



Şekil 3.2 Tersinir ve tersinmez hal değişimlerinden oluşan bir çevrim

Bu durumda (3.2) ifadesi, (3.3) haline dönüşür;

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (3.3)$$

(3.3) ifadesindeki eşitsizlik denklem haline getirilmelidir. Tersinmez hal değişimi sırasında bir miktar entropi üretilir veya var edilir, entropi üretimi tamamen tersinmezlikle ilgilidir. Bir hal sırasında üretilen veya var edilen entropi, “entropi üretimi” olarak adlandırılır ve $S_{\text{üretim}}$ ile gösterilir. Bu durumda (3.3) ifadesi denklem olarak yazılabilir;

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} + S_{\text{üretim}} \quad (3.4)$$

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1) - \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (3.5)$$

Yukarıdaki ifadelerden aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

- Tersinir işlemlerde entropi üretimi sıfırdır.
- Tersinmez işlemlerde entropi üretimi sıfırdan büyüktür.
- Bir işlemde entropi üretimi ne kadar büyükse, işlemin tersinmezliği o kadar fazladır.
- Entropi üretimi hal değişimi sırasında izlenen yola bağlıdır ve termodinamik bir özellik değildir. Entropi değişimi ise yoldan bağımsızdır ve termodinamik bir özellik olup entropi üretimi ile karıştırılmamalıdır.
- Entropi üretimi sıfırdan küçük olamaz.
- Verimi en yüksek çevrimler tersinir hal değişimlerinden oluşan çevrimlerdir. Dolayısıyla, bir çevrimin verimini yükseltmek için çevrimdeki tersinmezliklerin azaltılması, yani entropi üretiminin minimize edilmesi gereklidir.
- Termodinamiğin birinci kanunundan “enerji yok edilemez ve yoktan var edilemez” sonucu çıkarken, termodinamiğin ikinci kanunundan “entropi yoktan var edilebilir ama asla yok edilemez” sonucu çıkar.

3.5 Kullanılabilir Enerji

Bir sistem, içinde bulunduğu çevre ile termodinamik dengede ise çevre ile sistem arasında herhangi bir ısı ve iş etkileşimi olamaz. Bu hale “ölü hal” adı verilir. Ölü haldeki sistem iş üretmez. Ölü haldeki özellikler 0 (sıfır) indisi ile gösterilir (T_0, P_0, S_0 gibi).

Bütün işlemlerin tersinir olduğu ideal hal değişimleri ile elde edilen işe tersinir iş adı verilir. Güç üretme sistemlerinde tersinir iş, bir sistemin ilk halden son hale geçerken yaptığı maksimum işler. Soğutma sistemlerinde tersinir iş ise belirli bir miktar soğutmayı yapabilmek için gerekli minimum iştir.

Bir sistemin hareketli sınır işinin bir kısmı civara karşı yapıldığından; sistemin ilk halden son hale geçerken yaptığı maksimum işten (tersinir iş), civara karşı yapılan iş çıkarılarak “maksimum faydalı iş” bulunur.

Verilen bir haldeki sistemin sadece çevresi ile etkileşimde bulunarak ölü hale geçmesi sonucu elde edilebilecek maksimum faydalı işe; sistemin kullanılabilir enerjisi, kullanılabilirliği veya ekserjisi denir. Bu durumda, faydalı işin maksimum olması için sistemdeki bütün işlemlerin tersinir olması gerektiği görülür.

Enerji ile kullanılabilir enerji (ekserji) arasında bazı farklar vardır:

- Enerji yok edilemez, kullanılabilir enerji ise yok edilebilir.
- Kullanılabilir enerji, sistemin bütün halleri için sıfırdan büyük veya sıfıra eşit olur.
- Kullanılabilir enerji, sistemin bulunduğu halin ölü hale göre sapmasını gösterir.
- Kullanılabilir enerji, sistemler arasında transfer edilebilir ve içlerindeki tersinmezliklerde yok edilebilir.

3.5.1 Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji

Sadece çevresi ile ısı alışverişinde bulunan akışsız bir kapalı sistemde termodinamiğin birinci kanunu:

$$\partial Q - \partial W = dE \quad (3.6)$$

tersinir işlemlerde

$$\partial Q = T.dS \quad (3.7)$$

Buradan;

$$T.dS - \partial W = dE \quad (3.8)$$

Sistem sadece çevre ile ısı alışverişinde bulunduğundan;

$$\partial W = T_0 dS - dE \quad (3.9)$$

Yukarıdaki ifadede verilen halden ölü hale geçişte sağlanacak maksimum tersinir işi bulmak için integral alınır, maksimum tersinir iş:

$$W_{tr,max} = (E - E_0) - T_0 (S - S_0) \quad (3.10)$$

olarak bulunur.

Sistemin çevreye karşı yaptığı iş:

$$W_{\text{çev}} = \int p dV = p_0 \int_V^{V_0} dV = p_0 (V_0 - V) \quad (3.11)$$

Çevreye karşı yapılan iş, maksimum tersinir işten çıkarılırsa, akışsız kapalı sistemlerde kullanılabilirlik;

$$K = \underbrace{(E - E_0) - T_0 (S - S_0)}_{W_{tr,max}} - \underbrace{p_0 (V_0 - V)}_{W_{\text{çev}}} \quad (3.12)$$

şeklinde bulunur.

Özgül kütle için kullanılabilirlik:

$$k = (e - e_0) - T_0 (s - s_0) - p_0 (v_0 - v) \quad (3.13)$$

olur. Burada $e = u + V^2/2 + gz$ 'dir. Böylece (3.13) denklemi şu şekli alır:

$$k = (u - u_0) - T_0 (s - s_0) - p_0 (v_0 - v) + V^2/2 + gz \quad (3.14)$$

Kullanılabilirlik, kapalı sistemler için termodinamik bir özelliktir.

Sadece çevre ile ısı alışverişinde bulunan bir kapalı sistemde iki hal arasındaki kullanılabilir enerji değişimi ise aşağıdaki ifadeden bulunur:

$$K_2 - K_1 = (E_2 - E_1) - T_0 (S_2 - S_1) - p_0 (V_1 - V_2) \quad (3.15)$$

3.5.2 Açık Sistemlerde Kullanılabilir Enerji

Akışsız durumda maddenin kullanılabilirliği (k);

$$k = (e - e_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v - v) \quad (3.16)$$

Akış halindeki maddenin özgül kullanılabilirliği (k_a);

$$k_a = k + (pv - p_0v) \quad (3.17)$$

$$k_a = (e - u_0) - T_0(s - s_0) - p_0(v - v) + (pv - p_0v) \quad (3.18)$$

$$k_a = (u + V^2/2 + gz - u_0) - T_0(s - s_0) + (pv - p_0v) \quad (3.19)$$

$h = u + pv$ ve $h_0 = u_0 + p_0v_0$ denklemleri (3.19)'da yerine konulursa;

$$k_a = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.20)$$

Ölü halde Gibbs fonksiyonu;

$$g_0 = u_0 + P_0v_0 - T_0s_0 \quad (3.21)$$

böylece;

$$k_a = h - T_0s - g_0 + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.22)$$

olur.

Açık sistemlerde iki hal arasındaki kullanılabilir enerji değişim ifadesi;

$$k_{a1} - k_{a2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (3.23)$$

Her bileşen için kütle korunumunu veren denklemler;

$$\frac{dN_i}{dt} = \dot{N}_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (3.24)$$

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_0 - \dot{W} + \sum_{i=1}^n \dot{N}_i \bar{h}_{0,i} \quad (3.25)$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \frac{dS}{dt} - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} - \sum_{i=1}^n \dot{N}_i \bar{s}_{0,i} \geq 0 \quad (3.26)$$

Bu denklemlerde, $\bar{h}_{0,i}$ ve $\bar{s}_{0,i}$ karışımın çevre sınırından geçen i 'inci bileşenin molar entalpisi ve entropisidir. Zaman içinde 1. halden 2. hale integre edilen ve bölüştürülen işe (\dot{W}) karşılık çevrede yapılan iş ($P_0 dV/dt$) artı kullanılabilen unsuru \dot{E}_w 'yi (ekserji olarak adlandırılır) verir.

$$N_i^{(2)} - N_i^{(1)} = \int_1^2 \dot{N}_i dt \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (3.27)$$

$$U^{(2)} - U^{(1)} = Q_0 - E_w - P_0(V^{(2)} - V^{(1)}) + \sum_{i=1}^n \bar{h}_{0,i} \int_1^2 \dot{N}_i dt \quad (3.28)$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = S^{(2)} - S^{(1)} - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} - \sum_{i=1}^n \bar{s}_{0,i} \int_1^2 \dot{N}_i dt \quad (3.29)$$

Q_0 'ı ihmal edip, $\int \dot{N}_i dt$ integralini çözersek;

$$E_w = U^{(1)} - T_0 S^{(1)} + P_0 V^{(1)} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i^{(1)} \quad (3.30)$$

$$- \left[U^{(2)} - T_0 S^{(2)} + P_0 V^{(2)} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i^{(2)} \right] - T_0 S_{\text{gen}}$$

Burada $\mu_{0,i} = \bar{g}_{0,i} = \bar{h}_{0,i} - T_0 \bar{s}_{0,i}$ 'dir. Sonuç olarak, T_0 , P_0 ve $\mu_{0,i}$ gibi karışımın intensif özelliklerinin son durum halinde olduğuna dikkat edilmelidir (Şekil 3.3). Euler eşitsizliğinden, (3.30) denkleminin parantez içindeki ifadesi sıfıra gider. Yani;

$$\left[U^{(2)} - T_0 S^{(2)} + P_0 V^{(2)} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i^{(2)} \right] = 0 \quad (3.31)$$

(3.30) denkleminin ilk dört terimi maksimum kullanılabilir işi göstermektedir. Çünkü, karışım ve çevre tersinir prosesin en sonunda dengeye gelir. Yani;

$$(E_w)_{rev} = U - T_0 S + P_0 V - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i \quad (3.32)$$

Buradaki $(U, S, V, N_1, N_2, \dots, N_n)$ karışım sisteminin orijinal ekstensif özellikleridir.

Kapalı sistemden alınacak maksimum iş miktarı sadece termal ve mekanik eşitlikten sağlanan akızsız ekserji (E) kadardır.

$$E = U - U^* - T_0 (S - S^*) + P_0 (V - V^*) \quad (3.33)$$

Bu yeni rotasyonla (*) işaretlenen özellikler, sadece uygun çevresel değerlerle uygunluk gösteren basınç ve sıcaklığın karışım sisteminin sınırlandırılmış ölü haline benzetilir. Sınırlandırılmış ölü bölgedeki Euler teoremi;

$$U^* = T_0 S^* - P_0 V^* + \sum_{i=1}^n \mu_i^* N_i \quad (3.34)$$

Çevre termal, mekanik ve kimyasal olarak dengede olduğunda, sınırlandırılmış ölü bölgedeki kimyasal potansiyel $\mu_i^*(T_0, P_0)$ nihai ölü bölgedeki karışıma yakın kimyasal potansiyele $(\mu_{0,i})$ eşit olmak zorunda değildir. (3.32) denkleminde (3.34) denklemini çıkartırsak;

$$(E_w)_{rev} = U - U^* - T_0 (S - S^*) + P_0 (V - V^*) + \sum_1^2 (\mu_i^* - \mu_{0,i}) N_i \quad (3.35)$$

veya (3.33) denklemine bakarsak;

$$(E_w)_{rev} = E + E_{ch} \quad (3.36)$$

E_{ch} akışsız kimyasal ekserji olarak tanımlanır ve şu şekilde gösterilir;

$$E_{ch} = \sum_1^2 (\mu_i^* - \mu_{0,i}) N_i \quad (3.37)$$

Son prosesten önce ve sonra sabitleşmiş olan T_0 ve P_0 , sıcaklık ve basınç süresince akışsız sistemden alınacak maksimum iş miktarı iki bileşenden oluşur. Bunlar E ile gösterilen akışsız ekserji (sınırlandırılmış ölü bölgedeki) ile E_{ch} ile gösterilen kimyasal ekserjidir.

E 'den E_{ch} 'ı ayırırsak, orijinal sabit kütle ve sabit bileşen sistemi $(U, S, V, N_1, N_2, \dots, N_n)$ için akışsız termomekanik ekserji (akışsız fiziksel ekserji) olarak tanımlanır (Bejan vd., 1996; Moran., 1989; Kotas, 1995; Szargut vd., 1988). Dikkat etmeliyiz ki, formüle edilmiş maksimum boyutun kullanılabilir işi E olarak tanımlanan sistem ve çevre, termal ve mekanik dengeye ancak ulaşabiliyor. Bu bakış altında, denklem (3.36)'da gösterilen akışsız termomekanik ve kimyasal ekserji kısaca orijinal karışım yığınının toplam ekserjisi E_t olarak tanımlanır;

$$E_t = E + E_{ch} \quad (3.38)$$

Profesör Evans'ın doktora tezi olan ekserji ve uygunluğun genelleştirilmiş kavramlarından sonra, bu eşitsizlik karışımın akışkan olmayan ekserjisi olarak tanımlanır (Evans, 1969). Sonuç olarak toplam akışkan olmayan ekserji denklem (3.32)'de tanımlanan $(E_w)_{rev}$ 'ye eşittir.

$$E_t = U - T_0 S + P_0 V - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i \quad (3.39)$$

$$S_{gen} = -\frac{Q_0}{T_0} - \sum_{i=1}^n \left(\bar{s}_i \dot{N}_i \right)_{giriş} - \sum_{i=1}^n \left(\bar{s}_i \dot{N}_i \right)_{çıkış} + \sum_{i=1}^n \bar{s}_{0,i} \left(\dot{N}_{i,çıkış} - \dot{N}_{i,giriş} \right) \quad (3.41)$$

Burada, E_w ekserji dağıtım oranı veya kontrol hacmi tarafından açık sistemmiş gibi dışarı atılan mekanik güçtür. Denklem (3.40) ve (3.41)'den Q_0 'eler ve $\left(\bar{h}_{0,i} - T_0 \bar{s}_{0,i} \right)$ yerine $\mu_{0,i}$ yazarsak denklem;

$$E_w = \sum_{i=1}^n \left[\left(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i \right)_{giriş} - \mu_{0,i} \right] \dot{N}_{i,giriş} - \sum_{i=1}^n \left[\left(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i \right)_{çıkış} - \mu_{0,i} \right] \dot{N}_{i,çıkış} - T_0 S_{gen} \quad (3.42)$$

Çevre ile termal, mekanik ve kimyasal dengede olan dış akış karışımı;

$$\left(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i \right)_{çıkış} = \bar{g}_{0,i} = \mu_{0,i} \quad (3.43)$$

Buda demek oluyor ki, (3.42) denklemindeki ikinci eşitlikteki bütün terimler kaybolur. Sonuç olarak, akış cihaz fonksiyonları tersinir olduğunda maksimum ekserji dağıtım oranı oluşur.

$$\left(E_w \right)_{rev} = \bar{h} \dot{N} - T_0 \bar{s} \dot{N} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} \dot{N}_{i,giriş} \quad (3.44)$$

Burada \dot{N} girişteki ölçülen toplam akış oranıdır.

$$\dot{N} = \sum_{i=1}^n \dot{N}_{i,giriş} \quad (3.45)$$

Ayrıca \bar{h} ve \bar{s} içerdeki karışım için toplam molar entalpi ve entropidir.

$$\bar{h} = \frac{1}{\dot{N}} \sum_{i=1}^n \bar{h}_{i,giriş} \dot{N}_{i,giriş}, \quad \bar{s} = \frac{1}{\dot{N}} \sum_{i=1}^n \bar{s}_{i,giriş} \dot{N}_{i,giriş} \quad (3.46)$$

Maksimum ekserji dağıtım oranı (3.44), her ünitenin esas toplam akış oranı için aşağıdaki gibi yazılır;

$$\left(\frac{\dot{E}_{rev}}{N}\right) = \sum_{i=1}^n \left(\bar{h}_{i,giriş} - T_0 \bar{s}_{i,giriş} - \mu_{0,i} \right) X_i = \bar{h} - T_0 \bar{s} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} X_i \quad (3.47)$$

Burada x_i içerdeki karışımdaki i 'inci bileşenin mol kesridir ve $N_{i,giriş}/N$ ile ifade edilir.

Denklem (3.47)'nin sağ tarafı, karışım akışının N 'sinin toplam molar akış ekserjisi \bar{e}_t ;

$$\bar{e}_t = \bar{h} - T_0 \bar{s} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} X_i \quad (3.48)$$

Buradan, her ünitenin esas toplam akış oranı için sınırlandırılmış ölü bölgeden şu sonuç çıkar;

$$\bar{e}_x = \bar{h} - \bar{h}^* - T_0 \left(\bar{s} - \bar{s}^* \right) \quad (3.49)$$

Burada, \bar{h}^* ve \bar{s}^* sırasıyla ölü bölgedeki toplam molar entalpi ve entropiyi ifade eder ve aşağıdaki gibi gösterilir;

$$\bar{h}^* = \sum_{i=1}^n \bar{h}^*_i X_i, \quad \bar{s}^* = \sum_{i=1}^n \bar{s}^*_i X_i \quad (3.50)$$

Denklemler (3.47) ve (3.48)'den, toplam ya da termoeconomik ve kimyasal akış ekserjisinin toplamını buluruz.

$$\bar{e}_t = \bar{e}_x + \bar{e}_{ch} \quad (3.51)$$

Burada \bar{e}_{ch} , sınırlandırılmış ölü bölgeden ölü bölgeye kadar olan akış değişiminin molar akış ekserjisidir ve aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\bar{e}_{ch} = \sum_{i=1}^n (\mu_i^* - \mu_{0,i}) x_i \quad (3.52)$$

Sınırlandırılmış ölü hal için Euler denklemi;

$$\bar{u}^* = T_0 \bar{s}^* - P_0 \bar{v}^* + \sum_{i=1}^n \mu_i^* x_i \quad (3.53)$$

Sonuç olarak, $\left(\bar{h}^* - T_0 \bar{s}_i^* \right)$ için kısaltılmış olan sınırlı ölü hal kimyasal potansiyellerinin μ_i^* , (3.34) denklemindeki gibi aynı anlama sahip olduğuna dikkat edilmelidir. Kimyasal akış ekserjisi \bar{e}_{ch} , denklem (3.37)'deki akış olmayan kimyasal ekserjinin molar kopyasına eşittir. Buradan;

$$\bar{\xi}_{ch} = \frac{E_{ch}}{N} = \bar{e}_{ch} \quad (3.54)$$

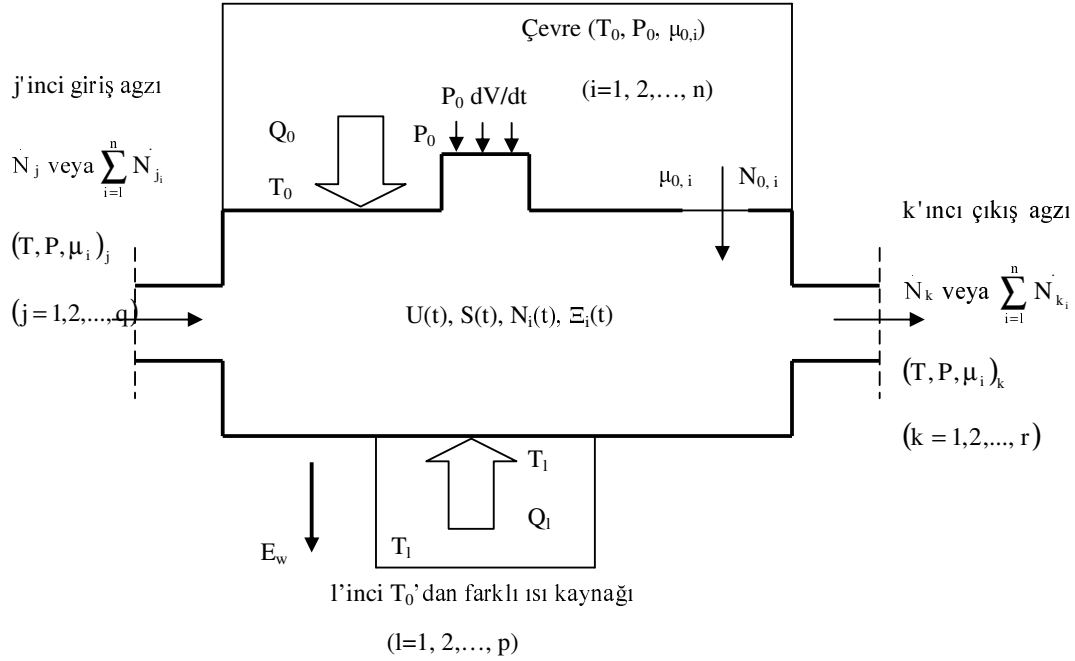
N şekil 3.3'deki akış olmayan sistemin başlangıç halindeki toplam mol sayısıdır.

3.7 Genelleştirilmiş Ekserji Analizleri

Bu bölümde bilinen ekserji analizleri genelleştirilecektir. Şekil 3.5'in birinci ve ikinci yasa analizlerini ispat etmek zor değildir.

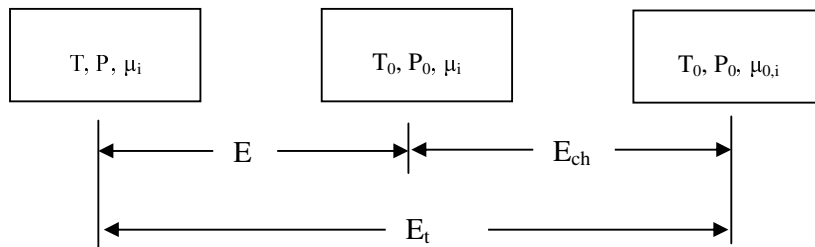
$$\dot{E}_w = -\frac{dE_t}{dt} + \sum_{l=1}^p \left(\dot{E}_Q \right)_l + \sum_{j=1}^q \left(\dot{N} \bar{e}_t \right)_j - \sum_{k=1}^r \left(\dot{N} \bar{e}_t \right)_k - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.55)$$

Her ısı transferi etkileşimiyle ilişkilendirilmiş ekserji bundan önce tanımlanmıştır. Akış olmayan durum ve akış sonuçları (3.36) ve (3.51)'de, sıraya göre yukarıda listelenen genel sonucun iki özel durumu olarak ortaya çıkar.

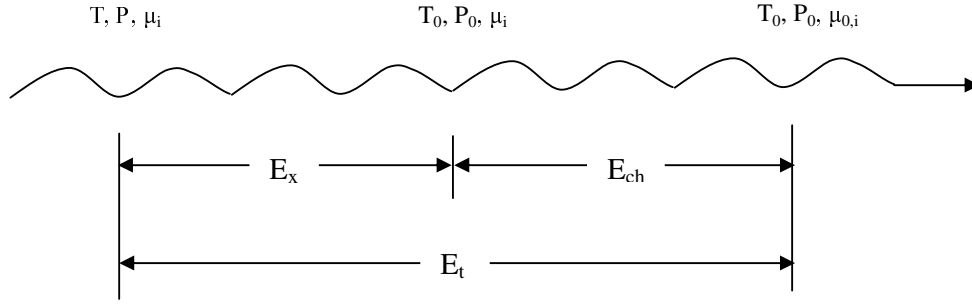


Şekil 3.5 Çevreyle ısı, iş ve kütle değişimi yapan genel açık sistem

Ekserji terminolojisinin akım çizgilerendirilmesi ayrıca Lucca tarafından tartışılmıştır (Lucca, 1991). Lewins nemli hava için ölü hal durumlarında $T_0 = 25^\circ\text{C}$, $P_0 = 1\text{bar}$ ve $\phi_0 = 1$ olarak önermiştir (Lewins, 1989).



Şekil 3.6 Akırsız toplam, kimyasal ve fiziksel ekserjiler arasındaki ilişki



Şekil 3.7 Akışlı toplam, fiziksel ve kimyasal ekserjiler arasındaki ilişki

Toplam, kimyasal ve fiziksel ekserjiler arasındaki bağlantı şekil 3.6’da akış olmayan sistemler için, şekil 3.7’de akış olan sistemler için örneklerle gösterilmiştir. Her iki grafikte de işaretlemenin eğer karışım içerisinde iki veya daha fazla bileşen bulunuyorsa, yani $n \geq 2$ ise doğru olduğuna dikkat edilmelidir. Tek bileşenli kütle durumunda sadece kimyasal potansiyel T ve P ’den bağımsız olarak değişmez. Tek bileşenli bir maddenin ortam ile belirlenen ölü duruma nasıl ulaştığının bir örneği 3.8.3’de verilmiştir.

3.8 Hava Şartlandırma Uygulamaları

Bu uygulama sınıfındaki çalışma akışkanı su buharı (v) ve kuru havanın (a) iki bileşim karışımı olarak görülecek olan atmosferik havadır. Çoğu hava şartlandırma uygulamalarının amacı, nemli hava ($a + v$) karışımını içinde bulunduğu atmosferik şartlardan ayıran bir bileşim ve sıcaklık durumuna getirmektir. Bu sebeple toplam ekserji ve kimyasal ekserji, gerçek termodinamik uygulama sınıflarının değerlerini ölçmede çok önemli bir rol oynar.

3.8.1 Hava ve Su Buharı Karışımları

Nemli havanın özelliklerini tarif etmenin klasik yolu, nemli havayı tek olarak ideal gaz davranışları sergileyen iki bileşenden oluşan ideal gaz olarak görmektir. Çoğu şartlandırma hesaplarında kullanılan yaklaşık çevresel sıcaklık ve basınç değerleri için, bu iki bileşenin uygun sabitler, düşük basınç limitine ve $T \cong 300K$ değerine uyan değerlerdir (Bejan, 1986).

Kuru hava	Su buharı
$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$	$R_v = 0.461 \text{ kJ/kgK}$
$c_{p,a} = 1.003 \text{ kJ/kgK}$	$c_{p,v} = 1.872 \text{ kJ/kgK}$
$M_a = 28.97 \text{ kg/kmol}$	$M_a = 18.015 \text{ kg/kmol}$

Su buharı ve herhangi bir kuru hava durumu üç şekilde belirlenir. Örneğin, sıcaklıkla T , basınçla P ve bileşimler. İki mol kesrini belirlemedeki sonraki sabitler x_a ve x_v 'dir. Bunların toplamı 1'e eşittir.

$$x_a + x_v = 1 \quad (3.56)$$

Isıl mühendislikte kendi başına kalan bir aktivite olarak hava şartlandırma sahası ve psikometri, x_a ve x_v terimlerini bir alternatif olarak konuşmak münasebetiyle nemli hava bileşimini tarif etmek için kendi terminolojisini geliştirdi. Bir yolda özgül nem veya nem oranı olarak adlandırılan, verilen karışımda 1 kg suyun karşılığı olan su kg miktarını temsil eden kütle oranı;

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.57)$$

Başka bir yol da, karışımdaki kuru havanın 1 molüne işaret eden suyun mol miktarını gösteren mol kesir oranı;

$$w = \frac{x_v}{x_a} \quad (3.58)$$

w ve \bar{w} arasındaki oran;

$$\bar{w} = \frac{N_v}{N_a} = \frac{m_v/M_v}{m_a/M_a} = \frac{28.97}{18.015} w = 1.608w \quad (3.58)$$

\bar{w} gibi bir oran ile özel mol kesirleri arasındaki ilişki (Moran, 1989);

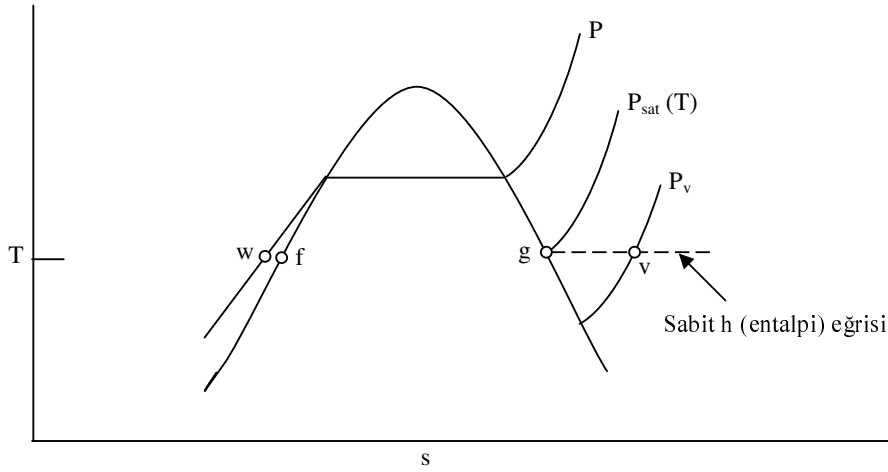
$$x_a = \frac{1}{1 + \bar{w}} \quad x_v = \frac{\bar{w}}{1 + \bar{w}} \quad (3.59)$$

Hava karışım ve su buharı bileşimi tanımlamanın alternatif bir yolu da bağıl nemliliği göstermektir;

$$\phi = \frac{x_v[\text{güncel karışım da (T, P)}]}{x_v[\text{aynı T ve P değerindeki doymuş karışım}]} \quad (3.60)$$

Bu tanımlama, karışım da bulunan su buharı T – s diyagramına bakıldığında çok anlamlıdır. Bu diyagramdaki izobarlar su buharının sabit kısmi basıncını (P_v) gösterir. Diyagram, T sabit tutulduğunda, kısmi basıncın P ile temsil edilen tavan değerini geçmediğini göstermektedir. $P_v = P_{\text{sat}}(T)$ olduğu limitte, nemli hava karışımı doymuş olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi gösterilir;

$$x_v = \frac{P_v}{P} \quad (3.61)$$



Şekil 3.8 Su buharı ve sıvı haldeki suyun durumunu gösteren T – s diyagramı

Aynı zamanda bağıl nem aşağıdaki gibi gösterilebilir (Bejan vd., 1996);

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}(t)} \quad (3.62)$$

Burada T, görülen su buharı ve kuru hava sıcaklığıdır.

3.8.2 Nemli Havanın Toplam Akış Ekserjisi

Eğer (3.55) denklemini kararlı durumda bir veya daha fazla nemli hava bulunduran bir sisteme uygularsak, ihtiyacımız olan şey, her akışın toplam ekserjisini hesaplamayı sağlayan bir yoldur. Bu problemle Styrylska (1969) ve Wepfer (1979) uğraşmışlardır ve Moran (1989) tarafından özetlenmiştir. Ekserji kavramı dikkate alınan nem için bir ölü durum tanımlaması gerektirir. Şu andaki durumda, ölü hal atmosferik şartlarda T_0, P_0 ve bundan sonraki analizlerde sabit olduğu varsayılan, verilen karışıma uyan özelliklerden (T, P, ϕ) farklı olan

ϕ_0 (veya w_0 , veya \bar{w}_0) atmosferik şartlar tarafından belirlenir.

Nemli hava karışımının her molü için toplam akış ekserjisi (3.48) – (3.51)'den türetilir;

$$\bar{e}_t = x_a \left[\bar{h}_a - \bar{h}_a^* - T_0 \left(\bar{s}_a - \bar{s}_a^* \right) + \bar{\mu}_a^* - \bar{\mu}_{0,a} \right] + x_v \left[\bar{h}_v - \bar{h}_v^* - T_0 \left(\bar{s}_v - \bar{s}_v^* \right) + \bar{\mu}_v^* - \bar{\mu}_{0,v} \right] \quad (3.63)$$

İlk köşeli parantez içerisinde ideal gaz modelini kullanıyoruz ve * simgesinin belirttiği düşünce T_0 ve P_0 özelliklerle değerlendirilen ve çevreyle mekanik ya da ısıl dengede olan her dengeye dikkat çekmektedir.

$$\bar{h}_a - \bar{h}_a^* = \bar{h}_a(T) - \bar{h}_a^*(T_0) = \bar{c}_{p,a} (T - T_0) \quad (3.64)$$

$$\bar{s}_a - \bar{s}_a^* = \bar{s}_a(T, p) - \bar{s}_a^*(T_0, P_0) = \bar{c}_{p,a} \ln \frac{T}{T_0} - \bar{R} \ln \frac{P}{P_0} \quad (3.65)$$

$$\bar{\mu}_a^* - \bar{\mu}_{0,a} = \bar{\mu}_a^*(T_0, P_0, x_a) - \bar{\mu}_{0,a}(T_0, P_0, x_{0,a}) = \bar{R} T_0 \ln \frac{x_a}{x_{0,a}} \quad (3.66)$$

(3.63) denkleminin ikinci köşeli parantezi içindekiler benzer olarak değerlendirilebilir ve bütün sonuçları beraber koyarak;

$$\begin{aligned} \bar{e}_t = & \left(x_a \bar{c}_{p,a} + x_v \bar{c}_{p,v} \right) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \\ & + \bar{R} T_0 \left(x_a \ln \frac{x_a}{x_{0,a}} + x_v \ln \frac{x_v}{x_{0,v}} \right) \end{aligned} \quad (3.67)$$

Mühendislik hesaplamalarında bu sonucun iki değişik versiyonu daha iyi kullanılabilir. Ölü hal ve gerçek karışım bileşenini tanımlamak için mol oranları olan \bar{w} ve \bar{w}_0 'ı kullanarak denklem (3.67) ve (3.60)'dan (moran, 1989);

$$\begin{aligned} \bar{e}_t = & \frac{\bar{c}_{p,a} + \bar{w} \bar{c}_{p,v}}{1 + \bar{w}} T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \\ & + \bar{R} T_0 \left(\ln \frac{1 + \bar{w}_0}{1 + \bar{w}} + \frac{\bar{w}}{1 + \bar{w}} \ln \frac{\bar{w}}{\bar{w}_0} \right) \end{aligned} \quad (3.68)$$

Kuru havanın 1 kg'ı için toplam akış ekserjisini belirtmenin diğer yolu;

$$e_t = (c_{p,a} + w c_{p,v}) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \left((1 + \bar{w}) \ln \frac{1 + \bar{w}_0}{1 + \bar{w}} + \bar{w} \ln \frac{\bar{w}}{\bar{w}_0} \right) + \left[(1 + \bar{w}) \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \right] \quad (3.69)$$

Denklem (3.67)'den denklem (3.69)'a geçmek, 1 mol karışımın karşılığı olan $M_a x_a$ kg kuru havanın ve her mol karışım için toplam akış ekserjisini sunan (3.67) denkleminin e_t miktarının gözlenmesiyle olur.

Bir kuru hava akımının toplam ekserjisi denklem (3.69)'da \bar{w} ve w değerlerini sıfıra eşitleyerek kuru bir havanın akımındaki toplam akış ekserjisi için;

$$e_t = c_{p,a} T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R}_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + \bar{R}_a T_0 \ln (1 + \bar{w}_0) \quad (3.70)$$

Son terim kimyasal ekserji veya kuru hava akımı çevre kadar nemli olduğunda teorik olarak toplanabilen iştir.

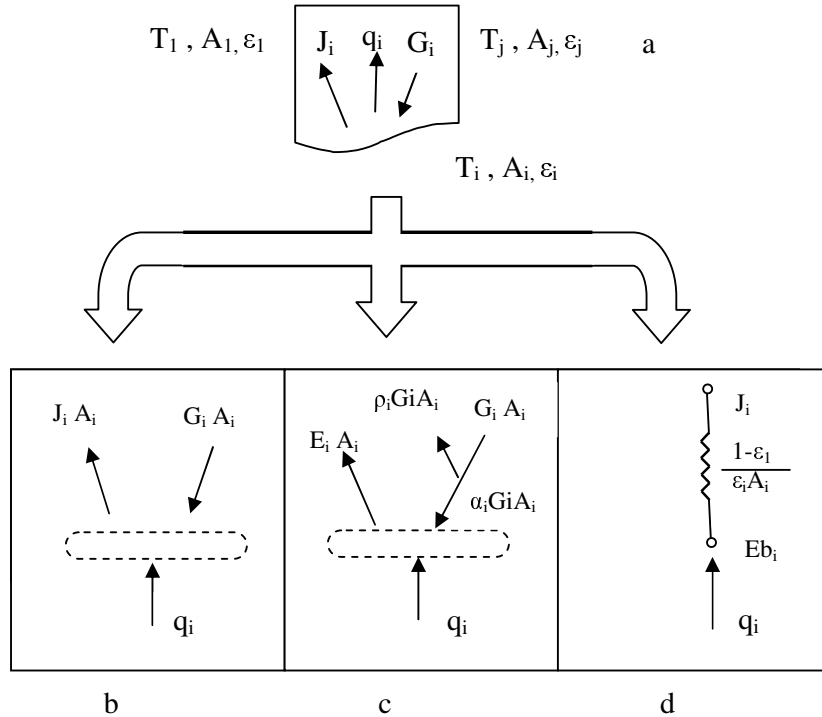
4. ISI TRANSFER EKSERJİLERİ

4.1 Radyasyon

4.1.1 Eşit-Dağılı Yayan, Gri Yüzeylerden Oluşan Kapalı Çerçevesinde Işınmıla Isı Geçişi

Bilinen yöntemlerin ışınmıla ısı geçişinin çözümlemesinde yararları olsa bile, siyah yüzey kısıtlaması ile sınırlıdır. Siyah yüzey teorik bir modeldir, bu nedenle gerçek yüzeyler siyah yüzeye yakın davranış gösterebilir de tam olarak siyah değildir. Siyah olmayan yüzeyler arasında ışınmıla ısı geçişi hesaplanırken göz önüne alınması gereken bir olgu, yüzeylerde gerçekleşen yansımalarlardır. Şekil 4.1.de gösterilen kapalı çerçevede olduğu gibi, ışınmın birkaç yüzeyden birden yansıyabilir ve bu yüzeylerde bir bölümü yutulabilir.

Kapalı çerçevede ışınmıla ısı geçişinin çözümlemesi bazı kabullerle basitleştirilebilir. Kapalı çerçeveyi oluşturan her yüzeyde gelen ve giden ışımların düzgün dağılı olduğu, yüzeylerde sıcaklığın bir noktadan diğerine değişmediği kabul edilir. Ayrıca yüzeylerin gri ve donuk oldukları, eşitdağılı yaydıkları, kapalı çerçevenin içindeki ortamın ışınmıla etkileşmediği de yapılan kabuller arasındadır. Problemden genellikle her yüzeyin sıcaklığı T_i verilir ve yüzeyler arasındaki ışınmıla net ısı geçişi, q_i 'nin bulunması amaçlanır.



Şekil 4.1 Eşit-dağılı yayan, gri yüzeylerden oluşan ve içinde ışınlama etkileşmeyen bir ortam bulunan kapalı çerçevede ışınlama ısı geçişi. (a) Kapalı çerçevenin şeması. (b) (4.1) numaralı denkleme göre ışınlama dengesi. (c) (4.3) numaralı denkleme göre ışınlama dengesi. (d) Bir yüzeyden ışınlama ısı geçişini simgeleyen elektrik devresi.

4.1.1.1 Bir Yüzeyde Işınlama Net Isı Geçişi

i yüzeyinden ışınlama olan net ısı geçişini gösteren q_i terimi, yüzeydeki ışınlama etkileşimlerinin net etkisini gösterir (Şekil 4.1b). Bu büyüklük, yüzeyi aynı sıcaklıkta tutmak için yüzeye başka yollarla verilmesi gereken enerjiye eşittir. Bu değer aynı zamanda giden ışınlama, gelen ışınlama arasındaki fark olarak ifade edilebilir:

$$q_i = A_i (J_i - G_i) \quad (4.1)$$

Şekil 4.1c ve giden ışınlama (J_i) tanımından,

$$J_i \equiv E_i + \rho_i G_i \quad (4.2)$$

yazılabilir. Yüzeyden ışınlama olan net ısı geçişi yüzeyin yayma gücü ve yutulan ışınlama da gösterilebilir:

$$q_i = A_i (E_i - \alpha_i G_i) \quad (4.3)$$

eşit-dağılı yayan, donuk, gri bir yüzey için $\rho_i = 1 - \alpha_i = 1 - \varepsilon_i$ olduğunu not ederek,

$$J_i = \varepsilon_i E_{bi} + (1 + \varepsilon_i) G_i \quad (4.4)$$

bağıntısı yazılabilir. Bu denklemde G_i bulunur ve (4.1) numaralı denklemde yerine konursa,

$$q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i A_i} \quad (4.5)$$

(4.5) numaralı denklem, yüzeyden ışınlama net ısı geçişini hesaplamak için kullanılan başlıca bağıntıdır. Bu ısı geçişi, Şekil 4.1'de gösterilen elektriksel devre elemanı ile de gösterilebilir. Burada, etkin potansiyel (E_{bi}), direnç ise yüzey ışınlama direnci, $(1 - \varepsilon_i) / \varepsilon_i A_i$ olmaktadır.

Böylece, yüzey siyah olsaydı yayacağı ışınlama gücünün, yüzeyden giden ışınlama aşması durumunda yüzeyden ışınlama net ısı geçişi vardır. Ters durumda yüzeye ışınlama net ısı geçişi olacaktır.

4.1.1.2 Yüzeyler Arasında Işımla Isı Geçişi

(4.5) numaralı denklemi kullanabilmek için giden ışımlı (J_i) bilmek gerekir. Giden ışımlı hesaplayabilmek için kapalı çerçeveyi oluşturan yüzeyler arasındaki ışımlı alışverişi incelenmelidir.

i yüzeyine gelen ışımlı, kapalı çerçevenin tüm yüzeylerindeki giden ışımlılardan hesaplanabilir. Şekil faktörünün tanımı kullanılırsa, i yüzeyine, i yüzeyi de içinde olmak üzere, tüm yüzeylerden gelen ışımlı,

$$A_i G_i = \sum_{j=1}^N F_{ji} A_j J_j \quad (4.6)$$

şeklinde yazılabilir. Karşılıklılık kuralından yararlanarak bu eşitlik şöyle de gösterilebilir:

$$A_i G_i = \sum_{j=1}^N A_j F_{ij} J_j \quad (4.7)$$

Eşitliğin her iki tarafında yer alan, A_i çarpanları silinir ve G_i (4.1) numaralı denklemde yerine konursa,

$$q_i = A_i \left(J_i - \sum_{j=1}^N F_{ij} J_j \right) \quad (4.8)$$

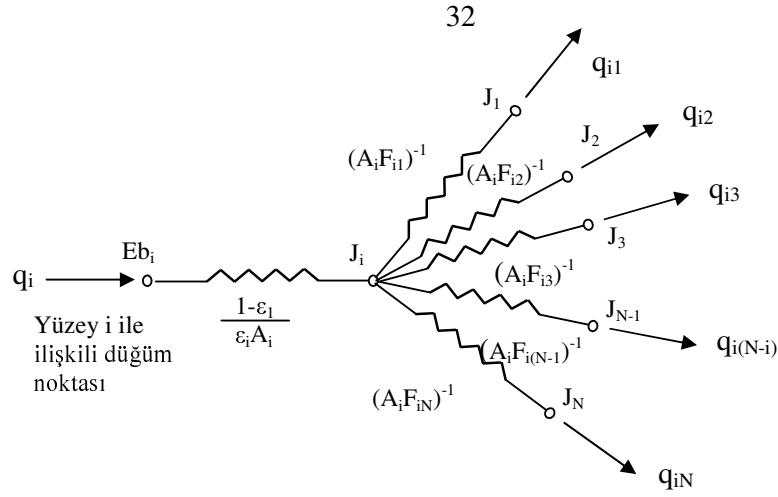
elde edilir. Veya toplama kuralı kullanılarak, Incropera (F. P., DeWitt D. P2001)

$$q_i = A_i \left(\sum_{j=1}^N F_{ij} J_i - \sum_{j=1}^N F_{ij} J_j \right) \quad (4.9)$$

yazılabilir. Böylece,

$$q_i = \sum_{j=1}^N A_i F_{ij} (J_i - J_j) = \sum_{j=1}^N q_{ij} \quad (4.10)$$

Bu sonuç i yüzeyinden ışımlı olan net ısı geçişini (q_i), i ile diğer yüzeyler arasında ışımlı gerçekleşen net ısı geçişlerinin (q_{ij}) toplamı olarak göstermektedir. Toplamın her terimi, $(J_i - J_j)$ 'nin potansiyel, $(A_i F_{ij})^{-1}$ in direnç olduğu bir elektrik devre elemanı olarak ele alınabilir. Bu benzetme Şekil 4.2 de açıklanmıştır.



Şekil 4.2 Kapalı Bir Çevrede i Yüzeyi İle Diğer Yüzeyler Arasındaki Isı Geçişi İçin Elektrik Benzetmesi

(4.9) ve (4.10) Numaralı denklemleri birleştirilirse,

$$\frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \epsilon_i) / \epsilon_i A_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}} \quad (4.11)$$

elde edilir. Şekil 4-2'de görüldüğü gibi, bu bağıntı yüzey i ile ilişkili düğüm noktasında ışıyım dengesini göstermektedir. i düğüm noktasına yüzey direncini yenerek gelen ışıyım akısı (elektrik akımının benzeri), i düğüm noktasından tüm diğer yüzeylere, geometrik dirençlerden geçerek giden ışıyım akılarının toplamına eşittir.

(4.11) numaralı bağıntının özellikle yüzey sıcaklığı (T_i böylece E_{bi}) bilindiği zaman yararlı olduğu vurgulanmalıdır. Bu genellikle böyledir, ancak yüzey sıcaklığının bilinmediği durumlar da vardır. Bazı problemlerde yüzey sıcaklığı T_i yerine, yüzeydeki ışıyım ile ısı akısı q_i verilebilir. Bu durumda aşağıda gösterildiği gibi düzenlenen (4.10) numaralı bağıntının kullanılması tercih edilmelidir:

$$q_i = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i F_{ij})^{-1}} \quad (4.12)$$

Kapalı bir çerçevede ışıyım ile ısı geçişinin, elektrik devre benzetmesi ile çözümü ilk olarak Oppenheim tarafından önerilmiştir. Yöntem kapalı çerçevede ışıyım ile ısı geçişini gözönünde canlandırmaya yardımcı olur ve en azından basit çerçeveler için ışıyım ile ısı geçişini hesaplamının etkin bir yoludur. Fakat daha doğrudan bir yaklaşım (4.11) ve (4.12) numaralı denklemleri kullanmaktır. Sıcaklığın (T_i) bilindiği her yüzey için (4.11) numaralı denklem, ısı

geçişinin q_i bilindiği her yüzey içinse (4.12) numaralı denklem yazılır. Elde edilen N adet doğrusal cebirsel denklem takımı, bilinmeyen N adet giden ışınlam, J_1, J_2, \dots, J_N değerini bulmak için çözülür. J_i bilindiği zaman, (4.5) numaralı denklem ısı geçişinin verildiği yüzeylerde T_i değerini, sıcaklığın verildiği yüzeylerde ısı geçişi q_i değerini hesaplamak için kullanılabilir.

4.1.1.3 İki Yüzeyle Kapalı Çerçeveler

Kapalı çerçeveye en basit örnek, sadece birbirleriyle ışımla ısı alışverişinde bulunan iki yüzeydir. Sadece iki yüzey söz konusu olduğundan, 1 yüzeyinden ışımla olan net ısı geçişi, q_1 , 2 yüzeyine ışımla olan net ısı geçişine, $-q_2$, eşittir. Her iki değer de 1 ve 2 yüzeyleri arasındaki ışımla ısı geçişine eşit olmak durumundadır. Bu durum aşağıdaki denklemle gösterilebilir:

$$q_1 = -q_2 = q_{12} \quad (4.13)$$

ışımla ısı geçişi, (4.11) numaralı denklemi 1 ve 2 yüzeylerine uygulayıp, elde edilen denklemleri J_1 ve J_2 için çözdükten sonra hesaplanabilir. Böylece, J_1 ve J_2 değerleri bulunduktan sonra (4.5) numaralı denkleme konarak, q_1 (veya q_2) belirlenir.

Yüzeyler arasındaki ışımla net ısı geçişi şöyle yazılabilir: (F. P., DeWitt D. P 2001)

$$Q_{\text{rad1}} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} \quad (4.14)$$

Yukarıdaki sonuç, kapalı çerçeve oluşturan herhangi iki gri, eşit-dağılı yayan yüzey için kullanılabilir.

4.1.2 Radyasyon Ekserjisi

Radyasyon ekserjisinin hesaplanması, ekserjinin çevrede üretilebilen maksimum iş miktarı olarak tanımlandığından beri sorgulanamaz bir olgudur. Değişik yazarlar tarafından sonuçları sunulan değişik çalışmaların olmasına rağmen bunların hepsi dikkate değer çalışmalarıdır.

Çoğu araştırmacı güneş enerjisi çevrimi için mümkün olan bir carnot çevriminden bahsederler, bazıları ise direk ve difüze radyasyon arasındaki quantatif bir farkı veya atmosferik ve çevre seviyesi radyasyonunu kolay anlaşılabilir parametrelere indirgeyerek anlatmaya çalışırlar.

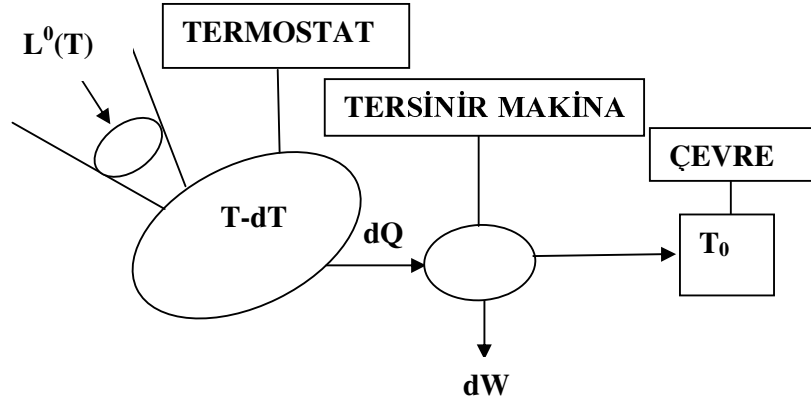
4.1.2.1 Siyah Cismin Ekserjisi:

Çevre içerisinde T_0 sıcaklığında, siyah cisim tarafından yayılan T sıcaklığında $d^2\Phi(W)$ enerjili ve d^2G geometrik alanlı bir ışın düşünelim. Bu akı aşağıdaki sıcaklıkla ilişkilidir.

$$d^2\Phi = L^0(T)d^2G = \frac{\sigma T^4}{\pi} d^2G \quad (W) \quad (4.15)$$

Burada $L^0(T)$, T sıcaklığındaki siyah cismin ışıınım şiddetidir.

Verilen zaman aralığında çok az bir fark olan $T-dT$ sıcaklığına sahip bir siyah cismin bu akının tamamını absorbe etmesi mümkündür (Şekil 4.1). bu siyah cisim daha sonra gerekli olarak gerekli olarak aynı alanda ve aynı periyotta $L^0(T - dT) d^2G$ yayınım yapar.



ŞEKİL 4.3 İş içindeki Radyasyonun Tersinir Geçişinin İlk Basamağı

Net kazanılan enerji

$$L^0(T) - L^0(T-dT) \quad (4.16)$$

$$d^3Q = \frac{4\sigma}{\pi} T^3 dT d^2G \quad (W) \quad (4.17)$$

Birim alan için

$$dQ = \frac{d^3Q}{d^2G} = \frac{4\sigma}{\pi} T^3 dT \quad (W/m^2 \cdot sr) \quad (4.18)$$

dQ , mükemmel bir şekilde $T-dT$ ve T_0 arasında çalışan ve verimi $1 - \frac{T_0}{T-dT}$ olan tersinir ısı makinesi tarafından optimal olarak dönüştürülebilir.

Böylece üretilen iş birim alan ve birim zaman için;

$$dW = dQ \left(1 - \frac{T_0}{T-dT} \right) \quad (4.19)$$

$$= \frac{4\sigma}{\pi} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) T^3 dT \quad (W/m^2 \cdot sr) \quad (4.20)$$

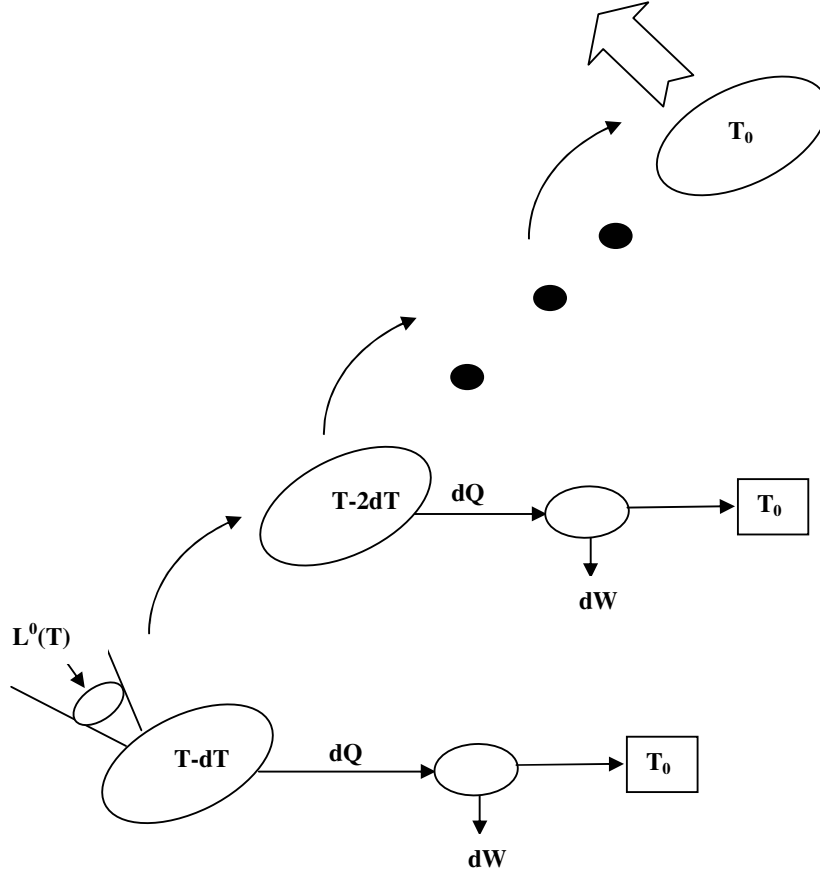
termostat tarafından tekrar yayılan akı $T-2dT$ sıcaklığında olan ikinci bir termostat tarafından absorbe edilebilir ve proses termostat yani radyasyon sıcaklığı T_0 'a ulaşana kadar ve dQ 'nun işe artık dönüşmeyeceği limite kadar böyle devam eder.(şekil 4.4)

Birim alan için toplam iş bütün proses üzerinde toplamdan çıkarılır. (Yves Candau 2003)

$$W = \frac{4\sigma}{\pi} \int_{T_0}^T \left(1 - \frac{T_0}{\theta} \right) \theta^3 d\theta = \frac{\sigma}{\pi} \left(T^4 - \frac{4}{3} T_0 \cdot T^3 + \frac{1}{3} T_0^4 \right) \quad (4.21)$$

yada

$$W = \frac{\sigma}{\pi} (T^4 - T_0^4) - T_0 \frac{4\sigma}{3\pi} (T^3 - T_0^3) \quad (4.22)$$



Şekil 4.4 Optimal İş Veren Radyasyonun Tersinir Geçişinin Tamamı

Yukarıdaki dönüşüm açık olarak tersinmezdir. O zaman bu iş gelen radyasyonda dönüştürebilen maksimum miktardır, yani radyasyon ekserjisidir.

Radyasyondan olan entropi kaybı ve termal makinelerden olan ve çevre tarafından kazanılan entropiyi denkleştirirsek

$$\Delta S_{\text{çev}} = \int \frac{dQ}{T_0} d\theta = \frac{4\sigma}{3\pi} \frac{1}{T_0} \int_{T_0}^T \left(\frac{T_0}{\theta} \right)^3 d\theta = \frac{4\sigma}{3\pi} (T^3 - T_0^3) \quad (4.23)$$

yada sıkıştırılmayan akışkan için genel ekserji ifadesini karşılaştırarak (Yves Candau 2003)

$$E_x = A - A_0 \quad (4.24)$$

Burada $A=U-T_0S$ dir. $\frac{4\sigma}{3\pi}(T^3)$ ifadesini T sıcaklığındaki siyah cismin radyasyon entropisi olarak tanımlayabiliriz. Bu ifade denge radyasyon entropisi için istatistiksel termodinamik ifade ile uyumludur ve zaten çoğu yazar tarafından verilen ifade ile aynıdır.

4.1.2.2 Siyah Olmayan Cismin Ekserjisi:

Richard Petela tarafından ana hatları çizilmiş ekserji analizleri genellikle prosesin kalite tanımı için ek bir temel verir. Göz önüne alınan sistemler için, radyasyon yayan ekserji verimleri sistemlerde tersinmez eleman fenomeni boyunca ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Siyah olmayan cismin ekserjisi max. verimlilik oranı olan adlandırılan ψ ile radyasyon ile ısı geçişi çarpımıyla hesaplanır.

$$\psi = 1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T} \right) \quad (4.25)$$

maksimum verimlilik oranı ile hesaplanır. (Petela R.2003)

Böylece radyasyon ekserjisi

$$E_{\text{rad}} = \psi \cdot Q_{\text{rad}} \quad (4.26)$$

4.2 Konveksiyon

Taşınım (konveksiyon) ile ısı geçişi, akışkanların bir katı cidar üzerinde veya bir kanal içinde, cidardan farklı bir sıcaklıkta hareket etmesi halinde görülür. Olaydaki akışkan hareketi bir pompa veya vantilatör ile oluşuyor ise, bu duruma «zorlanmış taşınım»; buna karşılık akışkan içindeki sıcaklık farkının neden olduğu yoğunluk farkından dolayı ortaya çıkan kaldırma kuvvetleri akışkan hareketini oluşturuyor ise ,bu duruma da «doğal taşınım» adı verilir.

Mühendislik uygulamalarında taşınım ile ısı geçişi,

$$Q = h A (T_0 - T_\infty) \quad (4.27)$$

«Newton'un soğuma kanunu» olarak bilinen basit bir formül ile ifade edilebilir

Q = cidardan akışkana taşınım ile ısı geçişi (W),

h = film katsayısı (W/m^2K),

A = ısı taşınımının yapıldığı alan (m^2)

T_{∞} , T_o = akışkan ve cidar sıcaklıkları (K)

anlamlandırılır.

Gerçekte ısı taşınımına etki eden geometri, akışkan hızı, akışkanın fiziksel özellikleri gibi birçok faktör, h film katsayısı içinde gizlidir. Basit bir eşitlik ile ifade edilmesine rağmen, ısı taşınımında en büyük güçlük istenilen geometride ve koşullarda h film katsayısının belirlenebilmesidir. Bu değer ancak düzlem levha etrafında, silindirik boru içinde laminer akış gibi bazı basit geometriler için teorik olarak hesaplanabilir. Olaydaki etkenlerin fazlalığı nedeniyle birçok durumda analitik çözüm imkansızdır. Bu durumlarda deneysel bulgulardan yararlanılır.

Flim sıcaklığı olarak adlandırılan T_f ortalama bir sıcaklık hesaplanır.

$$T_f = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (4.28)$$

\bar{h} 'in hesaplanması için uygun taşınım bağıntısının belirlenmeden önce reynolds sayısı bulunmalıdır.

$$Re_L = \frac{U_{\infty} L}{\nu} \quad (4.29)$$

Laminer akım için düz bir levha üzerinden zorlanmış taşınım bağıntısı (F. P.,DeWitt D. P 2001)

$$\bar{Nu}_L = 0,664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4.30)$$

Bu durumda ortalama taşınım katsayısı

$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu}_L k}{L} \quad (4.31)$$

Böylece konveksiyon ile geçen ısı miktarı

$$Q_{kon} = \bar{h} A (T_1 - T_2) \quad (4.32)$$

hesaplanır.

Konveksiyon ekserjisi ise

$$E_{\text{kon}} = Q_{\text{kon}} \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) \text{ ile hesaplanır. (Petela R.2003)} \quad (4.33)$$

5. ÇELİKLERDE ISIL İŞLEM

5.1. Yüksek Hız Çeliklerinin Isıl İşlemi

Isıl işlem sırasında prosesin direkt gözleme açık olmaması nedeniyle kontrolü oldukça güçtür. Isıl işlem sırasında gelişen olayları ancak proses parametrelerinin kontrolü ve işlem görmüş mamulden numune alınarak, iç yapısı incelenerek denetim altında tutulabilir (Çizelge 5.1)

Bu nedenle ısıl işlem sırasında uygulanan çevrimler ve malzemenin iç bünyesinde gelişen olayları ayrıntılı olarak incelemek gerekmektedir.

5.1.1. Tavlama

Yüksek hız çelikleri klasik üretim yöntemi olan döküm ve ardından dövme veya haddeleme işleminden sonra tüm kesitin tamamen tavlama işlemi gereklidir. Tavlama işlemi uzun süreli uygulanan bir işlem olduğu için dekarburizasyona neden olmamak için çeşitli önlemler alınmalıdır. Bu sebeple tavlama işlemi çeliğin sıkıca kapatılmış kutularda yapılması gereklidir. Ayrıca bu kutuların içine mangal kömürü (odun kömürü) ile karıştırılmış kuru kum ve kireç konulmalıdır. Kutu içine konulan bu malzemeler dekarburizasyonu önlemekle birlikte soğuma hızını da düşürerek iyi bir tavlama yapılmasını sağlar.

Çelik tavlama sıcaklığına çıkarıldıktan sonra kutu malzemesinin her inch kalınlığı (1 inch = 25.40 mm) için bir saat tutulmalı, daha sonra saatte 22°C'lik bir hızla fırın içinde 650°C'ye kadar soğutulmalıdır. Bu sıcaklık yüksek hız çeliklerinin yapısının değiştiği sıcaklık aralığı olduğu için bu sıcaklığın altındaki soğutma hızı önemli değildir ve soğutma hızı arttırılabilir.

5.1.2. Ön Isıtma

Ostenit oluşumu 760 °C'da başlar ve bu sıcaklığın çok az üstünde yapılan ön ısıtma daha önce oluşan gerilimleri minimuma indirir. Eğer kısmi oluşacak dekarburizasyon önemli ise ön ısıtma sıcaklığı 705 ile 790 °C arasında olmalıdır. Bu oluşan dekarburizasyonun önemli olmadığı durumlarda ise sıcaklık 815 ile 900 °C arasında seçilebilir.

İki kademeli yapılan ön ısıtma birinci fırında 540 ile 650 °C arasında ikinci fırında 845 ile 870 °C değerlerine çıkılarak uygulanır. Eğer tek kademede ön ısıtma uygulanıyorsa tüm T tipi

(Volfram Yüksek Hız Çeliği) yüksek hız çelikleri 815 ile 870 °C'de ve M tipi (Molibden Yüksek Hız Çeliği) yüksek hız çelikleride 730 ile 845 °C'ler arasında ısıtılır.

Bütün yüksek hız çeliklerine ön ısıtma kademesi uygulanması zorunlu olmasına rağmen, küçük parçaları ve matkap uçlarını direkt olarak ostenitleme fırınına konulması teorik olarak tavsiye edilir. Bununla birlikte gerilimlerin minimum olması ve temperleme sonucunda bu gerilimlerin takımın performansını olumsuz yönde etkilemesi sebebiyle kesici takımlara mutlaka ön ısıtma kademeleri uygulanmalıdır.

Çizelge 5.1: Çeşitli yüksek hız çeliği malzemelerinin ısıtma şartları

Isıl İşlem												
Standart No.	Sıcak İşlem °C	Yumuşatma Tavlama °C	Tavlama Sertliği HB 30	Serleştirme İşlemleri							Temperleme Sıcaklığı °C	Temperleme Sertliği ≥ HRC
				Isıtma °C	1. Ön Isı °C	2. Ön Isı °C	Sertleştirme °C	Yağ	550°C'de Soğutma	Hava		
1.3202	1100 - 900	780 - 810	240 - 300	450 - 600	850	1050	1220 - 1260	•	•	•	560 - 580	65
1.3207	1100 - 900	800 - 830	240 - 300	450 - 600	850	1050	1210 - 1250	•	•	•	550 - 570	65
1.3243	1100 - 900	790 - 820	240 - 300	450 - 600	850	1050	1210 - 1250	•	•	•	550 - 570	64
1.3246	1100 - 900	770 - 840	240 - 300	450 - 600	850	1050	1180 - 1220	•	•	•	540 - 570	64
1.3247	1050 - 900	770 - 820	240 - 300	450 - 600	850	1050	1180 - 1210	•	•	•	510 - 540	67
1.3249	1100 - 900	790 - 820	235 - 300	450 - 600	850	1050	1190 - 1230	•	•	•	550 - 570	64
1.3255	1150 - 900	820 - 850	240 - 300	450 - 600	850	1050	1260 - 1300	•	•	•	560 - 580	64
1.3257	1150 - 900	820 - 850	240 - 300	450 - 600	850	1050	1260 - 1300	•	•	•	560 - 580	64
1.3265	1150 - 900	820 - 850	240 - 300	450 - 600	850	1050	1260 - 1300	•	•	•	560 - 580	64
1.3302	1100 - 900	780 - 810	240 - 300	450 - 600	850	1050	1220 - 1260	•	•	•	560 - 580	65
1.3318	1100 - 900	780 - 810	225 - 280	450 - 600	850	1050	1230 - 1270	•	•	•	550 - 570	64
1.3333	1100 - 900	760 - 790	225 - 280	450 - 600	850	1050	1180 - 1220	•	•	•	530 - 550	64
1.3342	1150 - 900	770 - 820	230 - 280	450 - 600	850	1050	1180 - 1220	•	•	•	540 - 560	65
1.3343	1100 - 900	790 - 820	225 - 280	450 - 600	850	1050	1200 - 1240	•	•	•	540 - 560	64
1.3344	1100 - 900	770 - 820	230 - 280	450 - 600	850	1050	1200 - 1240	•	•	•	550 - 570	64
1.3346	1100 - 900	790 - 820	225 - 280	450 - 600	850	1050	1180 - 1220	•	•	•	530 - 550	64
1.3348	1100 - 900	780 - 810	230 - 280	450 - 600	850	1050	1190 - 1230	•	•	•	540 - 560	64
1.3355	1150 - 900	820 - 850	240 - 300	450 - 600	850	1050	1250 - 1290	•	•	•	550 - 570	64

5.1.3. Ostenitleme

Yüksek hız çeliklerinin özellikleri, sıcaklık dayanımları, kesme kabiliyetlerini sağlayan ve ostenitleme süresince oluşan daha önce bahsedilen kompleks alaşım karbürleri çözünürlüğü ile yakın ilgilidir. Çelik ergime noktasına yakın bir sıcaklığa ısıtılmazsa bu karbürler eriyik içine girmezler. Bu yüzden yüksek hız çeliklerinin ostenitlenmesinde çok hassas bir sıcaklık kontrolü gerekir. Vanadyum içeriği % 3 ve üzerinde olan çelikler, düşük vanadyum içerikli çeliklere oranla ostenitleme sıcaklığında % 50 daha fazla tutulabilir. Vanadyumkarbür çeliğin mikroyapısında ergime sıcaklığının altındaki sıcaklıklarda çözünmez, tane büyümesini engelleyici rol oynar ve böylece çeliğe zarar vermeden uzun süre ostenitleme sıcaklığında tutulabilmesini sağlar.

Yüksek kesme kabiliyeti için ostenitleme sıcaklığı tablolarda verilen sıcaklıklardan 8 ile 17 °C daha yüksek seçilebilir. Yüksek sıcaklık; alaşım karbür miktarını, temperleme direncini ve kızıl sertliği artırır. Bununla birlikte çeliğin tokluğunda bir miktar azalma görülür.

Ostenitleme sıcaklığı ile ilgili diğer düzenlemeler kullanılan ısıtma ekipmanlarının özelliklerine bağlıdır. Bütün mufle tipi fırınlar karbonmonoksitçe zengin atmosferleri nedeniyle önerilen sıcaklıkların daha üzerindeki sıcaklıklarda çalıştırılırlar. Tuz banyoları ise önerilen sıcaklık aralığının üst limitinin 15 – 30 °C aşağısında çalıştırılmalıdır.

5.1.4. Soğutma

Yüksek hız çelikleri havada, yağda ve suda soğutulabilir. Bununla birlikte havada soğutularak çeliğin içerisindeki alaşım elementlerinin etkisi ile parçalar istenen kullanım sertliğine erişebilirler. Tuz banyosundan soğutma yapılırken, parçanın banyo ile aynı sıcaklığa ulaşmasından sonra belirtildiği gibi havada soğutma yapılır.

Yüksek hız çelikleri genellikle soğutmadan sonra çok miktarda kalıntı gerilmeler içerirler ve çatlama meydana gelme olasılığı çok yüksektir. Bunu önlemek için parça soğutma sırasında 65°C'in altına inmeden temperleme fırınına koyulmalıdır. Bu işlem genellikle yüzey alanı büyük, geniş ve karmaşık şekilli parçalara uygulanır.

5.1.5. Temperleme

Sertleştirilmiş fakat temperlenmemiş yüksek hız çeliğinin iç yapısı oda sıcaklığında üç fazdan oluşur:

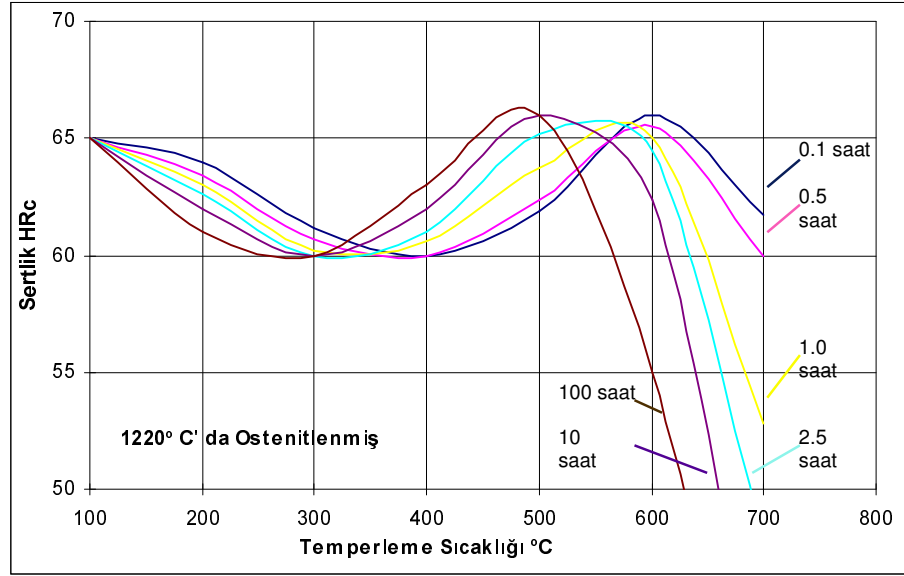
- 1- Çözünmemiş alaşım karbürleri (% 5 - 12)
- 2- Martenzit (% 58 - 80)
- 3- Kalıntı ostenit (% 15 - 30)

Bu durumda çeliğin yapısı çok sert ve kırılgan olup aşırı iç gerilimlere maruzdur. Temperleme işleminin amacı, sertliğin dışında iç gerilimleri ve kırılganlığı gidermek, çeliğe boyutsal kararlılığını kazandırmaktır. Sertlikte temperlemeden olumlu yönde etkilenir.

Sertleştirilmiş çeliklerde iç gerilimlerin iki nedeni vardır. Birincisi malzemenin soğuma sırasında iç ve dış kısımlarının değişik sıcaklıklarda olması nedeni ile ısısal iç gerilimler, ikincisi soğuma sonucu oluşan dokuların meydana getirdiği iç gerilimlerdir. Malzeme soğuma sırasında yüzeyinden martenzit oluşumu başlar. Yüzey daha çabuk soğuduğu için ilk martenzit oluşumu yüzeyde başlar. Martenzitin yoğunluğu ostenitten daha az olduğundan martenzit oluşumu hacimsel bir artış meydana getirir. Soğuma sırasında çelik önce iç kısımların büzülmesi (sıcaklık düşüşü nedeni ile) yüzeyin genleşmesi, (martenzit oluşumu iç kısımlarda başladığı zaman) yüzeyin sabit kalması sonucu aşırı iç gerilimlerin etkisi altındadır. Sertleştirme sonrası elde edilen martenzitik dokunun yapısı tetragonaldir. Sünekliği hemen hiç olmayan oldukça gevrek bir dokudur. Bu tetragonal martenzit ve kalıntı ostenit iç gerilimlerle birlikte çeliğin boyutsal kararlılığını olumsuz yönde etkiler. Temperlemenin bir amacı da bu kalıntı osteniti martenzite dönüştürmektir. Yüksek hız çeliğinin temperlenmesi, malzemenin bir veya birkaç defa 510 – 590 °C arasında bir sıcaklığa ısıtılması, bir süre bekletilmesi ve havada soğutulması şeklinde yapılır. Temperleme sonrası yüksek hız çeliğinin daha da sertleştiği görülür. Bu sertliğe ikincil sertlik adı verilir.

(Şekil 5.1) ' de gösterildiği gibi 1220 °C'da ostenitlenmiş M2 (1.3343) çeliğinin çeşitli temperleme sıcaklığı ve süresi ile sertliğindeki değişim görülmektedir. Şekildeki eğrilerden görüldüğü gibi M2 çeliği 370 °C'da temperleme sertliği minimuma inmekte ve ortalama 595 °C'da ise maksimum ikincil sertliğe ulaşmaktadır. Burada ikincil sertleşme şekilden de görüldüğü gibi zamana ve sıcaklığa bağlı değişmektedir. Bu sıcaklıklar pek çok temperleme operasyonu için yaklaşık pratik değerleri vermekle birlikte, temperlemenin kademeli

yapılması daha uygundur. 370 °C gibi düşük sıcaklıklar ikincil sertleşmeyi meydana getirmemekle birlikte, yüksek sıcaklıklar da ikincil sertleşirmeyi düşürücü etki yapmaktadır.



Şekil 5.1: Temperleme sıcaklığı ve süresinin (M2) 1.3343 çeliğine etkisi

Yüksek hız çelikleri genellikle 510 – 590 °C sıcaklıkları arasında en az iki ayrı temperleme işlemine tabi tutulurlar. Burada dikkat edilmesi gerekli nokta, çelik ne kadar çok temperlense dahi bir gerilim taşıyacağı için, son temperleme kademesinde ilk kademelerden daha düşük (30 °C) bir sıcaklık seçilmesidir. Bu işlemlerden herbiri en az 90 dakikalık sürelerde yapılmalıdır. İlk temperleme kademesi kalıntı ostenit miktarı açısından çok önemlidir. Burada da ilk temperleme kademesinin son temperlemeden daha yüksek sıcaklıkta yapılma nedenlerinden bir diğeri de görülmektedir. İkinci temperleme ise ilk temperlemeden sonraki soğutma sırasında oluşan martenzitin temperlenmesi için yapılır. Sertleştirme sonrasında çelikte mutlaka kalıntı ostenit olması nedeniyle temperleme işlemi yine kademeli bir şekilde ve her kademedен sonra oda sıcaklığına soğutulularak yapılır.

Ostenit dönüşümü soğuma sırasında olur. Kalıntı ostenit martenzite dönüşür. Bu yüzden aynen sertleştirmede olduğu gibi iç ve dış kısımlar arasındaki soğuma farkı bünyede aşırı gerilimlerin oluşmasına yol açar. Hızlı soğuma farkını arttırdığı gibi çeliğe, dönüşümler sonucu meydana gelen hacimsel değişimlere adapte olması için fırsat vermez. Bu da takımın çatlama olasılığını artırır. Ayrıca tek temperleme uygulandığında dönüşüm sonucu açığa

çıkan ikincil martenzit temperlenmemiş olacağından doku oldukça kırılğan olur. Görülüyorki 565 °C'de 2 ^{1/2} saat menevişlenmiş T1 çeliği en iyi fiziksel özelliklere sahip değildir. Temperleme iki veya daha fazla tekrarlandığı zaman takımın performansını önemli ölçüde arttırmak mümkündür. Örneğin 565°C'de 2 ^{1/2} ve 1 ^{1/2} saatlik iki meneviş yapıldığı zaman ilk menevişte sertleştirme sonrası açığa çıkan primer martensitin menevişlendiği, iç gerilimlerin giderildiği ve kalıntı ostenitin tamamen martensite dönüştüğü görülür.

Temperleme sıcaklığı yükseldikçe iç yapıdaki kalıntı ostenit miktarı azalmakta ancak malzemenin sertliğinde düşme olmamaktadır.

Çok sayıda yapılan temperlemenin etkisi ile kalıntı ostenit miktarı değişmektedir. Birinci temperlemeden sonra yapılan ikinci, üçüncü ve daha fazla temperlemenin etkileri tablo 4.2 'de incelenecektir.

Çizelge 5.2 : 1220 °C'da ostenitlenip 107 °C 'daki banyoda soğutulmuş 1.3355 çeliğinin 565 °C'daki temperleme sonrası iç yapıdaki kalıntı ostenit miktarı ve sertlik değerleri.

565°C'da Toplam Süre	1. Temperleme		2. Temperleme		Çok Sayıda Temperleme	
	% Ostenit	HRC Sertliği	% Ostenit	HRC Sertliği	% Ostenit	HRC Sertliği
2 Dakika	37	60.8	---	---	---	---
6 Dakika	32	62.8	32	62.4	---	---
15 Dakika	25	64.16	19	65.1	19	65.1
30 Dakika	19	64.9	10	65.8	9	65.8
1 Saat	15	66.0	4	66.2	2	66.4
2 1/2 Saat	10	66.3	2	65.8	0	65.7
5 Saat	9	66.1	1	65.1	0	65.2
10 Saat	8	66.0	0	64.6	0	64.0

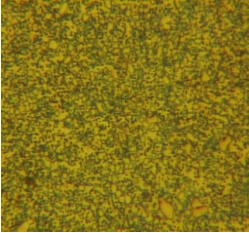
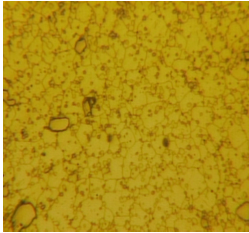
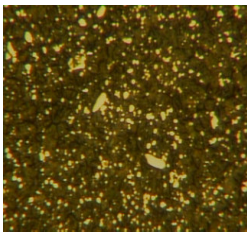
Normal olarak sertleştirilmiş yüksek hız çeliklerine tatbik edilen tek veya çok sayıda temperleme aynı etkiyi yapar. Ancak sertleştirme soğuması oda sıcaklığının üzerinde durdurulduğu zaman uygulanan tek veya çok sayıda temperleme arasında belirgin bir fark ortaya çıkmaktadır. Tabloda bu fark açık olarak görülmektedir.

Tek temperlemede numuneler, 1 defa 565 °C'da belirli süreler tutulmuşlardır. Çift temperlemede ise, birinci temperleme sıcaklığından oda sıcaklığına soğumuş numuneler yine 565 °C'a ısıtılmış, ancak tutma süresi bir sonraki toplam süreyi tamamlayacak şekilde ayarlanmıştır. Çok sayıda yapılan temperlemede ise numuneler birçok defa 565 °C'a ısıtılmışlar ve her defasında bu sıcaklıkta gittikçe artan süreler boyunca tutulmuşlardır. Temperleme sertliği bu kademeler boyunca belirli bir optimum değere ulaşmaktadır. Aşağıdaki tablolarda (tablo 5.3) en çok kullanımı olan yüksek hız çeliklerine ait ısıl işlem değerleri ve iç yapıları görülmektedir.

Özet olarak yüksek hız çeliklerinde sertleştirme soğuması oda sıcaklığına inmeden durdurulduğu zaman maksimum mekanik özellikler elde etmek için üç defa temperleme yapılması gereklidir. Birinci temperleme iç gerilimleri ve kalıntı ostenitin bir kısmını martenzite dönüştürür. İkinci temperleme, ilk temperlemede meydana gelen martenziti (ikincil martenzit) temperler, iç gerilimleri giderir ve geriye kalan kalıntı ostenitin martenzite dönüşmesini sağlar. Üçüncü temperleme ise ikinci temperlemede oluşan martenziti temperleyip iç gerilimleri giderir. Her temperlemede oluşan iç gerilimler, ostenitin martenzite dönüşmesi sonucu hacimsel değişiklikler ile malzemenin iç ve dış kısımları arasındaki soğuma farklarından meydana gelmektedir. Sertleştirme soğuması oda sıcaklığına kadar durdurulmadan devam ettirilen yüksek hız çeliklerinde iç yapıda aşırı miktarda kalıntı ostenit olmayacağından üçüncü temperlemeye gerek olmayabilir.

Yüksek hız çelikleri ısıtılmaları sırasında kritik sıcaklığın üzerine çıkıldığında ferrit ostenite dönüşür. Bu dönüşüm başlangıç ferritik dokunun dönüşümüne en uygun noktalarında başlar, sıcaklık ve zaman etkisi ile bu noktaların etrafında büyür. Ferrit içine serpiştirilmiş küçük odacıklar şeklinde görülen ostenit taneleri sıcaklığın etkisi ile büyüyerek dokunun tamamını oluştururlar.

Çizelge 5.3: 1.3207 çeliğine ait ısıt işlemleri ve iç yapı değişimleri

DIN Malzeme No		1.3207						AISI ≈ T 42	
Kod		S 10 - 4 - 3 - 10							
Kimyasal Kompozisyonu (Ana Alaşım Elementleri %)		C	Cr	Mo	V	W	Co		
		1.23	4.1	3.5	3.3	9.5	10.0		
Malzeme Özellikleri		Yüksek performanslı yüksek hız çeliği, içerdiği alaşım elementleri ile yüksek sıcak sertliğe sahip uzun çalışma sürelerinde sertliğini korur.							
Uygulama Alanları		Kaba işlemede ve bitirme işlemlerinde maksimum takım ömrü sağlar. Kesici takımlarda ve yüksek stresli frezelerde kullanılır.							
Sıcak Şekil Verme		Şekil Verme Sıcaklığı °C				Soğutma			
		1100 – 900				Yavaş, fırın içinde			
Isıl İşlem		Tavlama Sıcaklığı °C		Soğutma		Tavlama Sertliği HB			
		820 – 860		Fırında		240 - 300			
1. Ön Isıtma °C	2. ve 3. Ön Isıtma °C	Sertleştirme Sıcaklığı °C	Ortam	Temperleme °C	Temperleme Sonrası Sertlik HRc				
ortalama 400 °C'nin üzerinde hava sirkülasyonlu fırın	a) 850 b) 850 ve 1050	1160 - 1200	a) sıcak banyo 550°C'de hava veya b) yağ c) hava	minimum üç defa 540 - 570	65 - 67				
<p>Kompleks şekilli takımlarda sertleştirme sıcaklıkları verilen değerlerin alt limitleri olarak seçilmelidir.</p>									
									
3207 Yumuşak			3207 Sertleştirilmiş			3207 Temperlenmiş			

6. VAKUM ISIL İŞLEM OCAKLARI

Vakum fırınları, yüksek alaşımli çeliklerden yapılmış kalıp ve takımların sertleştirilmesinde ve brazing işleminde kullanılmaktadır. Özellikle, çok şekilli ve hassas toleranslı ölçülerde üretilmiş ve ısıl işlem gereksinimi olan parçalara, vakum ocaklarında ısıl işlem yapılarak, optimum malzeme karakteristikleri verilmesi sağlanır. İyi bir mikro yapının yanı sıra, form değişiklikleri de en aza indirgenir ve yüzeyin temiz ve parlak olması sağlanır.

Isıl işlemin doğal bir sonucu olan şekil değiştirmelerinin, resim sınırları içinde olması gerekir. Şekil değişikliğinden, parçanın boyutu ve geometrisi etkilenmektedir. Fırına koyulan şarj miktarı, fırın içinde parçanın konumu, işleme şekli ve malzeme karakteristikleri şekil değiştirmeyi etkileyen faktörlerdir. Isıl işlem vakum fırınlarında yapılarak, bu faktörlerin etkileri azaltılmaktadır. Şekil değiştirmeyi etkileyen faktörlerden birisi de, soğuma sırasında parçanın yüzeyi ve çekirdeği arasındaki sıcaklık farkı nedeniyle, martenzit dönüşümünün farklı zamanlarda olmasıdır. Bunu engellemek amacıyla vakum fırınlarında, martenzite dönüşüm sıcaklığının üzerinde kesintili soğutma yapılarak parçanın çekirdeği ile yüzeyi arasındaki sıcaklık eşitlenebilmektedir. Parçanın çekirdeği ve yüzeyinde aynı anda martenzit dönüşümü olur. Böylece martenzit dönüşümü sırasında ortaya çıkan gerilmeler önlenerek, şekil değiştirme en aza indirilir. Bu işlem bir martemperleme simülasyonudur.

Vakum fırınlarında soğutma sıvı yerine gaz ile yapılır. Soğutma gazı olarak, ısı iletim katsayıları farklı olan azot, hidrojen ve helyum gibi gazlar kullanılabilir. Yaygın olarak azot kullanılmakta ve yüksek hız, sıcak iş ve soğuk iş çeliklerinden imal edilmiş kalıp ve takımların direkt sertleştirilmesi için uygun olmaktadır. Soğutma gazı olarak kullanılan azot %99.999 saflıktadır. Isıl işlemin proses kontrolü bilgisayarla yapılmakta, zaman, sıcaklık ve basınç ölçümleri kaydedilmektedir. Tüm ısıl işlem çevrimi bittikten sonra malzemeler oda sıcaklığına soğutulup fırından alınmaktadır.

7. TERMOEKONOMİK ÇÖZÜMLEME YÖNTEMİ

Termoekonomik çözümlene yöntemi iki adımda gerçekleşir. Bu adımlar, ekserji analiz ve exergoekonomik analizdir. Birinci adımda termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları kullanılır. Kullanılan bu yasalarla ele alınan sistemde, tersinmezlikler nedeniyle kaybolan ekserji miktarları ve yerleri belirlenir. Ekserji bir sistemin çevre haline gelirken yapabileceği en fazla yararlı iştir [1]. Enerjinin tersine ekserji korunmaz. Ekserjinin verim kaybının gerçek ölçüsü proseste kaybolan ekserji miktarı ve yeridir.

Kuru havanın ekserjisi genel olarak denklem (3.70)'da gösterildiği gibidir.

$$e_t = c_{p,a} T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R}_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + \bar{R}_a T_0 \ln \left(1 + \bar{w}_0 \right)$$

Saf maddenin fiziksel ekserjisi ise genel olarak;

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (7.1)$$

şeklinde verilir (Çengel vd., 1996). Burada h_0 ve s_0 bir madde akımının ısı kaynağı olarak kabul edilen T_0 sıcaklığındaki entalpi ve entropi değerleridir.

Toplam ekserji akısı;

$$E = m \times e \quad (7.2)$$

İkinci adımda sistemin ekonomik olarak incelemesi yapılır. Parasal giderler için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir (Bejan vd., 1996).

Bir değere getirilmiş düzeltme faktörü k ;

$$k = \frac{1 + r_n}{1 + i_{eff}} \quad (7.3)$$

Anapara geri kazanım faktörü CRF;

$$CRF = \frac{i_{\text{eff}}(1+i_{\text{eff}})^n}{(1+i_{\text{eff}})^n - 1} \quad (7.4)$$

Eskalasyon düzeltme faktörü CELF;

$$CELLF = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (7.5)$$

Bir değere getirilme faktörü M;

$$M = \frac{CELLF}{1+r_i} \quad (7.6)$$

Bir değere getirilmiş parasal gider Z;

$$Z = (Z_{\text{yat}} + Z_{\text{iş}})M \quad (7.7)$$

Çevresiyle ısı, iş veya madde alışverişinde bulunan sistemlerde yok edilen ekserji verim kaybına yol açar. Bu kaybın parasal olarak ne kadar olacağını bulmalıyız.

Ekserji akısının fiyatı C, birim ekserji fiyatı ile ekserji akısının çarpımıdır.

$$C = c \times E = c \times m \times e \quad (7.8)$$

Herhangi bir komponent için maliyet denge denklemi;

$$\sum C_{\text{çıkış}} + C_w = C_q + \sum C_{\text{giriş}} + Z_{\text{giriş}} \quad (7.9)$$

yazılabilir (Bejan vd., 1996).

Sistemin herhangi bir elemanı için birim zamanda yok edilen ekserji miktarı E_k ;

$$E_k = E_{\text{giriş}} - E_{\text{çıkış}} \quad (7.10)$$

$$E_k = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) Q - W + \sum_{\text{giriş}} m_{\text{giriş}} e_{\text{giriş}} - \sum_{\text{çıkış}} m_{\text{çıkış}} e_{\text{çıkış}} \quad (7.11)$$

Ayrıca E_k ;

$$E_k = E_D + E_L \quad (7.12)$$

şeklinde ifade edilir. Burada E_L sıcaklık kaybı olan elemandaki kayıp ekserji akısını, E_D tersinmezlikler nedeniyle tüketilen ve başka hiçbir yerde kullanılmayan tahrip olan ekserjiyi ifade eder. E_D üniteye giren ekserjinin çıkan ekserjiye olan farkıdır. E_L ise üniteadaki kütleli debinin ekserji akısıyla çarpımıdır.

$$E_D = E_{\text{giriş}} - E_{\text{çıkış}} \quad (7.13)$$

$$E_L = m \times e \quad (7.14)$$

Tahrip olan ve kayıp ekserji akısının fiyatları sırasıyla C_D ve C_L ;

$$C_D = c_D \times E_D \quad (7.15)$$

$$C_L = c_L \times E_L \quad (7.16)$$

şeklinde ifade edilir. Burada c_D tahrip olan ekserjinin birim ekserji fiyatını, c_L ise kayıp ekserjinin birim ekserji fiyatını ifade eder.

Tahrip olan ekserji (E_D) genellikle sistemin bütün ünitelerinde bulunur. Diğer tarafta, kayıp ekserji (E_L) sadece sıcaklığın değiştiği ünitelerde bulunur. Tahrip olan ekserjinin oranı y_D ve kayıp ekserji oranı y_L bu değerler yardımıyla hesaplanır.

$$y_D = \frac{E_D}{E_k} \quad (7.17)$$

$$y_L = \frac{E_L}{E_k} \quad (7.18)$$

Parasal giderler iki grup altında toplanabilir. Birincisi, ekserji harici (yatırım, işletme, bakım onarım) masrafları, ikincisi ise yok edilen ekserjinin parasal gideridir. Bir üniteyi değerlendirirken bunlardan hangisinin daha ağırlıklı olduğunu bilmek, o ünitenin iyileştirilebilmesi için nereye odaklanması gerektiğini gösterir. Bu değerlendirme kriteri termoeconomik (exergoeconomik) faktördür. f ile gösterilir ve aşağıdaki gibi tanımlanır (Bejan vd., 1996);

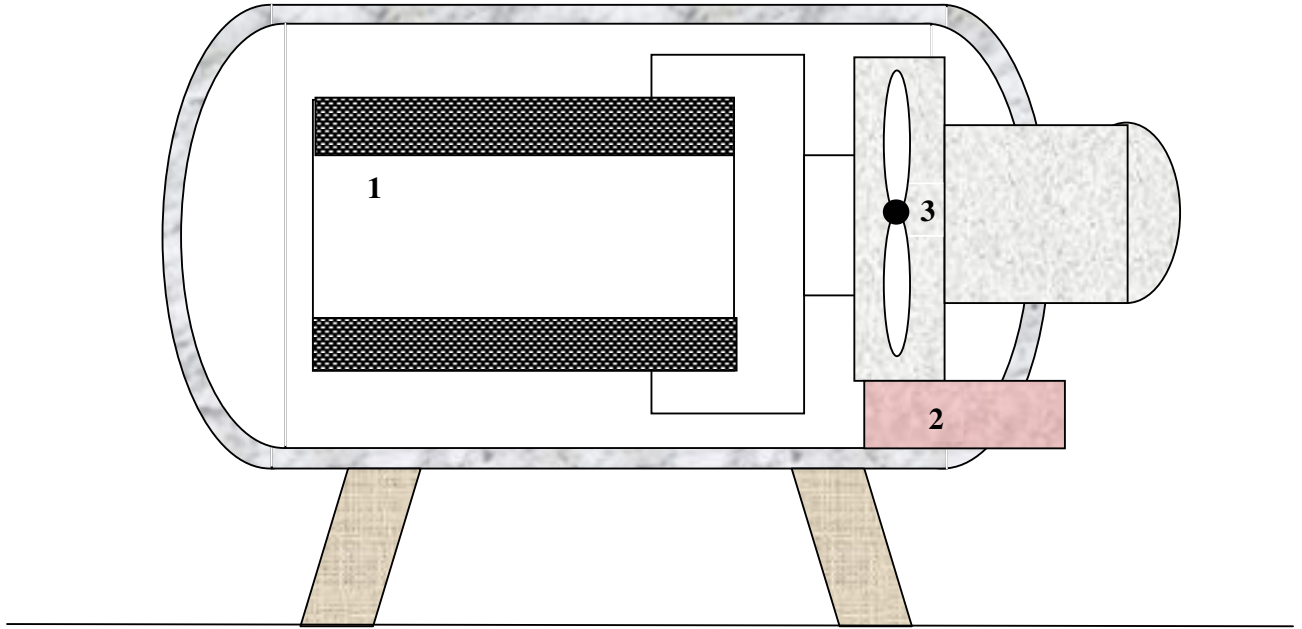
$$f = \frac{Z}{Z + c_F(E_D + E_L)} \quad (7.19)$$

Termoeconomik faktörün nispeten büyük değerleri, ele alınan ünitenin parasal giderlerinin ağırlıklı olarak yatırım, işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Ünitenin veriminin yükseltilmeye çalışılması pek de gerçekçi olmayacaktır. Küçük f değerleri ise bunun tersini gösterir. Yatırım ve işletme masraflarını arttırmak pahasına da olsa yüksek verimli ekipmanlar seçilmelidir.

8. BİR VAKUM ISIL İŞLEM OCAĞININ TERMOEKONOMİK ANALİZİ

8.1 Isıtma Prosesi:

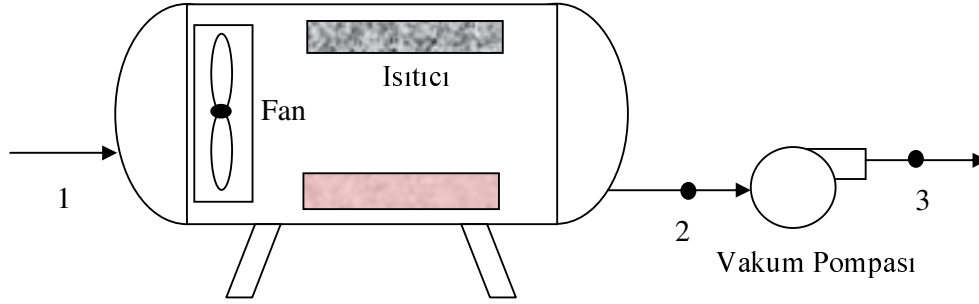
Vakum ocağında malzemenin sertleşebilmesi için sertleştirme sıcaklığına (bu sıcaklık HSS malzemelerde 1200°C'dir) gelmesi gerekmektedir. Isıtma işlemini gerçekleştirirken aynı zamanda ortamda bulunan ve korozyon etkisi yapan oksijen ve diğer gazlarda vakum pompası yardımıyla emilir. Belli bir süre sonra ortamda vakum ortamı oluşur. Bu yüzden dolayı ısıtma prosesi iki aşamadan oluşmaktadır. Bunlardan birincisi 650°C'ye kadar konveksiyon ve radyasyon ile ısı transferi, ikincisi ise 650°C'den 1200°C'ye kadar radyasyon ile ısı transferidir.



Şekil 8.1 Vakum Ocağının Şematik Gösterimi

Isıtma prosesinde 3 ana elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar, ısı iletkenliği fazla olan grafit ile kaplanmış ısıtıcı (1), ocağın oksijen ve gazların emilmesine yarayan vakum pompası ve konveksiyon ile ısıtma sırasında devreye giren fan(3)dır.

8.1.1 Isıtma İçin Ekserji Kayıpları



Şekil 8.2 Vakum Ocağının Şematik Gösterimi

1. Ocak:

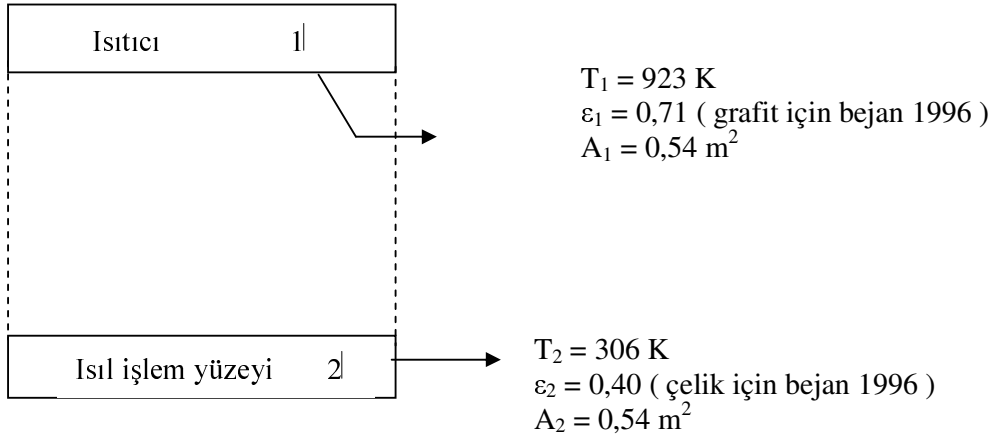
Vakum ocağı 650°C'ye kadar konveksiyon ve radyasyon ile ısıtma yapmaktadır.

Isıtıcıdan ısıl işlem görece malzemeye gelen radyasyon için radyasyon ekserjisi denklemlerinden (4.25) ve (4.26)

$$\Psi = 1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T} \right)$$

$$E_{\text{rad}} = \Psi \cdot Q_{\text{rad}}$$

Radyasyon için;



Şekil 8.3 Radyasyon için ocak görünüşü

Paralel iki levha arasındaki ışınlı ısı geçişi denklem (4.14) den

$$Q_{\text{rad1}} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}}$$

$$Q_{\text{rad1}} = \frac{5,67 \times 10^{-8} (923^4 - 306^4)}{\frac{1-0,71}{0,71 \times 0,54} + \frac{1}{0,54 \times 1} + \frac{1-0,40}{0,40 \times 0,54}}$$

$$Q_{\text{rad1}} = 7,551 \text{ kW}$$

$$\Psi = 1 + \frac{1}{3} \left(\frac{306}{923} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{306}{923} \right)$$

$$\Psi = 0,563$$

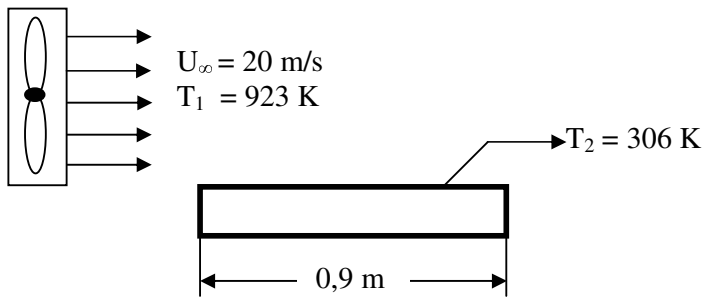
Radyasyon ekserjisi

$$E_{\text{rad1}} = \Psi \cdot Q_{\text{rad}}$$

$$E_{\text{rad1}} = 0,563 \times 7,551$$

$$E_{\text{rad1}} = 4,258 \text{ kW}$$

Isıl işlem görecek malzemeye konveksiyon ile gelen ısının ekserjisi



Şekil 8.4 Konveksiyon İçin Ocak Görünüşü

Konveksiyon için ekserji bağıntısı denklem (4.33)den

$$E_{\text{kon}} = Q_{\text{kon}} \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right)$$

Bir levha için levhaya taşınılma ısı geçiş Newton soğuma yasasından

$$Q_{\text{kon}} = \bar{h}A(T_1 - T_2)$$

şeklinde yazılabilir.

Flim sıcaklığı olarak adlandırılan T_f ortalama bir sıcaklık hesaplanır.

$$T_f = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$T_f = \frac{923 + 306}{2} = 614\text{K}$$

T_f sıcaklığına göre hava için özellikler

$$\nu = 54,79 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$k = 47,67 \times 10^{-3} \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

$$\text{Pr} = 0,6864$$

\bar{h}' 'in hesaplanması için uygun taşınım bağıntısının belirlenmeden önce reynolds sayısı bulunmalıdır.

$$\text{Re}_L = \frac{U_\infty L}{\nu}$$

$$\text{Re}_L = \frac{20 \times 0,9}{54,79 \times 10^{-6}}$$

$\text{Re}_L = 328527 < 5 \times 10^5$ olduğunda laminar akım

Laminar akım için uygun bağıntı

$$\bar{\text{Nu}}_L = 0,664 \text{Re}_L^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$$

$$\bar{\text{Nu}}_L = 0,664 \times 328527^{1/2} \times 0,6864^{1/3}$$

$$\bar{\text{Nu}}_L = 335,72$$

Bu durumda ortalama taşınım katsayısı

$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu}_L k}{L}$$

$$\bar{h} = \frac{335,72 \times 47,67 \times 10^{-3}}{0,9}$$

$$\bar{h} = 17,78 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Böylece konveksiyon ile geçen ısı miktarı

$$Q_{\text{kon}} = \bar{h} A (T_1 - T_2)$$

$$Q_{\text{kon}} = 17,78 \times 0,54 \times (923 - 306)$$

$$Q_{\text{kon}} = 5,923 \text{ kW}$$

Konveksiyon için ekserji bağıntısı

$$E_{\text{kon}} = Q_{\text{kon}} \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right)$$

$$E_{\text{kon}} = 5,923 \left(1 - \frac{306}{923} \right)$$

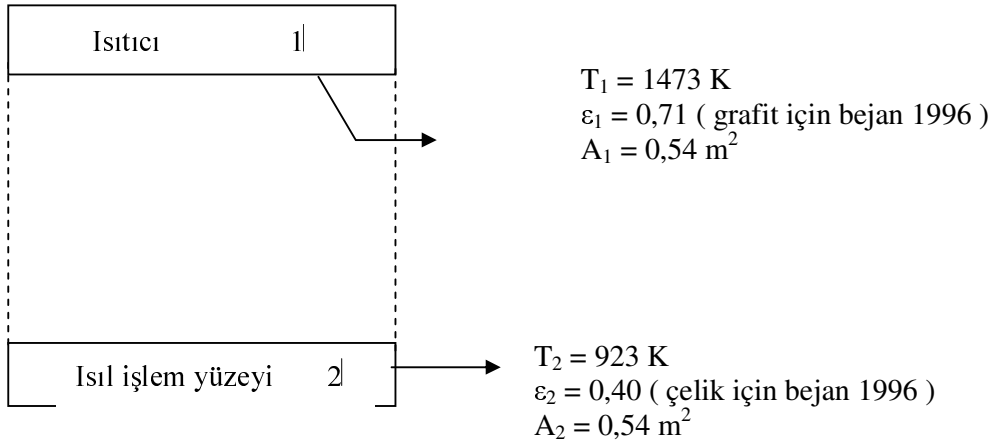
$$E_{\text{kon}} = 3,95 \text{ kW}$$

Sistem 650°C'den 1200°C'ye kadar radyasyon ile ısıtma yapmaktadır. Radyasyon için ekserji kaybı ifadeleri;

$$\Psi = 1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T} \right)$$

$$E_{\text{rad}} = \Psi \cdot Q_{\text{rad}}$$

Radyasyon için;



Şekil 8.5 Radyasyon için ocak görünüşü

$$Q_{\text{rad}2} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}}$$

$$Q_{\text{rad}2} = \frac{5,67 \times 10^{-8} (1473^4 - 923^4)}{\frac{1 - 0,71}{0,71 \times 0,54} + \frac{1}{0,54 \times 1} + \frac{1 - 0,40}{0,40 \times 0,54}}$$

$$Q_{\text{rad}2} = 42,551 \text{ kW}$$

$$\psi = 1 + \frac{1}{3} \left(\frac{306}{1473} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{306}{1473} \right)$$

$$\psi = 0,724$$

Radyasyon ekserjisi

$$E_{\text{rad}2} = \psi \cdot Q_{\text{rad}}$$

$$E_{\text{rad}2} = 0,724 \times 42,551$$

$$E_{\text{rad}2} = 30,832 \text{ kW}$$

Isıl işlem gören malzemeye gelen toplam ekserji

$$E_{t10p} = E_{rad1} + E_{kon} + E_{rad2}$$

$$E_{t10p} = 4,258 + 5,9 + 30,832$$

$$E_{t10p} = 35,095 \text{ kW}$$

1. Noktası:

Bu nokta ocaktan çıkan havanın vakum pompasına girdiği noktadır.

Kuru havanın ekserjisi genel denklemi (3.70) den

$$e_t = c_{p,a} T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R}_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + \bar{R}_a T_0 \ln \left(1 + \bar{w}_0 \right)$$

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_0 &= 306 \text{ K} & P_0 &= 101,285 \text{ kPa} \\ T_1 &= 306 \text{ K} & P_1 &= 101,285 \text{ kPa} \\ c_{p,a} &= 1,005 \text{ kJ/kgK} & R_a &= 0,287 \text{ kJ/kgK} \\ w_0 &= 0,032674 \end{aligned}$$

$$e_t = 1,005 \times 306 \left(\frac{306}{306} - 1 - \ln \frac{306}{306} \right) + 0,287 \times 306 \times \ln \frac{101,285}{101,285} + 0,287 \times 306 \times \ln(1 + 0,032674)$$

$$e_t = 2,823 \text{ kJ/kg}$$

2. Noktası:

Bu nokta ocaktan çıkan havanın vakum pompasına girdiği noktadır.

Kuru havanın ekserjisi genel denklemi (3.70)

$$e_t = c_{p,a} T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R}_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + \bar{R}_a T_0 \ln \left(1 + \bar{w}_0 \right)$$

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_0 &= 306 \text{ K} & P_0 &= 101.285 \text{ kPa} \\ T_2 &= 923 \text{ K} & P_2 &= 0,5 \text{ Pa} \\ c_{pa} &= 1,126 \text{ kJ/kgK} & R_a &= 0.287 \text{ kJ/kgK} \\ w_0 &= 0.032674 \end{aligned}$$

$$e_2 = 1,126 \times 306 \left(\frac{923}{306} - 1 - \ln \frac{923}{306} \right) + 0,287 \times 306 \times \ln \frac{0,0005}{101,285} + 0,287 \times 306 \times \ln(1 + 0,032674)$$

$$e_2 = 672,01 \text{ kJ/kg}$$

3. Noktası:

Bu nokta ocaktan çıkan havanın vakum pompasına çıktığı noktadır.

Kuru havanın ekserjisi genel denklemi (3.70)

$$e_t = c_{p,a} T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R}_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + \bar{R}_a T_0 \ln \left(1 + \bar{w}_0 \right)$$

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_0 &= 306 \text{ K} & P_0 &= 101.285 \text{ kPa} \\ T_3 &= 1123 \text{ K} & P_3 &= 0,5 \text{ kPa} \\ c_{pa} &= 1,163 \text{ kJ/kgK} & R_a &= 0.287 \text{ kJ/kgK} \\ w_0 &= 0.032674 \end{aligned}$$

$$e_3 = 1,163 \times 306 \left(\frac{1123}{306} - 1 - \ln \frac{1123}{306} \right) + 0,287 \times 306 \times \ln \frac{0,5}{101,285} + 0,287 \times 306 \times \ln(1 + 0,032674)$$

$$e_3 = 112,175 \text{ kJ/kg}$$

Çizelge 8.1 Isıtma Sistemdeki Noktaların Fiziksel Değerleri

	T (K)	P (kPa)	c_{pa} (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101,285	1,005	2,823	3,7	10,44
2	923	0,005	1,126	672,01	3,7	2486,4
3	1123	0,005	1,163	112,175	3,7	415,04

8.1.2 Exergoekonomik Analiz

Tesis ömrü $n = 20$ yıl, günlük çalışma saati 12, faiz oranı (r_i) %3, eskalasyon oranı (r_n) %4, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6 kabul edilirse parasal giderler için Bejan, Tsatsoronis ve Moran (1996)'ın kitabından yararlanılarak hesaplama yapılır.

Bu vakum ocağı için değerleri hesaplırsak,

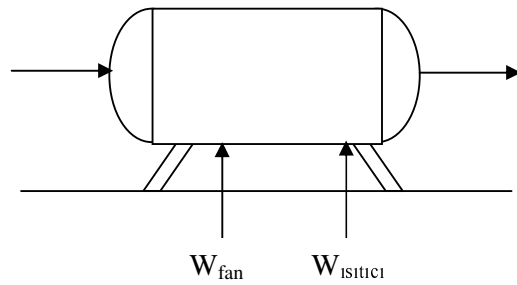
$$CRF = \frac{0.06(1+0.06)^{20}}{(1+0.06)^{20} - 1} = 0.087$$

$$k = \frac{1+0.04}{1+0.06} = 0.98$$

$$CELF = \frac{0.98(1-0.98^{20})}{1-0.98} \cdot 0.087 = 1.416$$

$$M = \frac{1.416}{1+0.03} = 1.374 \text{ olarak bulunur.}$$

1.Ocak



Şekil 8.6 Ocağın Şematik Görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{ocak} + Z_{fan} + Z_{isit} + Z_{GKP} + Z_{is}$$

$$Z_{yat} = 125.000 + 1750 + 25.000 + 1.611 + 1.111$$

$$Z_{yat} = 154.472 \$$$

$$Z_{islet} = Z_{ocak} + Z_{fan} + Z_{ser} + Z_{per} + Z_{ver}$$

$$Z_{islet} = 31.104 + 760,32 + 222 + 333 + 2.015$$

$$Z_{islet} = 34.434 \$/yil$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{islet})M$$

$$Z = \left[\frac{154472}{20 \times 12 \times 365} + \frac{34434}{12 \times 365} \right] \times 1,374$$

$$Z = 13,22 \$/h$$

Ocak için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_1 + C_w + Z = C_2 + C_{tras}$$

$$c_1 E_1 + c_w (E_{wfan} + E_{wisitci}) + Z = c_2 E_2 + c_w E_{top} \quad c_1 = 0$$

$$0.10,44 + 0,1(2,2 + 90) + 13,22 = c_2 \times 2486,4 + 0,1 \times 35,095$$

$$c_2 = 0,075 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{Docak} = E_1 - E_2 + W_{fan} + W_{isitci}$$

$$E_{Docak} = 10,44 - 2486 + 2,2 + 90 \text{ kW}$$

$$E_{Docak} = - 2383,36 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti

$$C_{Dkomp1} = 0,1 E_{Docak}$$

$$C_{Dkomp1} = 0,1 \times 2383,36$$

$$C_{Dkomp1} = 238,336 \text{ \$ / h}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{Locak} = E_{top}$$

$$E_{Locak} = 35,095 \text{ kW}$$

Kayıp ekserjinin maliyet;

$$C_{Locak} = c_L E_{Locak} = 0,1 \times 35,095$$

$$C_{Locak} = 3,5095 \text{ \$ / h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{Docak} = \frac{E_{Docak}}{E_{Top}} = \frac{2383,36}{2418,455} = 0,985$$

Kayıp olan ekserji oranı;

$$y_{Locak} = \frac{E_{Locak}}{E_{Top}} = \frac{2383,36}{2418,455} = 0,015$$

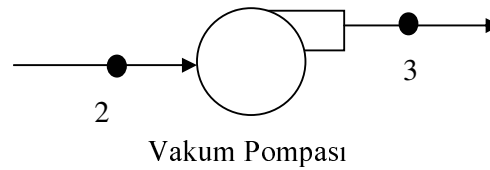
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{13,22}{13,22 + 0,1 \times (2418,455)}$$

$$f = 0,051$$

2.Vakum pompası



Şekil 8.7 Vakum Pompasının Şematik Görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{vakum} + Z_{GKP} + Z_{iş}$$

$$Z_{yat} = 2.000 + 1.611 + 1.111$$

$$Z_{yat} = 4722 \$$$

$$Z_{işlet} = Z_{vakum} + Z_{ser} + Z_{per} + Z_{ver}$$

$$Z_{işlet} = 1.036 + 222 + 333 + 2.015$$

$$Z_{işlet} = 3606 \$/yıl$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{4722}{20 \times 12 \times 365} + \frac{3606}{12 \times 365} \right] \times 1,374$$

$$Z = 1,204 \$/h$$

Vakum pompası için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_2 + C_w + Z = C_3$$

$$c_2 E_2 + c_w E_w + Z = c_3 E_3$$

$$0,075 \times 2486,4 + 0,1 \times 3 + 1,204 = c_3 \times 415,04$$

$$c_3 = 4,49 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{Dvakum} = E_2 - E_3 + W_{vakum}$$

$$E_{Dvakum} = 2486 - 415,04 + 3$$

$$E_{Dvakum} = 2074 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{Dvakum} = c_D E_{Dvakum}$$

$$C_{Dvakum} = 0,1 \times 2074$$

$$C_{Dvakum} = 207,4 \text{ \$ / h}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{Lvakum} = m_{hava} (e_3)$$

$$E_{Lvakum} = 3,7 \times 112,175$$

$$E_{Lvakum} = 415,04 \text{ kW}$$

Kayıp ekserjinin maliyeti;

$$C_{Lvakum} = c_L E_{Lvakum} = 0,1 \times 415,04$$

$$C_{Lvakum} = 41,504 \text{ \$ / h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{Dvakum} = \frac{E_{Dvakum}}{E_{Top}} = \frac{2074}{2489,04} = 0,833$$

Kayıp olan ekserji oranı;

$$y_{Lvakum} = \frac{E_{Lvakum}}{E_{Top}} = \frac{415,04}{2489,04} = 0,167$$

Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{1,204}{1,204 + 0,1 \times (2489,04)}$$

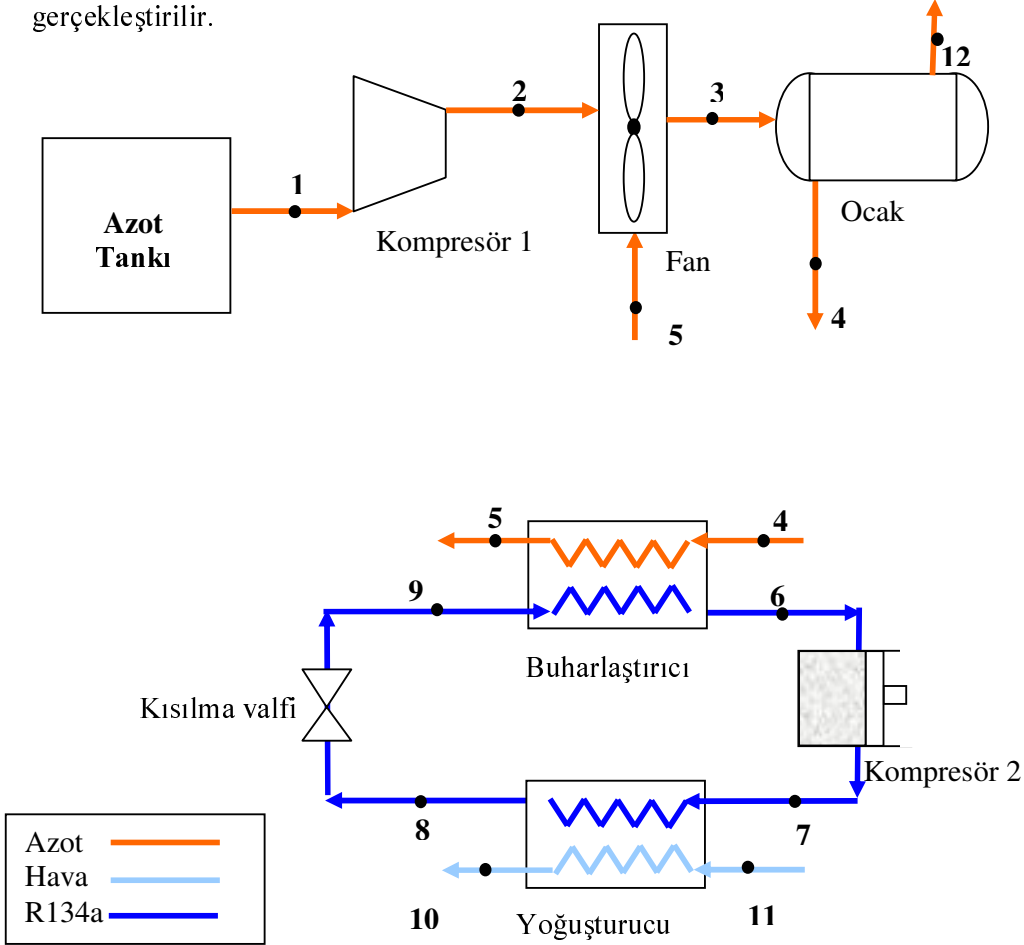
$$f = 0,0048$$

Çizelge 8.2 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termo ekonomik faktör f (%)
Ocak	-2383,36	35,095	0,985	0,015	13,22	238,336	3,5095	0,051
Vakum pompaı	2074	415,04	0,833	0,167	1,204	207,4	41,504	0,0048

8.2 Su Verme (Quenching) Prosesi

Sertleştirme yapılacak malzeme sertleştirme sıcaklığına geldikten sonra, sertlik değerini kazanabilmesi için kontrol altında soğutulması gerekmektedir. Bu soğutma işlemi azot gazı ile gerçekleştirilir.



Şekil 8.8 Su verme (Quenching) prosesi şematik gösterimi

Su verme prosesinde, azot 1 nolu kompresör vasıtası ile ocağın fanına gelir. Fan yardımıyla ocak içerisinde homojen olarak dolaşan azot gazı ısındığı için soğutulur. Bu soğutma sırasında R134a ile çalışan bir kademeli buhar sıkıştırıcı bir soğutma sistemi kullanılmaktadır. Isınan azot buharlaştırıcıdan geçerek istenilen sıcaklık değerine ulaşır. Isınan R134a gazı ise kompresörden geçtikten sonra yoğuşturucuda tekrar soğutulur. Son olarak kısılma valfinden geçerek çevrimi tamamlar.

Bu proses gerçekleşirken ortam sıcaklığı 33°C ve ortam basıncı 101.285 kPa alınmıştır.

8.2.1 Su Verme İçin Ekserji Kayıpları

Çizelge 8.3 Soğutma Sistemdeki Noktaların Fiziksel Değerleri

	Sıcaklık T,(K)	Entalpi h,(kj / kg)	Entropi s,(kj / kgK)	Basınç P,(KPa)
1	220	225,77	5,9837	600
2	238	254,73	5,9789	800
3	253	259,37	5,9775	1000
4	345,8	357,44	6,3229	1000
5	238	254,73	5,9789	800
6	277	245,512	0,9490	176,8
7	383	352,4	1,2345	320
8	330	282,2	1,2690	300
9	261	282,2	1,3160	186,6
10	347	347,04	1,8480	101.285
11	306	76,5	0,2887	101.285
12	306	317,40	6,8658	101.285

Şekil 8.8 de ele aldığımız su verme prosesinin işleyişi gösterilmiştir. Bu sistem üzerinde belirlediğimiz noktaların ekserji kayıplarını hesaplayacağız.

1.Noktası için:

Bu nokta azot gazının 1' nolu kompresöre girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kj / kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kj / kgK}$$

$$T_1 = 220 \text{ K}$$

$$h_1 = 225,77 \text{ kj/kg}$$

$$s_1 = 5,9837 \text{ kj/kgK}$$

$$P_1 = 600 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

$$e_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$$

$$e_1 = (225,77 - 76,5) - 306(5,9837 - 0,2887)$$

$$e_1 = -1593,4 \text{ kJ /kg olarak bulunur.}$$

2.Noktası için:

Bu nokta azotun ocak içindeki fana girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_2 = 238 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ / kg}$$

$$h_2 = 254,73 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_2 = 5,9789 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_2 = 800 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

$$e_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)$$

$$e_2 = (254,73 - 76,5) - 306(5,9789 - 0,2887)$$

$$e_2 = -1562,97 \text{ kJ /kg olarak bulunur.}$$

3.Noktası için:

Bu nokta azotun fandan ocak içine dağıldığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_3 = 253 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ / kg}$$

$$h_3 = 259,37 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_3 = 5,9775 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_3 = 1000 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

$$e_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)$$

$$e_3 = (259,37 - 76,5) - 306(5,9775 - 0,2887)$$

$$e_3 = -1557,90 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4.Noktası için:

Bu nokta azotun soğutma grubundaki buharlaştırıcıya girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_4 = 345,8 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 357,44 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_4 = 6,3239 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_4 = 1000 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

$$e_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$$

$$e_4 = (357,44 - 76,5) - 306(6,3239 - 0,2887)$$

$$e_4 = -1565,83 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

5.Noktası için:

Bu nokta azotun buharlaştırıcıdan çıkıp fana tekrar girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_5 = 253 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = 254,73 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_5 = 5,9789 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_5 = 800 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

$$e_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)$$

$$e_5 = (254,73 - 76,5) - 306(5,9789 - 0,2887)$$

$$e_5 = -1562,97 \text{ kJ /kg olarak bulunur}$$

6.Noktası için:

Bu nokta azotu soğutmak için kullanılan soğutucu gazın buharlaştırıcıdan çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_6 = 277 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ / kg}$$

$$h_6 = 245,512 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_6 = 0,9490 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_6 = 176,8 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

$$e_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)$$

$$e_6 = (245,512 - 76,5) - 306(0,9490 - 0,2887)$$

$$e_6 = -33,03 \text{ kJ /kg olarak bulunur.}$$

7.Noktası için:

Bu nokta soğutma soğutucu gazın 2'nolu kompresörden çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_7 = 383 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ / kg}$$

$$h_7 = 352,4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_7 = 1,2345 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_7 = 320 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

$$e_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)$$

$$e_7 = (352,4 - 76,5) - 306(1,2345 - 0,2887)$$

$$e_7 = -13,51 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

8.Noktası için:

Bu nokta soğutucu gazın yoğuşturucudan çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_8 = 261 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = 282,2 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_8 = 1,2690 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_8 = 300 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

$$e_8 = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)$$

$$e_8 = (282,2 - 76,5) - 306(1,2690 - 0,2887)$$

$$e_8 = -94,27 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9.Noktası için:

Bu nokta soğutucu akışkanın kısılma valfinden çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_9 = 261 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = 282,2 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_9 = 1,3160 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_9 = 186,6 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

$$e_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0)$$

$$e_9 = (282,2 - 76,5) - 306(1,3160 - 0,2887)$$

$$e_9 = -180,65 \text{ kJ /kg olarak bulunur.}$$

10.Noktası için:

Bu nokta havanın yoğuşturucudan çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_{10} = 347 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{10} = 347,04 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_{10} = 1,8480 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_{10} = 101,285 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

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

$$e_{10} = (347,04 - 76,5) - 306(1,8480 - 0,2887)$$

$$e_{10} = -206,60 \text{ kJ /kg olarak bulunur.}$$

11.Noktası için:

Bu nokta havanın yoğuşturucuya girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_{11} = 306 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ / kg}$$

$$h_{11} = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ / kgK}$$

$$s_{11} = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_{11} = 101,285 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

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

$$e_{11} = (76,5 - 76,5) - 306(0,2887 - 0,2887)$$

$$e_{11} = 0 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

12.Noktası için:

Bu nokta azotun ocaktan atmosfere çıktığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_0 = 306 \text{ K}$$

$$T_{12} = 306 \text{ K}$$

$$h_0 = 76,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{12} = 317,409 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 0,2887 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_{12} = 6,8658 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_{12} = 101,285 \text{ kPa}$$

Buradan, (7.2) denkleminde gerekli değerleri yerine koyarsak;

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

$$e_{12} = (317,40 - 76,5) - 306(6,8658 - 0,2887)$$

$$e_{12} = -1171,68 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

Çizelge 8.4 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (ekserejileri hesaplanmış)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	220	600	225,77	5,9837	1593,40	0,437	696,316
2	238	800	254,73	5,9789	1562,97	0,437	683,018
3	253	1000	259,37	5,9775	1557,90	0,437	680,802
4	345,8	1000	357,44	6,3229	1565,83	0,437	684,268
5	238	800	254,73	5,9789	1562,97	0,437	683,018
6	277	176,8	245,512	0,9490	33,03	0,828	27,349
7	383	320	352,4	1,2345	13,51	0,828	11,186
8	330	300	282,2	1,2690	94,27	0,828	78,056
9	261	186,6	282,2	1,3160	180,65	0,828	149,578
10	347	101,285	347,04	1,8480	206,60	3,1	640.,460
11	306	101.285	76,5	0,2887	0	0	0.,000
12	306	101.285	317,40	6,8658	1171,68	0,437	512,024

8.2.2 Su Verme İçin Exergoekonomik Analiz

Tesis ömrü $n = 20$ yıl, günlük çalışma saati 8, faiz oranı (r_i) %3, eskalasyon oranı (r_n) %4, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6 kabul edilirse parasal giderler için Bejan, Tsatsoronis ve Moran (1996)'ın kitabından yararlanılarak hesaplama yapılır.

Bu vakum ocağı için değerleri hesaplırsak,

$$CRF = \frac{0.06(1+0.06)^{20}}{(1+0.06)^{20} - 1} = 0.087$$

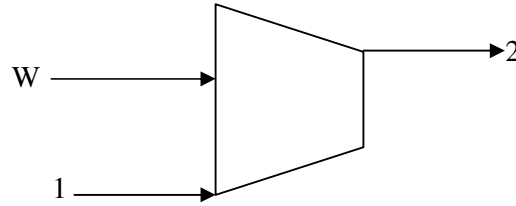
$$k = \frac{1+0.04}{1+0.06} = 0.98$$

$$CEL F = \frac{0.98(1-0.98^{20})}{1-0.98} 0.087 = 1,416$$

$$M = \frac{1.416}{1+0.03} = 1,374 \text{ olarak bulunur.}$$

İncelenen su verme prosesi 6 elemandan oluşmaktadır. Bunlar, kompresör 1, fan, ocak, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör 2 ve kısılma valfidir.

Kompresör 1 :



Şekil 8.9 Kompresör 1'in Şematik Görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{komp1} + Z_{GKP} + Z_{Azot} + Z_{tank} + Z_{iş}$$

$$Z_{yat} = 16.000 + 1.611 + 1000 + 2833 + 1.111$$

$$Z_{yat} = 22.555 \$$$

$$Z_{işlet} = Z_{komp1} + Z_{ser} + Z_{per} + Z_{ver-si}$$

$$Z_{işlet} = 12.672 + 222 + 333 + 2023,6$$

$$Z_{\text{işlet}} = 15.250,6 \text{ \$/yıl}$$

$$Z = (Z_{\text{yat}} + Z_{\text{işlet}})M$$

$$Z = \left[\frac{22.555}{20 \times 8 \times 365} + \frac{15.242}{8 \times 365} \right] \times 1,374$$

$$Z = 7,702 \text{ \$/h}$$

Kompresör 1 için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_1 + C_w + Z = C_2$$

$$c_1 E_1 + c_w E_w + Z = c_2 E_2$$

$$c_1 = 62,38 \text{ \$/gj}$$

$$6,38 \times 696,316 + 0,1 \times 55 + 7,702 = c_2 \times 683,018$$

$$c_2 = 17,788 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D\text{komp1}} = E_1 - E_2 + W_{\text{komp1}}$$

$$E_{D\text{komp1}} = 696,316 - 683,018 + 55$$

$$E_{D\text{komp1}} = 68,29 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D\text{komp1}} = c_D \cdot E_{D\text{komp1}}$$

$$C_{D\text{komp1}} = 0,1 \times 68,29$$

$$C_{D\text{komp1}} = 6,829 \text{ \$ / h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D\text{komp1}} = \frac{E_{D\text{komp1}}}{E_{\text{Top}}} = \frac{68,29}{68,29} = 0,5$$

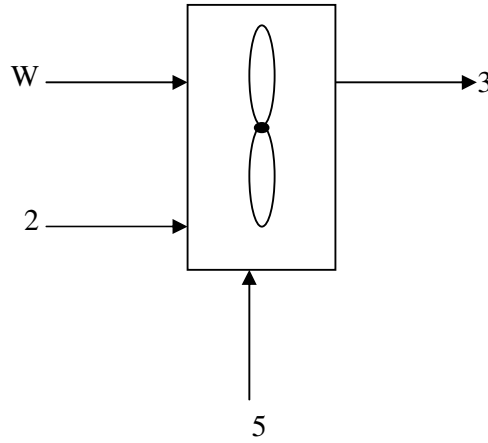
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F(E_D)}$$

$$f = \frac{7,702}{7,702 + 0.1 \times (68,29)}$$

$$f = 0,53$$

Fan :



Şekil 8.10 Fan'in Şematik Görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{Fan} + Z_{GKP} + Z_{Azot} + Z_{tank} + Z_{iş}$$

$$Z_{yat} = 3.500 + 1.611 + 1000 + 2833 + 1.111$$

$$Z_{yat} = 8.945\$$$

$$Z_{işlet} = Z_{Fan} + Z_{ser} + Z_{per} + Z_{ver-si}$$

$$Z_{işlet} = 1276 + 222 + 333 + 2023,6$$

$$Z_{işlet} = 3845 \$/yıl$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{8945}{20 \times 8 \times 365} + \frac{3845}{8 \times 365} \right] \times 1,374$$

$$Z = 2,024 \text{ \$/h}$$

Fan için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_2 + C_5 + C_w + Z = C$$

$$c_2 E_2 + c_5 E_5 + c_w E_w + Z = c_3 E_3$$

$$17,778 \times 683,018 + 17,778 \times 683,018 + 0,1 \times 2,2 + 2,024 = c_3 680,802$$

$$c_3 = 35,67 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{Dfan} = E_2 + E_5 - E_3 + W_{fan}$$

$$E_{Dfan} = 683,018 + 683,018 - 680,802 + 2,2$$

$$E_{Dfan} = 687,434 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{Dfan} = c_D E_{Dfan}$$

$$C_{Dfan} = 0,1 \times 687,434$$

$$C_{Dfan} = 0,1 \times 68,7437 \text{ \$/h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{Dfan} = \frac{E_{Dfan}}{E_{Top}} = \frac{68,7434}{68,7434} = 1$$

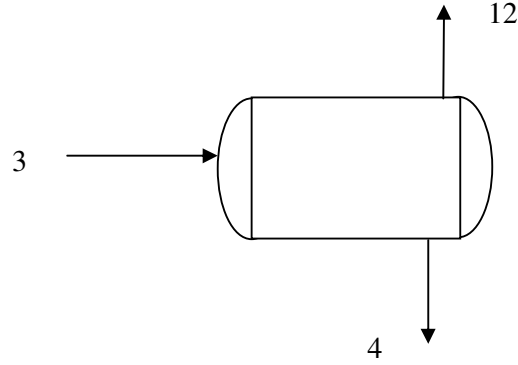
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{2,024}{2,024 + 0,1 \times (68,7434)}$$

$$f = 0,227$$

Ocak :



Şekil 8.11 Ocağın Şematik Görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{Ocak} + Z_{GKP} + Z_{Azot} + Z_{tank} + Z_{iş}$$

$$Z_{yat} = 125.000 + 1.611 + 1000 + 2833 + 1.111$$

$$Z_{yat} = 131.555 \$$$

$$Z_{işlet} = Z_{ser} + Z_{per} + Z_{ver-si}$$

$$Z_{işlet} = 222 + 333 + 2023,6$$

$$Z_{işlet} = 2578,6 \$/yıl$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{131.555}{20 \times 8 \times 365} + \frac{2578,6}{8 \times 365} \right] \times 1,374$$

$$Z = 4,30 \$/h$$

Ocak için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_3 + Z = C_4 + C_{12}$$

$$c_3 E_3 + Z = c_4 E_4 + c_{12} E_{12}$$

$$35,67 \times 680,802 + 4,30 = c_4 \times 684,268 + c_{12} \times 512,024 \quad c_4 = c_{12}$$

$$c_4 = c_{12} = 20,30 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{\text{Docak}} = E_3 - E_4 - E_{12}$$

$$E_{\text{Docak}} = 680,802 - 684,268 - 512,024$$

$$E_{\text{Docak}} = -515,49 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{\text{Docak}} = c_D E_{\text{Docak}}$$

$$C_{\text{Docak}} = 0,1 \times 515,49$$

$$C_{\text{Docak}} = 51,549 \text{ \$ / h}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{\text{Locak}} = m_{\text{Locak}} [e_{12}]$$

$$E_{\text{Locak}} = 0,437 [1171,68]$$

$$E_{\text{Locak}} = 512,024 \text{ kW}$$

Kayıp ekserjinin maliyet;

$$C_{\text{Locak}} = c_L E_{\text{Locak}} = 0,1 \times 512,024$$

$$C_{\text{Locak}} = 51,2024 \text{ \$ / h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{\text{Docak}} = \frac{E_{\text{Docak}}}{E_{\text{Top}}} = \frac{515,49}{1027,51} = 0,501$$

Kayıp olan ekserji oranı;

$$y_{\text{Locak}} = \frac{E_{\text{Locak}}}{E_{\text{Top}}} = \frac{10394,08}{1027,51} = 0,499$$

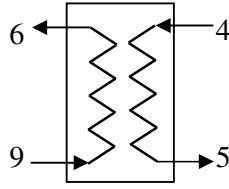
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F(E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{4,30}{4,30 + 0.1 \times (1027,5)}$$

$$f = 0,04$$

Buharlaştırıcı:



Şekil 8.12 Buharlaştırıcı Şematik Görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{Buh} + Z_{R134a} + Z_{GKP} + Z_{iş}$$

$$Z_{yat} = 8.500 + 750 + 1.611 + 1.111$$

$$Z_{yat} = 11.972 \$$$

$$Z_{işlet} = Z_{buh} + Z_{ser} + Z_{per} + Z_{ver-si}$$

$$Z_{işlet} = 20,736 + 222 + 333 + 2023,6$$

$$Z_{işlet} = 23.314 \$/yıl$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{11.972}{20 \times 8 \times 365} + \frac{23.314}{8 \times 365} \right] \times 1,374$$

$$Z = 11,25 \text{ \$/h}$$

Buharlaştırıcı için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_9 + C_w + Z = C_5 + C_6$$

$$c_4 E_4 + c_9 E_9 + c_w E_w + Z = c_5 E_5 + c_6 E_6$$

$$20,30 \times 684,268 + c_9 \times 148,578 + 0,1 \times 90 + 11,25 = 17,778 \times 683,018 + c_6 \times 27,349$$

$$c_9 = c_6 = 14,5 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{Dbuh.} = E_4 + E_9 - E_5 - E_6 + W_{buh}$$

$$E_{Dbuh} = 684,268 + 149,578 - 683,018 - 27,349 + 90$$

$$E_{Dbuh} = 213,479 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{Dbuh} = c_D E_D$$

$$C_{Dbuh} = 0,1 \times 213,479$$

$$C_{Dbuh} = 21,3479 \text{ \$ / h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{Dbuh} = \frac{E_{Dbuh}}{E_{Top}} = \frac{213,479}{213,479} = 1$$

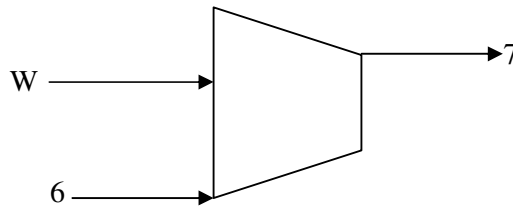
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{11,25}{11,25 + 0,1 \times (213,479)}$$

$$f = 0,345$$

Kompresör 2 :



Şekil 8.13 Kompresör 2'in Şematik Görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{komp2} + Z_{GKP} + Z_{R134a} + Z_{i\dot{s}}$$

$$Z_{yat} = 10.500 + 1.611 + 750 + 1.111$$

$$Z_{yat} = 13.972 \$$$

$$Z_{i\dot{s}let} = Z_{komp2} + Z_{ser} + Z_{per} + Z_{ver-si}$$

$$Z_{i\dot{s}let} = 9300 + 222 + 333 + 2023,6$$

$$Z_{i\dot{s}let} = 11.878,6 \$/yıl$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{i\dot{s}let})M$$

$$Z = \left[\frac{13.972}{20 \times 8 \times 365} + \frac{11.878,6}{8 \times 365} \right] \times 1,374$$

$$Z = 5,907 \$/h$$

Kompresör 2 için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_6 + C_w + Z = C_7$$

$$C_6 E_6 + c_w E_w + Z = c_7 E_7$$

$$c_6 = 14,5 \$/gj$$

$$14,5 \times 27,349 + 0,1 \times 40,37 + 5,907 = c_7 \times 11,186$$

$$c_7 = 36,34 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{Dkomp2} = E_6 - E_7 + W_{komp2}$$

$$E_{Dkomp2} = 27,349 - 11,186 + 40,37$$

$$E_{Dkomp1} = 56,533 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{Dkomp2} = c_D \cdot E_{Dkomp2}$$

$$C_{Dkomp2} = 0,1 \times 56,533$$

$$C_{Dkomp2} = 5,6533 \text{ \$ / h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{Dkomp2} = \frac{E_{Dkomp2}}{E_{Top}} = \frac{56,533}{56,533} = 1$$

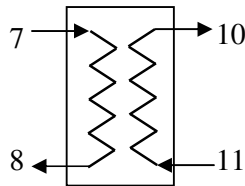
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{5,907}{5,907 + 0,1 \times (56,533)}$$

$$f = 0,510$$

Yoğuşturucu :



Şekil 8.14 Yoğuşturucu Şematik Görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{yoğ} + Z_{R134a} + Z_{GKP} + Z_{iş}$$

$$Z_{yat} = 6.500 + 750 + 1.611 + 1.111$$

$$Z_{yat} = 9.972 \text{ \$/yıl}$$

$$Z_{işlet} = Z_{yoğ} + Z_{ser} + Z_{per} + Z_{ver-si}$$

$$Z_{işlet} = 31.650 + 222 + 333 + 2023,6$$

$$Z_{işlet} = 34.228 \text{ \$/yıl}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{9.972}{20 \times 8 \times 365} + \frac{34.228,6}{8 \times 365} \right] \times 1,374$$

$$Z = 16,36 \text{ \$/h}$$

Yoğuşturucu için maliyet denklemleri yazılırsa;

$$C_7 + C_{11} + C_w + Z = C_8 + C_{10}$$

$$c_7 E_7 + c_{11} E_{11} + c_w E_w + Z = c_8 E_8 + c_{10} E_{10}$$

$$c_7 = c_8 = 36,34 \text{ \$/gj}, c_{11} = 0$$

$$36,34 \times 11,186 + 0 \times 0 + 0,1 \times 137,37 + 16,36 = 36,34 \times 78,056 + c_{10} \times 640,460$$

$$c_{10} = 3,74 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{yoğ}} = E_7 + E_{11} - E_8 - E_{10} + W_{yoğ}$$

$$E_{D_{yoğ}} = 11,086 + 0 - 78,056 - 640,460 + 137,37$$

$$E_{D_{yoğ}} = -204,34 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{yoğ}} = c_D E_D$$

$$C_{D_{yoğ}} = 0,1 \times 204,34$$

$$C_{D_{yoğ}} = 20,434 \text{ \$/h}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{\text{Lyog}} = m_{\text{hava}} [e_{11} - e_{10}]$$

$$E_{\text{Lyog}} = 3,1[206,6]$$

$$E_{\text{Lyog}} = 640,460 \text{ kW}$$

Kayıp olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{\text{Lyog}} = c_D E_D$$

$$C_{\text{Lyog}} = 0,1 \times 640,460$$

$$C_{\text{Lyog}} = 64,046 \$ / \text{h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{\text{Dyog}} = \frac{E_{\text{Dyog}}}{E_{\text{Top}}} = \frac{204,34}{844,8} = 0,24$$

Kayıp olan ekserji oranı;

$$y_{\text{Lbuh}} = \frac{E_{\text{Lbuh}}}{E_{\text{Top}}} = \frac{640,46}{844,8} = 0,76$$

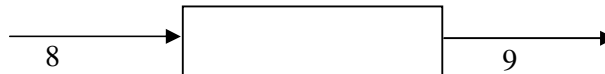
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{16,36}{16,36 + 0,1 \times (844,8)}$$

$$f = 0,162$$

Kısılma valfi:



Şekil 8.16 Kısılma valfi Şematik Görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{kısıl} + Z_{R134a} + Z_{GKP} + Z_{iş}$$

$$Z_{yat} = 4.500 + 750 + 1.611 + 1.111$$

$$Z_{yat} = 7.972 \$$$

$$Z_{işlet} = Z_{ser} + Z_{per} + Z_{ver-si}$$

$$Z_{işlet} = 222 + 333 + 2023,6$$

$$Z_{işlet} = 2.578,6 \text{ \$/yıl}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{7.972}{20 \times 8 \times 365} + \frac{2578,6}{8 \times 365} \right] \times 1,374$$

$$Z = 1,40 \text{ \$/h}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{Dkısıl} = E_8 - E_9$$

$$E_{Dkısıl} = 78,056 - 149,578$$

$$E_{Dkısıl} = - 71,52 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{Dkısıl} = c_D E_D$$

$$C_{Dkısıl} = 0,1 \times 71,52$$

$$C_{Dkısıl} = 20,434 \text{ \$/ h}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L,kisil} = m_{R134a} [e_8 - e_9]$$

$$E_{L,kisil} = 0,828[94,27 - 180,65]$$

$$E_{L,kisil} = -71,52$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D,kisil} = \frac{E_{D,kisil}}{E_{D,kisil}} = \frac{75,52}{75,52} = 0,5$$

Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F(E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{1,4}{1,4 + 0,1 \times (75,52)}$$

$$f = 0,15$$

Çizelge 8.5 Vakum Ocağının Her Bir Elemanı İçin Hesaplanan Termoekonomik

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termo ekonomik faktör f (%)
Değerler								
Kompresör 1	68,29	-	100	-	7,702	6,829	-	0,530
Fan	687,43	-	100	-	2,024	68,743	-	0,227
Ocak	515,49	512,02	50,1	49,9	4,30	51,549	51,2024	0,04
Buharlaştırıcı	213,47	-	100	-	11,25	21,3479	-	0,345
Kompresör 2	56,533	-	100	-	5,907	5,6533	-	0,510
Yoğuşturucu	204,34	640,46	24	76	16,36	20,434	64,046	0,162
Kıslma valfi	71,52	-	100	-	1,40	7,152	-	0,15

8.2.3. Maliyet

8.2.3.1 Vakum Isıl İşlem Ocağının İlk Yatırım Maliyeti

Çizelge 8.6 Sistem Elemanlarının İlk Yatırım Maliyetleri

No	Sistem elemanları	Maliyet (\$)
1	Kompresör 1 (yüksek basınç) 55 kW	16.000
2	Kompresör 2 (alçak basınç) 40,57 kW	10.500
3	Yoğuşturucu 137,37 kW	6.500
4	Buharlaştırıcı 90 kW	8.500
5	R134a gazı	3.000
6	Kısılma valfi	4.500
7	Fan (2,2 kW)	3.500
8	Azot tankı ve tamamlayıcı ekipmanlar	8.500
9	Ana güç kontrol paneli	14.500
10	Azot	3.000
11	Ocak gövde ve diğer ekipmanlar	250.000
12	İşçilik	10.000
13	Vakum pompası (3 kW)	2.000
14	Isıtma elemanları (90kW)	25.000
Toplam		365.500

8.2.3.2 Senelik İşletme Bakım Onarım Masrafları

sistem günde 20 saat çalışmakta bu çalışmanın 8 saati su verme (quenching), 12 saati ise ısıtma operasyonunda geçiyor. Ayda çalışma süresi 24 gün olduğunda;

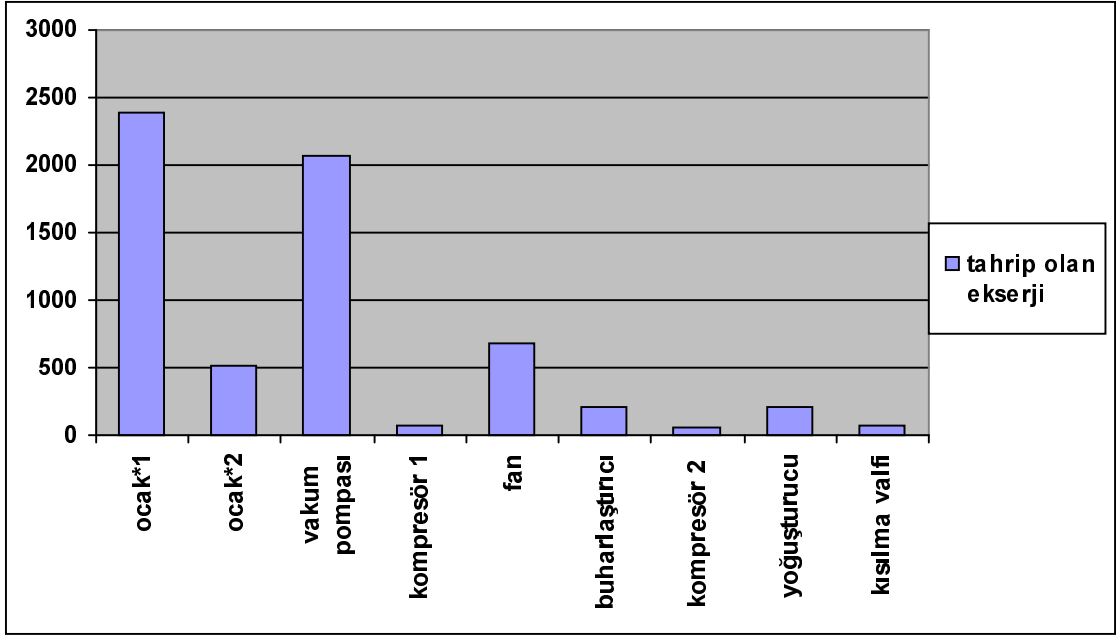
Su verme (quenching) = $24 \times 8 \times 12 = 2304$ saat/yıl

Isıtma = $24 \times 12 \times 12 = 3456$ saat /yıl

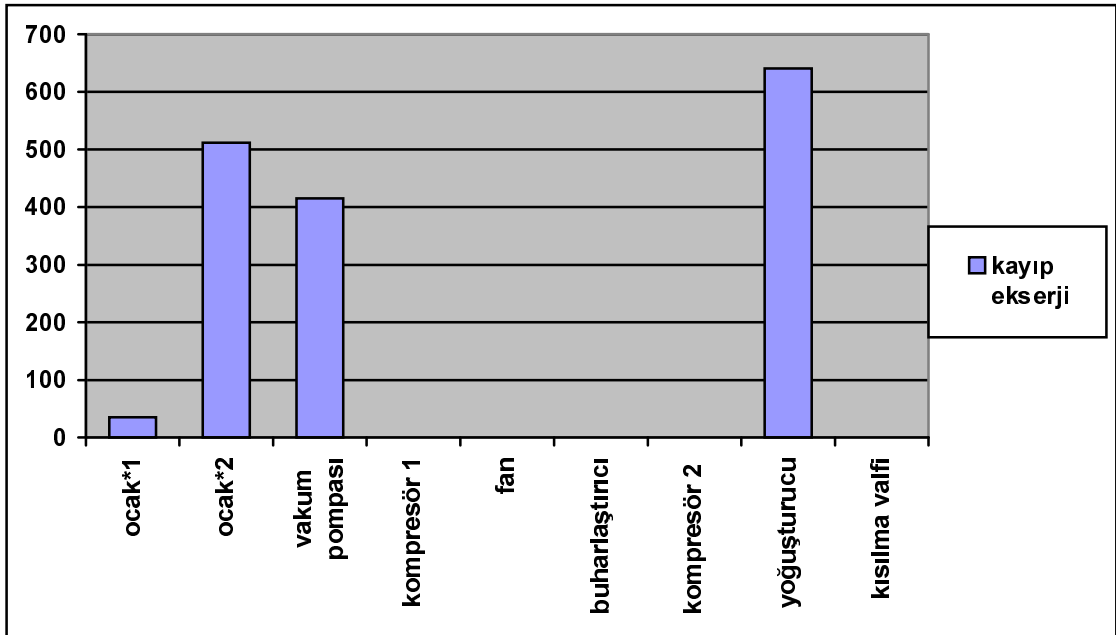
Çizelge 8.7 Sistem Elemanlarının işletme masrafları

No	Sistem elemanları	Maliyet (\$/yıl)
1	Servis	2.000
2	Kompresör1'in tükettiği enerji [(0,1\$/kWh)x (55kW)x2304saat]	12.672
3	Kompresör2'nin tükettiği enerji [(0,1\$/kWh)x (40,37kW)x2304saat]	9.300
4	Yoğuşturucunun tükettiği enerji [(0,1\$/kWh)x (137,37kW)x2304saat]	31.650
5	Buharlaştırıcının tükettiği enerji [(0,1\$/kWh)x (90kW)x2304saat]	20.736
6	Fan [(0,1\$/kWh) x (2,2kW) x 5760saat]	1.267
7	Vakum pompası [(0,1\$/kWh) x (3kW) x 3456saat]	1.036
8	Isıtıcı [(0,1\$/kWh) x (90kW) x 3456saat]	31.104
9	Personel (3 kişi)	3.000
10	Vergi -sigorta (İlk yatırım maliyetinin %5'i)	18.137
	Toplam	130.902

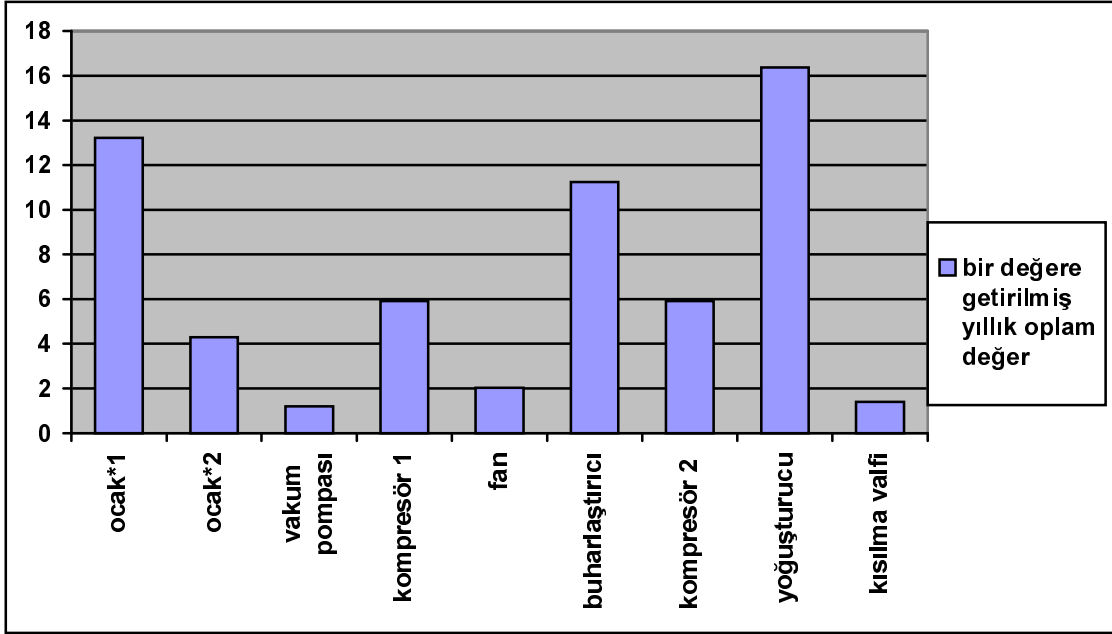
SONUÇ VE DEĞERLENDİRME



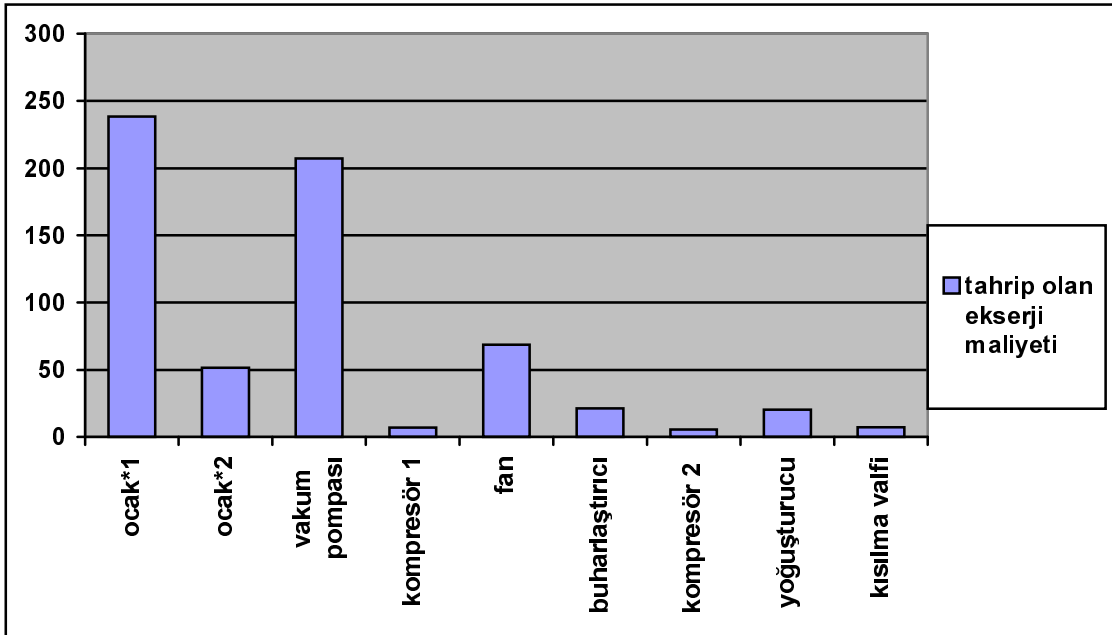
Şekil 9.1 Sistem elemanlarına göre tahrip olan ekserji (E_D)



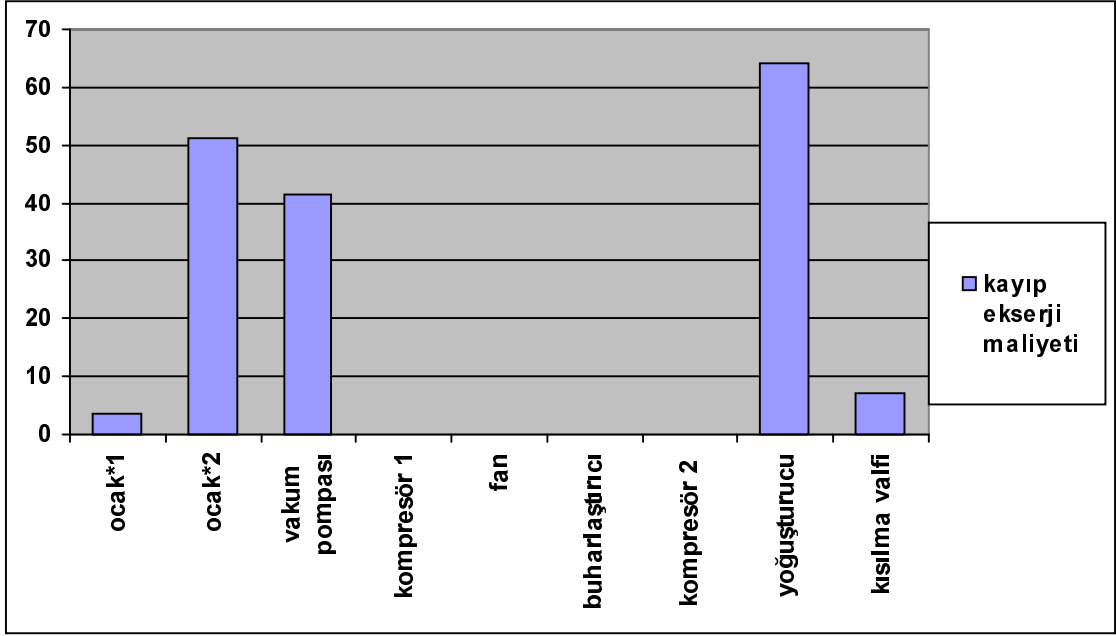
Şekil 9.2 Sistem elemanlarına göre kayıp ekserji (E_L)



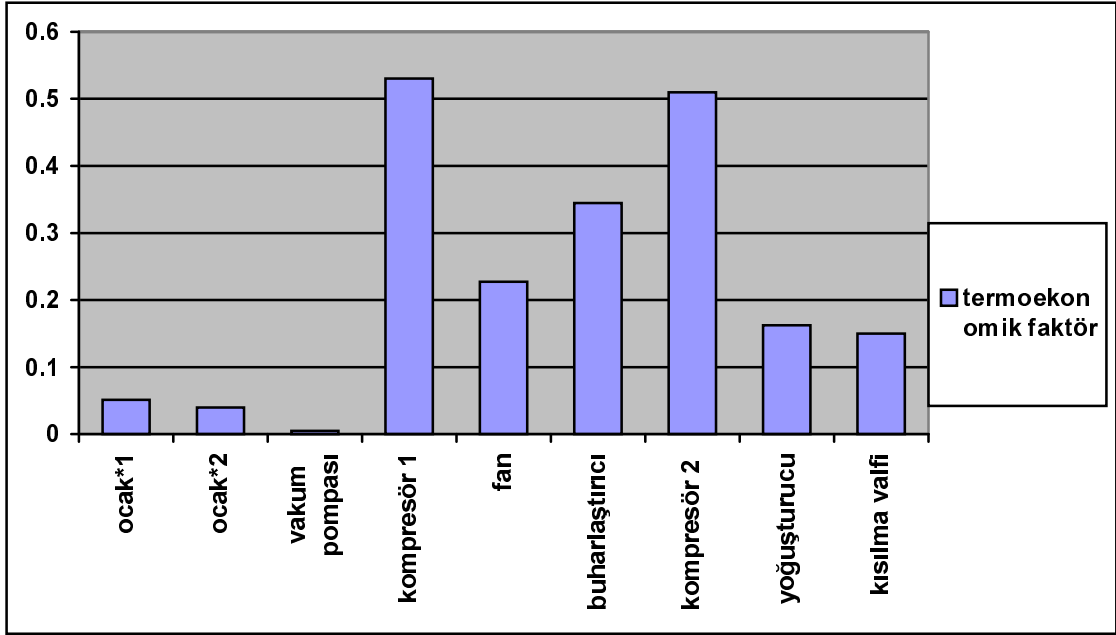
Şekil 9.3 Sistem elemanlarına göre bir değere getirilmiş yıllık toplam değer (Z)



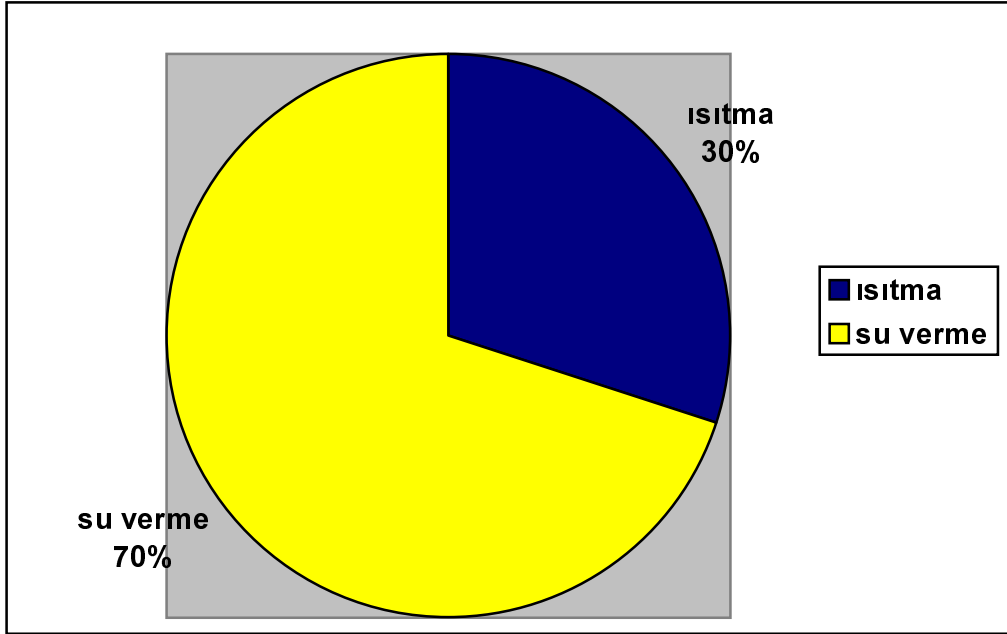
Şekil 9.4 Sistem elemanlarına göre tahrip olan ekserji maliyeti C_D



Şekil 9.5 Sistem elemanlarına göre kayıp olan ekserji maliyeti C_L



Şekil 9.6 Sistem elemanlarına göre termoekonomik faktör f



Şekil 9.7 Isıtma ve su verme proseslerine göre kayıp olan ekserji oranları

Sisteme bakıldığında en çok ekserji kaybı su verme prosesinde oluşmaktadır. Su verme prosesinde bulunan yoğuşturucuda ve soğuma sırasında ocakta ekserji kaybı görülmektedir. Bunun sebebi soğutma işleminde kullanılan azotun tamamen dışarıya atılması ve yüksek sıcaklıkta olan azotun soğutulması için soğutma sisteminden ekserjinin kaybolmasıdır.

Isıtma prosesinde ise ısı işlem gören çeliğin ısınması sebebiyle oluşan kayıp ve vakum pompasının ortamdaki havayı çekerken meydana gelen ekserji kaybı önemli bir değer oluşturmaktadır. Toplam ekserji kaybı 1602 kW olup bu ekserjinin toplam maliyeti saatte 160,2 \$'dir.

Tahrip olan ekserjilere baktığımızda en fazla ısıtma sırasında ocakta 2383,36 kW ekserji tahrip olmaktadır.

Termoekonomik faktörlere baktığımızda en düşük f değerleri vakum pompası ve ocaktadır. Bu yüzden iyileştirme çalışmaları bu iki elemandan başlanmalıdır. Burada sınırlayıcı bir etken iyileştirme düşünülen sistem bileşeninin gerçek iyileştirilebilirliğinin var olup olmamasıdır.

İncelenen komponent yeterince iyileştirilemiyorsa diğer ekipmanlar üzerinde çalışmalar yapılmalıdır.

Sistemde ısıtma sırasında ısıl işlem olan malzemeyle olan kaybın önüne geçilmesi mümkün olmasa da vakum pompası tarafında dışarıya atılan ısıtılmış havanın başka bir sistem tarafından kullanılabilmesi nispeten maliyeti düşürebilir.

Soğutma sistemi ile dışarı atılan azotun ise tekrardan kullanılamaması da ekserji kayıplarını arttırmaktadır. Bu yüzden azotun tekrar kullanılmasını sağlayan bir sistem geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, (Çev., T., Derbentli), McGraw-Hill, Literatür, İstanbul

Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M., (1996) Thermal Design and Optimization, Wiley, New York

Petela R.(2003) Exergy Of Thermal Radiation Calgary, Canada

Yves Candau (2003) On The Exergy Of Radiation Paris

.Incropera F. P., DeWitt D. P (2001) Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri (Çev., T., Derbentli), McGraw-Hill, Literatür, İstanbul

Moran, M. J., (1989), Availability Analysis: A guide to Efficient Energy Use, ASME Pres, New York.

Kotas, T. J., (1995), The Exergy Method Of Thermal Plant Analysis, Krieger, Melbourn, FL.

Szargut, J., Morris, D. R. and Steward, F. R., (1988), Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes, Hemisphere, New York.

Bejan, A., (1986), Engineering thermodynamics, in M. Kutz, ed., Mechanical Engineer' Handbook, Wiley, New York, Chapter 54, pp. 1530 - 1548.

Szargut, J. and Styrylska, T., (1969), Die exergetische Analyse von prozessen der feuchten Luft, Heiz. – Lueft – Haustech., Vol 20, pp. 173 – 178.

Wepfer, W. J., Gaggioli, R. A. and Obert, E. F., (1979), Proper evaluation of available energy for HVAC, ASHRAE Trans., Vol. 85, Part 1, pp. 214 – 230

Ahrendts, J., (1980), Reference states, Energy, Vol. 5, pp. 667 – 677.

Changengqin, R., Nianping, L., Guangfa, T., (2002), Principles of Exergy Analysis in HVAC and Evaporative Cooling Systems, Building and Environment, pp. 1045 – 1055

Zhang, G. Q., Wang, L., Liu, L., Wnag, Z., (2003), Thermoeconomic Optimization of Small Size Central Air Conditioner, International Journal of Refrigeration, pp. 158 – 169

Misra, R. D., Sahoo, P. K., Sahoo, S., Gupta, A., (2003), Thermoeconomic Optimization of a Single Effect Water/LiBr Vapour Absorption Refrigeration System, International Journal Of Refrigeration, 26, pp. 158 – 169

Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M., (2002), Exergy Analysis of Vapor Compressin Refrigeration Systems, Exergy an International Journal, 2, pp. 266 – 272

Camargo, J. R., Ebinuma, C. D., Silveira, J. L., (2003), Thermoeconomic Analysis of an Evaporative Desiccant Air Conditioning System, Applied Thermal Engineering, 23, pp. 1537 – 1549

Bilgen, E., (2002), Exergetic and Engineering Analysis of a Gas Turbine Based Cogeneration Systems, *Energy*, 25, pp. 1215 – 1229

Bilge D. Ve Demir G., (2004), Isıl Sistemlerin Termoekonomik Çözümlemesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul

Ashre Fundamentals (1996), Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri (Çeviren Genceli, O.), Teknik yayıncılık.

Bejan, A., (1997), *Advanced Engineering thermo: Second Edition*, John Wiley & Sons.

Moran, M. J. and Sciubba, E., (1994), Exergy Analysis, Principles and Practice, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 116: 285-290.

Moran, M. J. and Shapiro, H. N., (1993) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	03.05.1979	
Doğum yeri	İzmit	
Lise	1993-1996	Pendik Lisesi
Lisans	1997-2001	Trakya Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2001-2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

2001 –Devam ediyor Makina Takım Endüstrisi A.Ş.
Kesici Takımlar Yöneticisi