

**T.C.  
HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DOĞALGAZ YAKITLI BİREYSEL ISITMA  
SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

**Tuğba TETİK**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN  
Doç. Dr. Ali KILIÇARSLAN**

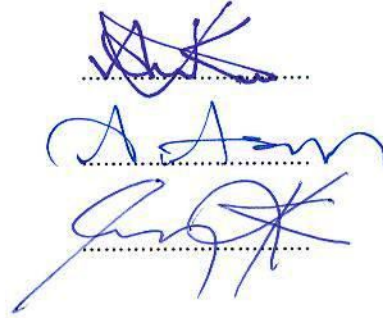
**TEMMUZ 2011  
ÇORUM**

Tuğba TETİK tarafından hazırlanan “Doğalgaz Yakıtlı Bireysel Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi” adlı tez çalışması 08/07/2011 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans / ~~Doktora~~ tezi olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Yrd. Doç. Dr. Abdurrahman ASAN

Yrd. Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 15.07.2011.... tarih ve 2011/02... sayılı kararı ile Tuğba TETİK.....’ın Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans / ~~Doktora~~ derecesi alması onanmıştır.



Doç. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.

Tuğba TETİK

# DOĞALGAZ YAKITLI BİREYSEL ISITMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Tuğba TETİK

HİTİT ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2011

## ÖZET

Bu çalışmada, doğalgaz yakıtlı bireysel bir ısıtma sistemi farklı çalışma şartları altında deneysel olarak incelenmiştir. Deney tesisatı; kombi, farklı yüzey alanlarına sahip üç adet radyatör ve gaz analiz cihazından oluşmaktadır. Su sıcaklığı, su debisi, gaz debisi ve dış hava sıcaklığı gibi değiştirilebilen sistem parametreleri ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen değerler Mühendislik Denklem Çözücüsü (Engineering Equation Solver, EES-V8.901-3D) yazılımı kullanılarak geliştirilen bir programda kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Ayrıca değiştirilen sistem parametrelerinde kombininin bacasından atılan egzoz gazlarının da analizi yapılmıştır.

Su sıcaklığı ve su debisi arttırıldığında ortama verilen ısı miktarı, radyatörde üretilen entropi miktarı ve tersinmezlikler artmıştır. Fakat, gaz debisindeki artış miktarı fazla olmadığından, ısı miktarı, entropi üretimi ve tersinmezlik değerlerinde fazla değişim olmamıştır.

Anahtar Kelimeler: Bireysel Isıtma Sistemi, Enerji ve Ekserji Analizi, Entropi Üretimi, Tersinmezlik, EES

# **ENERGY AND EXERGY ANALYSES OF A NATURAL GAS-FIRED RESIDENTIAL HEATING SYSTEM**

Tuğba TETİK

HİTİT UNIVERSITY  
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2011

## **ABSTRACT**

In this study, natural gas-fired residential heating system is examined experimentally in different operating conditions. Experimental study consists of a combi boiler, three radiators with different surface areas and a gas analyzer. In the experiments, system water's heat, water flow rate, gas flow rate and ambient air temperature are changed and results are used in the program developed in EES (Engineering Equation Solver (EES-V8.901-3D) for energy and exergy analyses. Additionally, exhaust gases are analyzed in these variable system parameter conditions.

As system water temperature and flow rate are increased, the amount of heat transfer to the room, generated entropy and irreversibilities increased. However, because of the low amount of increase in gas flow rate, the amount of heat transfer to the room, generated entropy and irreversibilities have not changed noticeably.

Key Words: Residential Heating Systems, Energy and Exergy Analyses, Entropy Generation, Irreversibility, EES

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca özverili yardımlarını, bilgi ve tecrübesini hiçbir zaman esirgemeyen, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Doç. Dr. Ali KILIÇARSLAN'a, teşekkürü bir borç bilirim.

Hitit Üniversitesi BAP Birimi'ne MUH01.10.007 no'lu projeye verdikleri destekten dolayı teşekkür ederim.

Ayrıca, hayatım boyunca beni anlayan, her anımda yanımda hissettiğim, beni bu konuma getiren, her şekilde ve her zaman göstermiş oldukları maddi ve manevi desteklerinden dolayı AİLEMe teşekkürlerimi ve sonsuz sevgilerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR	xiii
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1 Termodinamiğin Temel Kanunları	3
2.1.1 Kütleinin Korunumu	3
2.1.2 Termodinamiğin I. kanunu	4
2.1.3 Entropi dengesi	9
2.1.4 Termodinamiğin II. kanunu	10
2.2. Enerji ve Ekserji	12
2.3. Ekserji	14
2.3.1 Ekserji ile ilgili kavramlar	15
2.3.2 Ekserji bileşenleri	16
2.3.3 Ekserji dengesi	19
2.3.4 Ekserji verimliliği	20
2.4. Ekserji Analizi Literatür Özeti	21
3.MATERYAL VE YÖNTEM	26
3.1. Materyal	26
3.2 Yöntem	28
3.2.1 Enerji ve ekserji analizinin radyatörlere uygulanması	29
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	31
4.1 Değişken Su Sıcaklığının Radyatörler Üzerine Etkisi	31
4.1.1 Değişken su sıcaklığının 1 no'lu radyatöre etkisi	32
4.1.2 Değişken su sıcaklığının 2 nolu radyatöre etkisi	35
4.1.3 Değişken su sıcaklığının 3 nolu radyatöre etkisi	39

4.2 Değişken Su Debisinin Radyatörler Üzerine Etkisi	41
4.2.1 Değişken su debisinin 1 nolu radyatöre etkisi	42
4.2.2 Değişken su debisinin 2 nolu radyatöre etkisi	44
4.2.3 Değişken su debisinin 3 nolu radyatöre etkisi	46
4.3 Değişken Gaz Debisinin Radyatörler Üzerine Etkisi	48
4.3.1 Değişken gaz debisinin 1 nolu radyatöre etkisi	49
4.3.2 Değişken gaz debisinin 2 nolu radyatöre etkisi	51
4.3.3 Değişken gaz debisinin 3 nolu radyatöre etkisi	54
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	57
6. KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ	61



**ÇİZELGELER DİZİNİ**

<b>Çizelge</b>		<b>Sayfa</b>
Çizelge 1. 1	Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması	13
Çizelge 2. 1	Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri	17

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil		Sayfa
Şekil 2.1.	Sistemin hal değişimi	4
Şekil 2.2	Kontrol hacmi için termodinamiğin I. kanununun şematik olarak gösterimi	7
Şekil 3.1	Deney tesisatının şematik gösterimi	26
Şekil 4.1	Sistemde değiştirilen su sıcaklığının 1 no'lu radyatöre etkisi	32
Şekil 4.2.	1 nolu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su sıcaklığına göre değişimi	35
Şekil 4.3.	Sistemde değiştirilen su sıcaklığının 2 nolu radyatöre etkisi	36
Şekil 4.4.	2 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su sıcaklığına göre değişimi	38
Şekil 4.5.	Sistemde değiştirilen su sıcaklığının 3 nolu radyatöre etkisi	39
Şekil 4.6.	3 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su sıcaklığına göre değişimi	41
Şekil 4.7.	Sistemde değiştirilen su debisinin 1 nolu radyatöre etkisi	43
Şekil 4.8.	1 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su debisine göre değişimi	44
Şekil 4.9.	Sistemde değiştirilen su debisinin 2 nolu radyatöre etkisi	45
Şekil 4.10.	2 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su debisine göre değişimi	46
Şekil 4.11.	Sistemde değiştirilen su debisinin 3 nolu radyatöre etkisi	47
Şekil 4.12.	3 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su debisine göre değişimi	48
Şekil 4.13.	Sistemde değiştirilen gaz debisinin 1 nolu radyatöre etkisi	50
Şekil 4.14	1 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının gaz debisine göre değişimi	51
Şekil 4.15.	Sistemde değiştirilen gaz debisinin 2 nolu radyatöre etkisi	52
Şekil 4.16.	2 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının gaz debisine göre değişimi	53

- Şekil 4.17. Sistemde değiştirilen gaz debisinin 3 nolu radyatöre etkisi 55
- Şekil 4.18. 3 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emişyonlarının ve baca gazı sıcaklığının gaz debisine göre değişimi 56

**RESİMLER DİZİNİ**

<b>Şekil</b>		<b>Sayfa</b>
Resim 3.1.	Basınç düşürücü	27
Resim 3.2.	Deney tesisatından görüntümler	27
Resim 3.3.	Gaz analiz cihazı	28

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$C_p$	sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
$e$	özgül enerji (kJ/kg)
$E$	toplam enerji (kJ)
$h$	entalpi (kJ/kg)
$I$	tersinmezlik (kW)
$\bar{g}_f$	gibbs fonksiyonu (kJ/kmol)
$\eta$	verim
$Q$	toplam ısı geçişi (kJ)
$\dot{Q}$	birim zamandaki ısı üretimi (kW)
$s$	özgül entropi (kJ/kgK)
$\dot{S}$	birim zamandaki entropi miktarı (kW/K)
$T$	sıcaklık (K)
$t$	zaman (s)
$v$	özgül hacim (m <sup>3</sup> /kg)
$W$	toplam iş (kJ)
$x$	özgül ekserji (kJ/kg)
$X$	toplam ekserji (kJ)
$\dot{X}$	birim zamandaki ekserji miktarı (kW)
$z$	yükseklik (m)
<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
ch	kimyasal ekserji
ke	kinetik ekserji

kh	kontrol hacmi
pe	potansiyel ekserji
ph	fiziksel ekserji
rad	radyatör
SASA	Sürekli Akışlı Açık Sistem

**İndisler**

ç  
g  
F  
P  
sg  
ü

**Açıklama**

çıkan  
giren  
yakıt  
ürün  
suyun radyatöre giriş sıcaklığı  
üretim

## 1. GİRİŞ

Hızla artan dünya nüfusu ve ülkelerin sanayileşmesi ile birlikte artan enerji ihtiyacı, enerji maliyetleri ve çevre problemleri gibi sorunları da yanında getirmektedir. Bu yüzden temiz enerji kaynaklarının kullanımı ve enerji sistemlerinde tasarrufa yönelik çalışmalar günümüzde önem kazanmaktadır.

Enerjinin verimli kullanımı ile gerçekleştirilecek enerji tasarrufu, aynı ürünü elde etmek için gereken enerjinin azaltılması ya da aynı miktarda enerji ile daha fazla ürün elde edilmesini sağlayacaktır. Böylece gün geçtikçe azalan fosil yakıtların tüketimi azalacaktır.

Toplam enerji tüketiminin %20'sinin konut sektöründe gerçekleştiği ülkemizde, bu enerjinin %85'i ısıtma ve sıcak su ihtiyacı için kullanılmaktadır. Konutlarda kullanılan bu enerjinin toplam tüketim içerisinde büyük bir paya sahip olması dolayısıyla verimli kullanılması büyük önem taşımaktadır.

Gün geçtikçe artan yakıt fiyatları ve ısıtma sistemlerinin yükselen maliyetleri, kullanıcıların konfor açısından sistem kontrolünü ve yakıt giderlerini bireysel olarak ayarlamalarına izin veren bireysel ısıtma sistemlerini ön plana çıkarmaktadır. Ülkemizde, artan bireysel ısıtma sistemi uygulamalarında, ısıtma ve sıcak su ihtiyacını aynı anda karşılayan ve kombi olarak isimlendirilen cihazlar tercih edilmektedir.

Enerji kaynaklarını kullanan sistemlerin enerji analizini ve sistemdeki mevcut enerjiyi en verimli şekilde kullanmanın bir ölçüsü olan ekserji analizini doğru bir şekilde yapmak büyük önem taşımaktadır.

İyileştirme ve verim artırımı konusunda, kütle korunumu, termodinamiğin I. ve II. kanunu ilkelerine dayanan ve enerji sistemlerinin tasarımı ve analizlerinde kullanılan bir yöntem olan ekserji analizi devreye girmektedir. Enerjinin kalitesini belirleyen ekserji analizi ile mevcut olan bir sistemde iyileştirmelere nereden başlanacağı ve hangi noktada en çok enerji kaybı olduğu bulunabilmektedir. Bireysel ısıtma sistemlerinde enerjinin verimli kullanılması için, bu sistemlerin

detaylı bir şekilde enerji ve ekserji analizi yapılarak sistemdeki tersinmezliklerin miktarı belirlenmelidir.

Bu çalışmada, doğalgaz yakıtlı bireysel ısıtma sistemi deneysel olarak incelenerek enerji ve ekserji analizleri yapılacaktır. Analizler sonucunda sistemden ortama verilen ısı, sistemde üretilen entropi miktarı ve tersinmezlikler hesaplanacaktır. Ayrıca, gaz debisi, sistemde dolaşan su debisi ve sıcaklığı ve dış hava sıcaklığı gibi sistem parametrelerine göre, ısı miktarının, entropi üretiminin, sistemde oluşan tersinmezliklerin değişimi araştırılacak ve baca gazı analizi yapılarak baca gazı sıcaklığının, CO ve NO<sub>x</sub> emisyonlarının sistem parametrelerine göre değişimi incelenecektir.



## 2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

### 2.1 Termodinamiğin Temel Kanunları

Enerji bilimi olarak tanımlanan termodinamik sözcüğü, Latince therme (ısı) ve dynamis (dinamik) sözcüklerinden türemiştir ve eski zamanlardan beri süregelen ısıyı işe dönüştürme çabalarının uygun bir tanımlaması olmaktadır (Çengel ve Boles, 1996).

#### 2.1.1 Kütle Korunumu

Bir kontrol hacminde kütle korunumu yasası uygulanırken, kontrol hacmine giren, kontrol hacminden çıkan ve kontrol hacmi içindeki kütle artışı dikkate alınmalıdır. Kontrol hacmine şekil 2.2’de görüldüğü gibi  $\delta t$  zaman aralığında  $\delta m_g$  kütle girildiğini ve  $\delta m_c$  kütle çıktığını varsayalım. İlk durumda kontrol hacminde  $m_t$  kütle, son durumda ise  $m_{t+\delta t}$  kütle bulunduğundan kabul edildiğinde kütle korunumu yasası şu şekilde yazılır.

$$m_t + \delta m_g = m_{t+\delta t} + \delta m_c \quad (2.1)$$

$\delta t$  zaman aralığında kontrol hacminde oluşan net akış, kontrol hacmi içinde  $\delta t$  zaman aralığında artan kütle miktarına eşittir.

$$\delta m_g - \delta m_c = \delta m_{t+\delta t} - \delta m_t \quad (2.2)$$

veya

$$(\delta m_{t+\delta t} - \delta m_t) + (\delta m_c - \delta m_g) = 0 \quad (2.3)$$

Kontrol hacmi içinde  $\delta t$  zaman aralığında oluşan kütle değişimi ve  $\delta t$  zaman aralığında kontrol yüzeyinden geçen ortalama kütle debisi denklem 2.3’ün  $\delta t$  ile bölünmesi sonucu şu şekilde bulunur.

$$\left( \frac{\delta m_{t+\delta t} - \delta m_t}{\delta t} \right) + \frac{\delta m_c}{\delta t} - \frac{\delta m_g}{\delta t} = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{dm_{KH}}{dt} + \sum \dot{m}_{\text{ç}} - \sum \dot{m}_{\text{g}} = 0 \quad (2.5)$$

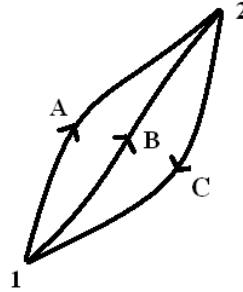
### 2.1.2 Termodinamiğin I. kanunu

#### 2.1.2.1 Bir sistemin çevrimi için termodinamiğin I. kanunu

Enerjinin korunumu yasasının başka bir anlatım biçimi olan termodinamiğin birinci kanunu, toplam enerjinin termodinamik özellik olduğunu anlatır. Bir sistemin herhangi bir çevrimi için çevrim esnasındaki ısı alışverişi ile iş alışverişi birbirine eşittir şeklinde ifade edilebilir (Öztürk ve Kılıç, 1993). Çevrim için termodinamiğin birinci kanunu aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (2.6)$$

Eşitlikte  $\oint \delta Q$  ve  $\oint \delta W$  sırasıyla çevrimde olan net ısı alışverişini ve net işi simgelemektedir.



Şekil 2.1. Sistemin hal değişimi

Şekil 2.1'de 1 durumundan 2 durumuna hal değişimi geçiren bir sistem görülmektedir. 1 halinden 2 haline A ya da B yolu ile geçen sistem C yolunu takip ederek ilk hali olan A'ya geri dönmektedir. Muhtemel çevrimler olan 1A2C1 ve 1B2C1'ya termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında elde edilen denklemler aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\int_{1A}^2 \delta Q + \int_{2C}^1 \delta Q = \int_{1A}^2 \delta W + \int_{2C}^1 \delta W \quad (2.7)$$

$$\int_{1B}^2 \delta Q + \int_{2C}^1 \delta Q = \int_{1B}^2 \delta W + \int_{2C}^1 \delta W \quad (2.8)$$

Denklemlerin farkı alındığında;

$$\int_{1A}^2 (\delta Q - \delta W) = \int_{1B}^2 (\delta Q - \delta W) \quad (2.9)$$

eşitliği elde edilir. 1A2 ve 1B2, aynı haller arasındaki değişimin farklı yollarını temsil ettiğinden  $(\delta Q - \delta W)$ 'nin 1 ve 2 halleri arasındaki tüm hal değişimleri için aynı ve yoldan bağımsız olduğu görülür. Sonuç olarak  $(\delta Q - \delta W)$  ifadesi termodinamik bir özelliktir ve enerji değişimi olarak adlandırılır.

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (2.10)$$

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

Eşitliğin integrali alındığında 1 durumundan 2 durumuna geçen bir sisteme ait termodinamiğin birinci kanunu denklemi elde edilmiş olur.

$$Q_{12} = E_2 - E_1 + W_{12} \quad (2.11)$$

Denklemden  $Q_{AB}$  ve  $W_{AB}$  hal değişimi sırasındaki ısı ve iş alışverişini temsil ederken  $E_A$  ve  $E_B$  sistemin ilk ve son hallerindeki toplam enerjisidir.

Elde edilen denklem zamana bağlı olarak düzenlenirse,

$$\frac{\delta Q}{\delta t} = \frac{E_2 - E_1}{\delta t} + \frac{\delta W}{\delta t} \quad (2.12)$$

eşitliği elde edilir.

E özelliğinin fiziksel önemi, verilen durumda sistemin tüm enerjisini temsil etmesidir. Bu enerji, sistemde seçilen koordinat düzlemine, harekete bağlı enerjiye, molekül yapısı gibi özelliklere bağlı olarak, kinetik veya potansiyel enerji gibi birkaç farklı formda olabilir. Termodinamikte kinetik ve potansiyel enerjiler ayrı olarak incelenir ve sistemdeki tüm diğer enerji iç enerji olarak adlandırılır. İç enerji U harfi ile simgelenir. Bu durumda;

$$E = U + KE + PE \quad (2.13)$$

E'yi oluşturan terimlerin nokta fonksiyonu olması sonucu,

$$dE = dU + d(KE) + d(PE) \quad (2.14)$$

Bu durumda, hal değişimi için termodinamiğin birinci kanunu aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\delta Q = dU + d(KE) + d(PE) + \delta W \quad (2.15)$$

Denklem, hal değişimi geçiren bir sistemde enerjinin sistem sınırlarını ısı veya iş olarak geçebileceğini ve negatif ya da pozitif değerler alabileceğini göstermektedir. Sistemdeki net enerji değişimi kinetik enerji, potansiyel enerji veya iç enerjideki değişim sonucu oluşmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerjiler aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

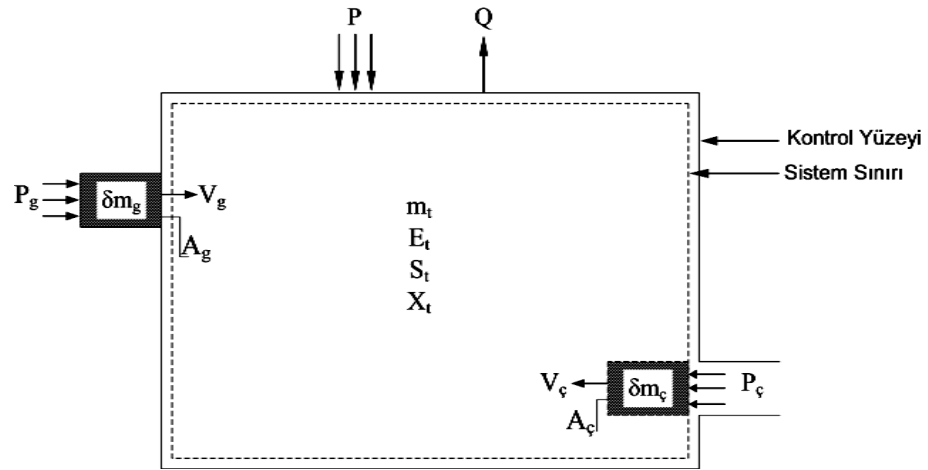
$$KE = \frac{1}{2} mV^2 \quad (2.16)$$

$$PE = mgz \quad (2.17)$$

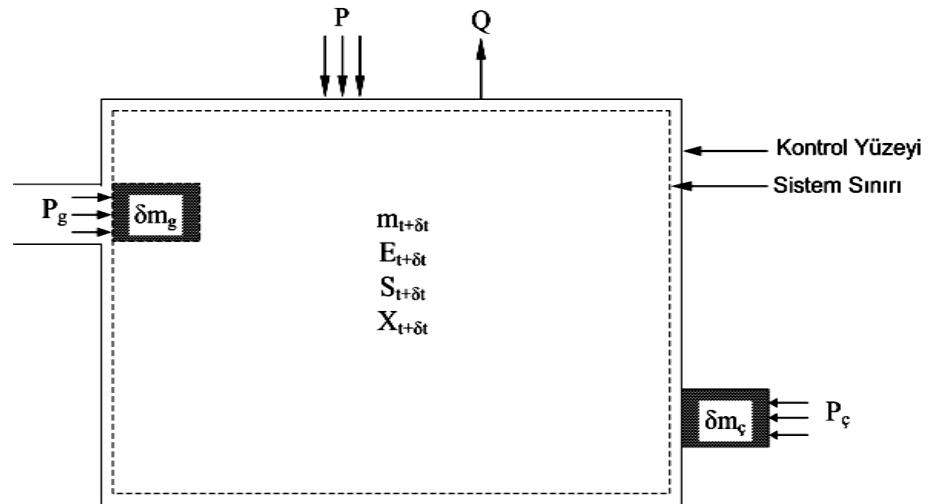
#### 2.1.2.2 Kontrol Hacimleri İçin Termodinamiğin I. kanunu

Açık sistemin enerji analizinde, açık sistem(kontrol hacmi) içinde hareket eden sistem (kapalı sistem) varsayımı kullanılmıştır. Isı ve kütle geçişlerinin dikkate alındığı kontrol hacmi Şekil 2.2'de şematik olarak gösterilmiştir. Kontrol hacminin  $\delta t$  zaman aralığındaki değişiminin göz önüne alındığı şekilde, kontrol hacmine  $A_g$  kesitli alandan  $\delta m_g$  miktarda giren kütle, kontrol hacmini  $A_c$  kesitli alandan  $\delta m_c$  miktarda terk etmektedir. İşlem süresince sistem tarafından yapılan toplam iş  $\delta W$  ile gösterilmiştir. Kontrol hacmi sınırlarından geçen mil işi, elektrik işi, manyetik iş gibi diğer iş türleri  $\delta W_{KH}$  ile simgelenmiştir. Ayrıca,  $\delta t$  süresince sistem sınırlarından geçen ısı  $\delta Q$  ile gösterilmiştir (Wyllen ve Sonntag, 1985).

$t$  zamanında kontrol hacminin sahip olduğu enerji  $E_t$ ,  $t+\delta t$  zamanındaki enerjisi ise  $E_{t+\delta t}$  ile gösterilmiştir.



a) t anında sistem ve kontrol hacmi



b) t+delta t anında sistem ve kontrol hacmi

**Şekil 2.2** Kontrol hacmi için termodinamiğin I. kanununun şematik olarak gösterimi

Sistemin ilk ve son hallerindeki enerji miktarları sırasıyla  $E_1$  ve  $E_2$  ile gösterilmektedir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$E_1 = E_t + e_g \delta m_g \quad (2.18)$$

$$E_2 = E_{t+\delta t} + e_c \delta m_c \quad (2.19)$$

Sistemin ilk ve son halleri arasındaki enerji değişimi ise

$$E_2 - E_1 = (E_{t+\delta t} - E_t) + (e_\varphi \delta m_\varphi - e_g \delta m_g) \quad (2.20)$$

şeklinde ifade edilir.

Denklemdaki  $(e_\varphi \delta m_\varphi - e_g \delta m_g)$ ,  $\delta t$  süresince kontrol yüzeyinde  $\delta m_\varphi$  ve  $\delta m_g$  kütle geçişi sonucu olan net enerji akışını temsil etmektedir.

Kontrol hacmine giren  $\delta m_g$  kütesinin yaptığı işin  $P_g v_g \delta m_g$ , kontrol hacminden çıkan  $\delta m_\varphi$  kütesinin yaptığı işin ise  $P_\varphi v_\varphi \delta m_\varphi$  olduğu varsayılmıştır. Bu terimler akış işi olarak adlandırılmıştır.

Böylece  $\delta t$  süresince sistem tarafından yapılan toplam iş,

$$\delta W = \delta W_{KH} + (P_\varphi v_\varphi \delta m_\varphi - P_g v_g \delta m_g) \quad (2.21)$$

Eş. 2.20 ve Eş. 2.21 denklemlerinin  $\delta t$ 'ye bölünmesi ve Eş. 2.12'de yerine yazılması sonucunda denklem düzenlenirse,

$$\frac{\delta Q}{\delta t} + \frac{\delta m_g}{\delta t} (e_g + P_g v_g) = \frac{E_{t+\delta t} - E_t}{\delta t} (e_\varphi + P_\varphi v_\varphi) + \frac{\delta W_{KH}}{\delta t} \quad (2.22)$$

termodinamiğin birinci kanunu, sistem için zamana bağlı (anlık) ifade edilir.

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

$$h = u + Pv \quad (2.23)$$

Bu durumda denklem yeniden düzenlenirse akışkanın taşıdığı enerji ve yaptığı toplam iş aşağıdaki şekilde bulunur.

$$e + Pv = u + Pv + \frac{v^2}{2} + gZ = h + \frac{v^2}{2} + gZ \quad (2.24)$$

$$\frac{\delta Q_{KH}}{\delta t} + \frac{\delta m_g}{\delta t} \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gZ_g \right) = \left( \frac{E_{t+\delta t} - E_t}{\delta t} \right) + \frac{\delta m_\varphi}{\delta t} \left( h_\varphi + \frac{V_\varphi^2}{2} + gZ_\varphi \right) + \frac{\delta W_{KH}}{\delta t} \quad (2.25)$$

Sistem için termodinamiğin I. kanununu ifade eden genel denklem aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\dot{Q}_{KH} + \sum \dot{m}_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gZ_g \right) = \frac{dE_{KH}}{dt} + \sum \dot{m}_\zeta \left( h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gZ_\zeta \right) + \dot{W}_{KH} \quad (2.26)$$

Sürekli akışlı sürekli açık sistem için yapılan kabuller aşağıda sıralanmıştır.

1. Kontrol hacmi hareketsizdir.
2. Kontrol hacmindeki kütlenin özellikleri her noktada eşittir ve zamanla değişmemektedir.
3. Kontrol yüzeyinden geçen kütlenin kütle debisi, ısı ve iş zamanla değişmemektedir.

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

$$\frac{dm_{KH}}{dt} = 0, \quad \frac{dE_{KH}}{dt} = 0 \quad (2.27)$$

Sürekli denklemler;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (2.28)$$

olarak elde edilir.

SASA modeli için Eş. 2.5 ve 2.26 kullanıldığında termodinamiğin birinci kanunu;

$$\dot{Q}_{KH} + \sum \dot{m}_g \left( h_g + \frac{V_g^2}{2} + gZ_g \right) = \sum \dot{m}_\zeta \left( h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gZ_\zeta \right) + \dot{W}_{KH} \quad (2.29)$$

şeklinde elde edilir.

### 2.1.3 Entropi dengesi

Termodinamiğin II. kanunu, sistemin moleküler düzensizliğini ölçen, entropi adı verilen yeni bir özelliğin tanımına yol açar. Entropi, enerji kaynağının kalitesini değerlendirmek için kullanılabilir. Entropi üretilebilir ancak yok edilemez.

Kontrol hacmi içindeki entropinin birim zamandaki değişimi; kontrol hacmi yüzeylerinden ısı geçişi sonucu birim zamanda geçen entropi, kütleyle birim zamanda kontrol hacmine giren toplam entropi, kütleyle birim zamanda kontrol hacminden çıkan toplam entropi ve kontrol hacmi içinde tersinmezliklerden dolayı birim zamanda üretilen entropinin toplamına eşittir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\frac{dS_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi + \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} + \dot{S}_u \quad (2.30)$$

Eş.2.43'da görüldüğü gibi entropi geçişi yalnızca ısı ve kütle geçişi ile olmaktadır. Isı geçişine  $\sum \dot{Q}_k/T_k$  miktarında entropi geçişi eşlik eder. Burada sıcaklık teriminin mutlak sıcaklığı temsil etmesi dolayısıyla her zaman pozitifdir. Bu da, entropi geçişinin işaretinin ısı geçişi işareti ile aynı olduğunu gösterir. Entropi geçişi, çevreden sisteme olduğunda pozitif, sistemden çevreye olduğunda negatif alınır. Adyabatik sistemlerde sıcaklık geçişi olmadığından bu terim sıfırdır.

Sürekli akışlı sürekli açık sistemlerde birim zamanda entropi değişiminin sifıra eşit olması sonucu genel denklem aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\dot{S}_u = \sum \dot{m}_\varphi s_\varphi - \sum \dot{m}_g s_g - \sum \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (2.31)$$

#### 2.1.4 Termodinamiğin II. kanunu

Bir hal değişimi ancak termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına uyarak gerçekleşebilir. Birinci kanun bir hal değişimi sırasında enerjinin korunumunu gerektirirken hal değişimlerinin yönü üzerinde bir kısıtlama getirmez. Bununla birlikte birinci kanunun sağlanması hal değişiminin gerçekleşebileceği anlamına gelmemektedir. Bir hal değişiminin gerçekleşip gerçekleşmeyeceği konusundaki birinci kanunun yetersizliği ikinci kanun ile doldurulmaktadır. İkinci kanun, hal değişimlerinin hangi yönde gerçekleşebileceğini belirler ve enerjinin niceliğinin yanında niteliğinin de olduğunu vurgular (Çengel ve Boles, 1994).

Bir sistem için ikinci kanun aşağıdaki şekilde yazılmaktadır.

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \delta S_u \quad (2.32)$$



ikinci kanun zamana göre (anlık) yazılırsa,

$$\frac{S_2 - S_1}{\delta t} = \frac{1}{\delta t} \left( \frac{\delta Q}{T} \right) + \frac{1}{\delta t} \delta S_{\dot{u}} \quad (2.33)$$

Kontrol hacminin  $\delta t$  zaman aralığındaki değişiminin göz önüne alındığı Şekil 2.2'de sisteme  $A_g$  kesitli alandan  $\delta m_g$  miktarında giren kütle, sistemi,  $A_{\dot{c}}$  kesitli alandan  $\delta m_{\dot{c}}$  miktarında terk etmektedir. İşlem süresince sistem tarafından yapılan iş ve sistem sınırlarından olan ısı geçişi sırasıyla  $\delta W$  ve  $\delta Q$  ile gösterilmiştir. Sistemin ilk ve son hallerindeki entropi miktarı sırasıyla  $S_1$  ve  $S_2$  ile gösterilmektedir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$S_1 = S_t + s_g \delta m_g \quad (2.34)$$

$$S_2 = S_{t+\delta t} + s_{\dot{c}} \delta m_{\dot{c}} \quad (2.35)$$

Sistemin ilk ve son halleri arasındaki entropi değişimi ise

$$S_2 - S_1 = (S_{t+\delta t} - S_t) + (s_{\dot{c}} \delta m_{\dot{c}} - s_g \delta m_g) \quad (2.36)$$

şeklinde ifade edilir.

Denklemdaki  $(s_{\dot{c}} \delta m_{\dot{c}} - s_g \delta m_g)$ ,  $\delta t$  süresince kontrol yüzeyinden geçen  $\delta m_{\dot{c}}$  ve  $\delta m_g$  kütle geçişi sonucu olan net entropi akışını temsil etmektedir.

$$\frac{1}{\delta t} \left( \frac{\delta Q}{T} \right) = \frac{1}{\delta t} \sum_{KH} \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{KH} \quad (2.37)$$

$$\frac{1}{\delta t} (\delta S_{\dot{u}}) = \frac{1}{\delta t} \sum_{KH} (\delta S_{\dot{u}})_{KH} \quad (2.38)$$

Eş. 2.36, 2.37, 2.38, Eş. 2.33'te yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\left( \frac{S_{t+\delta t}}{\delta t} \right) + \frac{s_{\dot{c}} \delta m_{\dot{c}}}{\delta t} - \frac{s_g \delta m_g}{\delta t} = \frac{1}{\delta t} \sum_{KH} \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{KH} + \frac{1}{\delta t} \sum_{KH} (\delta S_{\dot{u}})_{KH} \quad (2.39)$$

Anlık denklem yazılırsa;

$$\frac{dS_{KH}}{dt} + \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_\phi s_\phi = \sum_{KH} \left( \frac{\dot{Q}_{K,H}}{T} \right)_{KH} + \sum_{KH} (\dot{S}_u)_{KH} \quad (2.40)$$

elde edilir (Wylen ve Sonntag, 1985).

## 2.2. Enerji ve Ekserji

Günümüzde birincil enerji kaynaklarının sınırlı olması ve enerji maliyetlerinin hızla artmasından dolayı termal sistemlerde enerji kayıplarının belirlenmesinde kullanılan ekserji analizi büyük önem kazanmıştır. Ekserji analizinde, kütlenin korunumu, enerjinin korunumu ve termodinamiğin 2. kanunu denklemlerinden yararlanılmaktadır. Enerji, genellikle iş ya da iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanır. Ayrıca enerji, hareket ya da hareket üretme yeteneği olarak da tanımlanabilir. Başka bir bakış açısından, yani enerji verimliliği açısından enerji; yaşamı konforlu kılan ekonomik bir değerdir (Çomaklı ve ark., 2004).

Diğer enerji türlerine dönüşebilme özelliği enerjinin değer olgusu olarak alınırsa, çeşitli enerji türleri 3 ayrı grupta toplanmaktadır.

1. Diğer enerji türlerine sınırsız veya tamamen dönüştürülebilen enerji (mekanik enerji, elektrik enerjisi, potansiyel enerji, kinetik enerji vb.)
2. Diğer enerji türlerine sınırlı (kısmen) dönüştürülebilen enerji (iç enerji, ısı enerjisi vb.)
3. Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi imkânsız enerji (çevrenin iç enerjisi vb.) (Szargut J., 1998).

Termodinamiğin I. kanunu, fizikokimyasal bir sistemde korunan iç enerji ve entalpi kavramlarını tanımlarken, ikinci kanun tersinmez süreçler için serbest enerji (Hemholtz enerjisi) ve serbest entalpi (Gibbs enerjisi) gibi termodinamik kavramları tanımlamaktadır. 1950'li yıllarda mühendislik termodinamiği, kullanılabilir enerjiyi yani diğer enerji türlerine dönüştürülebilen enerjiyi ifade etmek için ekserji kavramını ortaya çıkarmıştır (Sato, 2004).

Başlangıçta ekserji, tamamen başka bir enerjiye dönüşen enerji oranını göstermekte iken, günümüzde verilen şartlardaki bir sistemin, çevresi ile aynı şartlara getirilmesi sonucu elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli olarak tanımlanmaktadır.

**Çizelge 2. 1** Enerji ve ekserji kavramlarının karşılaştırılması (Dinçer, 2002)

Enerji	Ekserji
Sadece madde veya enerji akış parametrelerine bağlıdır ve çevresel parametrelere bağlı değildir.	Madde veya enerji akışı ve çevresel parametrelerin her ikisine bağlıdır.
Sıfırdan farklı değerleri vardır (Einstein'ın bağıntısına göre, $mc^2$ ye eşittir).	Sıfıra eşittir (Çevreyle dengede olarak ölü durumda).
Tüm işlemler için termodinamiğin 1. yasasıyla gösterilir.	Sadece tersinir işlemler için termodinamiğin birinci yasasıyla gösterilir (Tersinmez işlemlerde kısmen ya da tamamen yok olur).
Tüm işlemler için termodinamiğin ikinci yasasıyla sınırlıdır (tersinir olanlar da dâhil).	Termodinamiğin ikinci yasası nedeniyle tersinir işlemler için sınırlı değildir.
Hareket ya da hareketi üretme kabiliyetidir.	İş ya da iş üretme kabiliyetidir.
Bir işlemde her zaman korunur; ne vardan yok olur, ne de yoktan var edilir.	Tersinir işlemlerde her zaman korunur, ama tersinmez işlemlerde her zaman tüketilir.
Miktarın (niceliğin) bir ölçüsüdür.	Niceliğin ve entropi nedeniyle niteliğin (kalitenin) bir ölçüsüdür.

Enerji ile ekserji kıyaslandıktan sonra, ekserji analizi yapmanın önemini aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz (Dinçer, 2002):

- Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
- Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.

- c) Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.
- d) Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlamanın nasıl mümkün olup olamayacağını gösteren etkin bir tekniktir.
- e) Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşendir.
- f) Enerji politikalarının oluşturulmasında kullanılabilecek önemli bir araçtır.

### 2.3. Ekserji

Ekserji kelimesi Yunanca ex (dış) ve ergon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiştir ve enerjinin başka bir enerjiye tamamen dönüşen kısmına denir. Başka bir ifade ile ekserji, tamamen başka bir enerjiye dönüşen enerji oranını göstermektedir. Ekserji, sistemde her zaman mevcuttur, negatif olamaz, korunamaz fakat dönüşümlerle ve sistemlerdeki tersinmezlikler nedeniyle yok edilir ya da tüketilir.

Ekserji kavramında, çevre tanımlaması mutlak bir özelliktir. Ekserji, referans çevreye göre tamamen kararlı dengede olmamanın sonucu olarak, değişime neden olan akış ya da sistemin potansiyelinin bir ölçüsüdür.

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimi ile çevrenin bulunduğu hale (ölü hal) getirilirse elde edilir. Bu değer, sistemin verilen başlangıç halinde, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve kullanılabilirlik (ekserji) diye adlandırılır. Ekserjinin, bir ısı makinesinin gerçek bir uygulamada yapabileceği iş olarak düşünülmemesi gerekir. Bu tanım, bir makinenin termodinamiğin yasalarına ters düşmeden yapabileceği işin üst sınırını belirler. Bir sistemin kullanılabilirliğiyle yaptığı iş arasında küçük veya büyük bir fark her zaman vardır. Bu fark mühendisler için daha iyinin sınırlarını belirler. Verilen bir halde sistemin ekserjisi, sistemin özelliklerinin yanı sıra, çevre koşullarına, başka bir deyişle ölü hale bağlıdır. Bu bakımdan ekserji sadece sistemin değil, sistem ve çevre ikilisinin bir özeliğidir. Çevreyi değiştirmek kullanılabilirliği artırmanın bir yolu olabilir, fakat kolay bir yol olmadığı açıktır (Çengel ve Boles 1996).

Deniz suyunun büyük bir iç enerji ve entalpiye sahip olmasına rağmen, atmosfer ile dengede olmasından dolayı enerjisi yoktur ve ekserjisi sıfırdır. Diğer taraftan, çevre sıcaklığından daha düşük ya da daha yüksek sıcaklığa sahip olan maddeler belirli enerjiye sahiptir, dolayısıyla ekserji değerleri sıfırdan farklıdır. Benzer şekilde atmosfer basıncından daha düşük ya da daha yüksek basınca sahip olan gazlar da belirli bir ekserjiye sahiptir (Sato, 2004).

Sistemde korunamayan ekserji aynı zamanda, harlandıktan sonra yeniden kazanılamaz. Örneğin çalışılan sistemde, ısıtma amaçlı olarak kullanılan enerji yok edilmemektedir sadece kullanılabilirliği daha düşük olan enerji biçimine dönüştürülmektedir.

### 2.3.1 Ekserji ile ilgili kavramlar

#### 2.3.1.1 Çevre

Kütleden bağımsız (yeğin) özelliklerin homojen olduğu ve çevre ile etkileşimi sonucunda önemli bir değişikliğin olmadığı sistem sınırları dışında kalan, evrenin bir parçasıdır.

#### 2.3.1.2 Ölü hal

Sistemin, çevresi ile ısı, mekanik ve kimyasal dengede bulunduğu durum ölü hal olarak tanımlanır. Ölü halde sistemin kimyasal potansiyeli, sıcaklığı ve basıncı çevre değerlerine eşittir. Ayrıca ölü halde sistemin hızı ve çevreye göre bağıl yüksekliği sıfırdır. Sistemin ölü haldeki özellikleri  $P_0$ ,  $T_0$ ,  $h_0$ ,  $u_0$ ,  $s_0$  olarak gösterilir. Ölü halde  $P_0=1$  atm ve  $T_0=25^\circ\text{C}$  'dir.

Ölü durumdaki sistemin basınç ve sıcaklığı çevresinin basınç ve sıcaklığına eşit olduğundan başlangıçta ölü durumda olan sistemden iş üretilemez. Atmosferin çok büyük miktarda enerji içermesine karşılık iş potansiyelinin olmaması, dolayısı ile kullanılabilirliğinin sıfır olması bu duruma örnektir.

Bir sistemin basınç, sıcaklık, hız gibi özellikleri çevreden farklı olduğunda, sistem iş üretebilir. Sistem çevre şartlarına yaklaştıkça, o sistemden elde edilebilecek iş miktarı azalır ve sistem çevresi ile denge haline geldiğinde (ölü hal) iş yapabilme yeteneğini kaybeder.

### 2.3.1.3 Sınırlandırılmış ölü hal

Çevreyle sadece ısıl ve mekanik dengenin sağlandığı durum sınırlandırılmış ölü hal olarak tanımlanır.

### 2.3.2 Ekserji bileşenleri

Bir sistemde nükleer, manyetik, elektrik ve yüzey gerilim etkilerinin olmadığı varsayıldığında sistemin ekserjisi dört bölümde incelenebilir. Bunlar: fiziksel ekserji ( $X^{PH}$ ), kimyasal ekserji ( $X^{CH}$ ), kinetik ekserji ( $X^{KE}$ ), ve potansiyel ekserji ( $X^{PE}$ ) dir. Bu durumda sistemin toplam ekserjisi;

$$X = X^{PH} + X^{CH} + X^{KE} + X^{PE} \quad (2.41)$$

şeklinde yazılabilir.

#### 2.3.2.1 Fiziksel ekserji

Sistemin sıcaklığı  $T$  ve basıncı  $P$  ilk durumundan,  $T_0$ ,  $P_0$  halindeki çevre şartları ile termodinamik denge haline getirildiğinde sistemden elde edilecek maksimum iş olarak tanımlanır.

$$X^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.42)$$

Fiziksel ekserji; sıcaklık farkından ortaya çıkan ısıl bileşen( $\Delta T$ ) ve basınç farkından ortaya çıkan basınç bileşeninden ( $\Delta P$ ) olmak üzere iki terimden oluşmaktadır.

$$X^{PH} = X_{\Delta T} + X_{\Delta P} \quad (2.43)$$

$$X_{\Delta T} = - \left[ \int_{T_1}^{T_0} \frac{T - T_0}{T} dh \right]_P \quad (2.44)$$

$$X_{\Delta P} = T_0(s_0 - s_1) - (h_0 - h_1) \quad (2.45)$$

İdeal gazlar için bu denklem, sabit basınçta özgül ısı ( $C_p$ ) ile aşağıdaki şekilde ifade edilir (Bejan ve ark, 1996).

$$e_{gaz}^{PH} = C_p \cdot T_0 \cdot \left[ \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \right] + C_p \cdot T_0 \cdot \ln \left( \frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.46)$$

### 2.3.2.2 Kimyasal ekserji

Bir maddenin çevresiyle kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişinden dolayı yaptığı maksimum iş olarak tanımlanır. Çevre dengesi ( $T_0$ ,  $P_0$ ) iken saf bileşenlerin konsantrasyonlarının kısmi basınçlarından ( $P_{00,i}$ ) gidilerek her bir bileşenin kimyasal ekserjileri aşağıda verilen bağıntıdan hesaplanır.

$$x^{CH} = RT_0 \ln (P_0 / P_{00,i}) \quad (2.47)$$

#### 2.3.2.2.1 Standart kimyasal ekserji

$P_0$  basıncında,  $T_0$  sıcaklığındaki çevrenin standart değerleri baz alınarak hesaplanan ekserjidir.

Standart çevre mümkün olduğu kadar doğal çevrede bulunan maddeler referans alınarak hesaplanır. Referans maddeler genellikle üç gruba ayrılır. Bunlar; atmosfer gaz bileşenleri, litosferdeki katı maddeler ve okyanuslardaki iyonik olmayan maddelerdir.

**Çizelge 2. 2** Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri (Teke, 2004)

Madde	Faz	Mol Ağırlığı (kg/kmol)	Standart Kimyasal Ekserji (kJ/kmol)
Ag	Katı	107.8	73730
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Katı	101.9	204270
CO <sub>2</sub>	Gaz	44	20140
H <sub>2</sub> O	Gaz	18	11710
H <sub>2</sub> O	Sıvı	18	3120
CH <sub>4</sub>	Gaz	16	836510
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	Sıvı	114	5440030

#### 2.3.2.3 Kinetik ve potansiyel ekserji

Çevre baz alınarak değerlendirildiğinde, bir sistemin kinetik ve potansiyel ekserjilerinin, sistem çevreye göre hareket etmediğinde tamamen işe dönüştüğü varsayıldığından, düzenli enerji formları olan kinetik ve potansiyel enerjiler, sırasıyla kinetik ve potansiyel ekserjilere eşittir.

$$X_{KE} = \frac{1}{2} mV^2 \quad (2.48)$$

$$X_{PE} = mgz \quad (2.49)$$

Sistem tamamen ölü duruma geldiğinde kinetik ve potansiyel ekserjiler de sıfırdır.

#### 2.3.2.4 İş ekserjisi

Ekserji, yararlı iş potansiyelidir ve iş ile gerçekleşen ekserji geçişi aşağıda verildiği gibi tanımlanabilir:

$$X_w = \begin{cases} W - W_{\text{çevre}} & (\text{sınır işi için}) \\ W & (\text{işin diğer şekilleri için}) \end{cases}$$

Burada  $W_{\text{çevre}} = P_0(V_2 - V_1)$ ,  $P_0$ , atmosfer basıncı ve  $V_1$  ve  $V_2$  ise sistemin ilk ve son hacimleridir. Böylece mil işi ve elektrik işi gibi, iş ile gerçekleşen ekserji geçişi, işin kendisine eşittir. Piston-silindir düzeneğinde olduğu gibi sınır işi içeren sistemlerde, genişleme sırasında pistonun izlediği yol üzerinde bulunan atmosfer koşullarındaki havanın itilmesi ile yapılan iş, başka bir sisteme aktarılmaz. bu yüzden çevre işinin çıkarılması gerekmektedir. Benzer biçimde, sıkıştırma işi sırasında, işin bir bölümü atmosfer koşullarındaki hava tarafından yapılır, böylece sisteme sıkıştırma sırasında dış kaynaktan sağlanması gereken faydalı iş daha az olur (Çengel ve Boles 1996).

#### 2.3.2.5 Isı transferinin ekserjisi

Enerjinin düzenli olmayan bir şekli olan ısının yalnızca atık enerjinin düzenli bir şekli olan kısmı işe dönüştürülebilir. Isıdan, çevre sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklıkta, kullanılmış ısıyı çevreye yayan bir ısı makinesine ısı geçirerek daima iş üretilmesi nedeniyle ısı geçişine daima bir ekserji geçişi eşlik eder. Mutlak sıcaklık  $T$  değerinde, belirli bir yerdeki  $Q$  ısı geçişine eşlik eden ekserji miktarı aşağıdaki denklik ile ifade edilir.

$$X_{\text{ısı}} = Q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (2.50)$$

$T$  sıcaklığı  $T_0$  sıcaklığından büyük ise sisteme olan ısı geçişi o sistemin ekserjisini artırır, sistemden dışarıya doğru olan ısı geçişi ise ekserjiyi azaltır. Eğer  $T$  sıcaklığı



$T_0$  sıcaklığından küçük ise bunun tersi durum geçerlidir.  $T$  ve  $T_0$  sıcaklıkları birbirine eşit ise ısı yoluyla geçen ekserji sifıra eşit olur.

### 2.3.3 Ekserji dengesi

Bir sistemde toplam ekserji miktarı korunmaz fakat sürtünme ve sıcaklık farkına bağlı olarak ısı kaybı gibi tersinmezliklerle yok edilebilir.

Ekserji, bir termodinamik sistemden diğerine sistem sınırından ısı, iş ve kütle transferi ile aktarılır (Bejan ve ark., 1996).

Isı geçişinin pozitif yönü sistemden dışarı doğru ve iş geçişinin pozitif yönü sistemden dışarı doğru olarak kabul edildiğinde bir kontrol hacmi için ekserji dengesi bağıntıları aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$(X_2 - X_1)_{KH} = X_{ısı} - X_{iş} + X_{kütle,giren} - X_{yokolan} \quad (2.51)$$

$$(X_2 - X_1)_{KH} = \sum \dot{m}_g x_g - \sum \dot{m}_ç x_ç + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt}\right) - \dot{X}_y \quad (2.52)$$

$$\frac{dX_{KH}}{dt} = \sum \dot{m}_g x_g - \sum \dot{m}_ç x_ç + \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt}\right) - \dot{X}_y \quad (2.53)$$

Bu bağıntı, bir hal değişimi sırasında kontrol hacmi içerisindeki ekserji değişiminin, kontrol hacmi boyunca ısı, iş ve kütle akışı yoluyla oluşan net ekserji değişimini ile kontrol hacmi sınırları içerisindeki ekserji yok oluşunun farkına eşittir şeklinde tanımlanabilir (Çengel ve Boles, 1996)

SASA modeline göre çalışan sistemlerde özgül ekserji değişimi Eş. 2.54'te gösterildiği gibi bulunur.

$$\Delta x = x_2 - x_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) \quad (2.54)$$

“0” indisi ölü hali, “1” ve “2” indisleri akışın farklı akış hallerini temsil etmektedir.

Özgül ekserji denklikleri Eş. 2.53'te yerine yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{dX_{KH}}{dt} = \dot{m} \left[ (h_g - h_ç) - T_0(s_g - s_ç) \right] + \dot{m}(h_ç - h_g) - \dot{Q}_{KH} \frac{T_0}{T_y} - \left( \dot{W} - P_0 \frac{dV_{KH}}{dt} \right) - \dot{X}_y$$

SASA modelinde zamana bağlı değişim sürekli olarak çalışan kontrol hacimlerinin kütlelerinde, enerjilerinde, entropi ve ekserji içeriklerinde değişikliklere uğramaması dolayısıyla  $dX_{KH}/dt$  ve  $dV_{KH}/dt$  terimleri sıfıra eşittir. Sonuç olarak, bir sistemdeki hal değişiminde, sisteme giren ve çıkan ekserji arasındaki fark olarak tanımlanan ekserji yok oluşu (tersinmezlik) SASA modeli için aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{X}_y = T_0 \left( \dot{m}(s_c - s_g) - \frac{\dot{Q}}{T_y} \right) \quad (2.54)$$

Ekserji yok oluşu ( $\dot{X}_y$ ), aynı işlemdaki entropi üretimi ( $\dot{S}_u$ ) ve referans çevre sıcaklığının bir ürünüdür.

$$\dot{X}_y = T_0 \cdot \dot{S}_u \quad (2.55)$$

Eř.2.55'te görüldüğü gibi ekserji yok oluşu sistemdeki entropi üretimi ile orantılıdır. Bu eşitlik Gouy-Stadola teoremi olarak bilinmektedir.

### 2.3.4 Ekserji verimliliği

Bir sistemin termodinamik açıdan performansının değerlendirilmesinin bir ölçüsü olan ekserji verimi, sisteme yakıt olarak sağlanan ekserjinin, sistemden ürün olarak elde edilen ekserjinin yüzde olarak değeridir. Ekserji verimi, ikinci yasa verimi olarak da adlandırılır ve bir sistemin performansını değerlendirmede en doğru ve gerçekçi sonuçları verir.

Ekserji verimini tanımlamak için öncelikle analiz edilen termodinamik sistem için ürün ve yakıt kavramları tanımlanmalıdır. Ürün, sistem tarafından üretilen arzu edilen bir sonucu temsil ederken; yakıt, ürünü üretmek için gerekli olan kaynakları temsil etmektedir. Yakıt; doğalgaz, sıvı yakıt veya katı yakıt gibi gerçek bir yakıtla sınırlandırılmaz (Sonntag ve ark., 2003).

Yukarıda belirtildiği gibi sistemin yakıt ve ürünlerinin ekserji performanslarının oranı olan ekserji verimi aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_P}{\dot{X}_F} \quad (2.56)$$

Eş.2.56'da  $\dot{X}_P$  ve  $\dot{X}_F$  sırasıyla, sisteme yakıt olarak sağlanan ekserji ve sistemden ürün olarak elde edilen ekserjiyi temsil etmektedir.

#### 2.4. Ekserji Analizi Literatür Özeti

Enerji kaynaklarının doğru ve verimli kullanımları termodinamiğin 1. ve 2. yasalarıyla belirlenir. Enerji ısı bir sisteme yakıtla girer ve maliyeti ürün içinde hesaplanır. Termodinamiğin 1. yasası gereği enerji yok edilemez. Bu kavram bazen, kullanışlı bir tasarımla ve ısı analizle bozulabilir. Bu fikir enerjide uygulanmasa da ekserji kavramında termodinamiğin 2. yasası kapsamında kullanılır. Soğutma ünitesinden elde edilen 1 kJ enerji ile 1 kJ elektrik enerjisi veren bir güç tesisinin verdikleri enerjilerin kullanışlılığı, ekonomikliliği ve kalitesi aynı değildir. Ekserji, enerji kaynaklarının daha verimli kullanılmasını sağlar. Aynı zamanda Termodinamiğin 1. yasasının da anlaşılmasına yardımcı olur (Özgener ve Hepbaşı, 2003).

Belirli bir haldeki sistemde var olan enerjinin iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı iştir. Bilindiği gibi bir hal değişimi sırasında yapılan iş, ilk hale, son hale ve hal değişimi yoluna bağlıdır. Ekserji analizinde ilk hal belirlidir. Belirli iki hal arasında gerçekleşen hal değişimindeki en fazla iş eldesi, tersinir halde gerçekleşir. Bu nedenle iş potansiyeli belirlenirken tersinmezlikler göz önüne alınmaz. Son olarak en çok iş elde edebilmek için, hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması gerekir.

Görüldüğü gibi sistem ekserjisi aynı zamanda çevre koşullarına da bağlıdır. Dolayısıyla ekserji, sadece sistemin değil sistem-çevre bileşiminin bir özelliğidir.

Özellikle enerji analizi ile karşılaştırıldığında, ekserji analizinin yararı bir hayli çoktur. Bu yararlar genellikle net olarak tanımlanabilir ve bazen de dikkate değerdir. En önemlilerinden birkaçı aşağıda verilmiştir (Dinçer ve Rosen, 2007).

- Ekserjiye bağlı olan verimler, enerjiye bağlı olanlardan farklı olarak her zaman gerçeğe daha yakın değerler vermektedir ve böylece enerji sistemlerinin performansını değerlendirmede daha yararlı bilgi sağlamaktadır.

Ayrıca, ekserji kayıplarının olduğu yerler, sebepleri ve sistemin ideallikten sapmasının nedenleri açıkça belirlenebilir.

- Birden fazla üründen oluşan kojenerasyon, trijenerasyon gibi kompleks sistemlerde, ekserji yöntemi ürünlerin enerji şekillerinin termodinamik değerlerini değerlendirmede yardımcı olabilir.
- Ekserji tabanlı yöntemler tasarımıyla ilgili faaliyetlere yardımcı olabilir. Eksergoekonomik ve termoeekonomik gibi bazı yöntemler ekonomik değerlendirmeyi geliştirmek için kullanılabilir.
- Ekserji, enerji korunumu ve enerji krizi gibi kavramların daha iyi anlaşılmasına yardımcı olabilir.

Ekserji analizinin sonuçları, bir sistemdeki işlemlerin gerçek enerji kullanılabilirliklerinin ortaya çıkarılmasını sağlar. Bu yüzden, bir sistemdeki işlemlerin daha fazla anlamlı ve duyarlı gösterilmesini sağlamak için göz önüne alınan ekserji analizi, sistemlerin analizinde önemli bir araçtır (Özgener ve Hepbaşlı, 2003).

Ekserji terimi ilk defa “Rant” tarafından 1953 yılında açıklanmıştır. I. ve II. kanun kavramları Von Mayer ve Carnot tarafından sırasıyla 19. Yüzyılın ikinci yarısında belirlenmiştir. Termodinamiğe önemli katkılar Gibbs tarafından 19. Yüzyılın ikinci yarısında verilmiştir. II. Kanun analizinin temeli 1889 yılında Stodola tarafından yapılmıştır (Yalçın, 2005).

Bodvarsson ve Eggers (1972) ilk ekserji analizini tek ve çift buharlaştırmalı iki farklı sistemden oluşan bir jeotermal güç santralinde uygulamışlar ve santral için ekserji verimliliğini hesaplamışlardır.

1932 yılında Keenan tarafından fiziksel ekserji kavramı tanımlanmıştır ve kullanılabilirlik olarak adlandırılmıştır ve buhar türbinlerinin analizi için kullanılmıştır. Kimyasal ekserji kavramı ve referans durumları ile birleştirilmesi 1986 yılında Szargut tarafından açıklanmıştır (Szargut, 1986). Bu analiz, mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri ve tersinmezlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemleri tasarlanmasının mümkün olup olmadığını açığa kavuşturmuştur.

Literatürde ısı sistemlerinin enerji ve ekserji analizi ile çok sayıda çalışma bulunmasına karşın, ısıtma sistemlerinin enerji ve ekserji analizi ile ilgili sınırlı sayıda çalışma mevcuttur.

Rosen ve ark. (2001), binaların modellenmesinde en büyük eksikliğin ikinci yasa analizi ve ekserji teknikleri olduğu düşüncesini savunmaktadırlar.

Konut-hizmet sektöründe ekserji analizi ile ilgili ilk çalışmayı yapan Reistad (1932), 1960-1968 yılları arasındaki yıllık enerji tüketimleri ortalaması ile 1968 yılı rakamlarını göz önünde bulundurarak, 1970 yılı için ABD konut ve hizmet sektöründe ekserji kullanım verimliliğini ortaya koymuştur.

Konutlarda, su ısıtma amaçlı kullanılan elektrik tüketimi ile ilgili ilk çalışma Schaefer ve Wirtshafter (1992) tarafından yapılmıştır. Nieuwlaar ve Dijk (1993), konut ısıtmada, potansiyel verimlilik gelişimini ekserji kullanımı yönünden değerlendirmişlerdir.

Zmeureanu ve ark. (2007), EES yazılımında geliştirdikleri program ile, mekanik havalandırma bireysel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmış, ısıtma, havalandırma ve kullanım amaçlı sıcak su sistemlerinin matematiksel modelini hazırlamış ve kullanılan enerji kaynağına bağlı olarak entropi üretimi, tersinmezlikler, enerji ve ekserji verimlilikleri ve emisyon değerlerini araştırmışlardır.

Yang ve ark. (2008), sıcak sulu bireysel ısıtma sisteminde, mekanik havalandırma ve zorlanmış havanın kullanıldığı ısıtma sistemlerinde çevresel etkilerin karşılaştırmasını yapmışlardır. Ayrıca, ekserji tüketimi, enerji ve ekserji verimlilikleri ve maliyet ömürleri de karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, ekserji tüketiminin elektrik veya doğal gaz ile çalışan sıcak sulu ısıtma sistemlerinde en az olduğunu göstermiştir.

Hasan ve ark.(2009) dinamik simülasyon yöntemi ile bir binanın performansı üzerine çalışmışlardır. Çalışmada düşük sıcaklıklı ısıtma yöntemlerini karşılaştırmak amacıyla üç radyatör ve yerden ısıtma sistemi kullanılmıştır. Sonuçlar, düşük

sıcaklıkta çalışan sulu ısıtma sisteminin iyi performans gösterdiği ve sıcaklığın istenen değerler içinde tutmanın mümkün olduğunu göstermiştir.

Balta ve ark.(2010), bir binanın ısı pompası, yoğuşmalı kombi, geleneksel kombi ve güneş toplayıcısı ile ısıtılması şartlarında enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Sonuçlar, en yüksek verimliliğin güneş toplayıcısının kullanıldığı sistem ile elde edildiğini göstermiştir. Güneş toplayıcılı sistemi sırasıyla, ısı pompası, yoğuşmalı kombi ve geleneksel kombi izlemektedir.

Sakulpipatsin ve ark. (2010), Hollanda'da bulunan bir binanın ısı ekserjisini, ısı enerji ihtiyacını ve Isıtma-Havalandırma-İklimlendirme sisteminde oluşan kayıpları incelemişlerdir.

Cholewa ve ark. (2010), bir apartmanda merkezi olmayan ısıtma ve sıcak su üretiminin deneysel olarak enerji analizini yaparak, binanın ısı kaybının bulunduğu yere bağlı olarak bina kabuğundan olduğunu, en üst ve en alt katlarda ısı kaybının, orta katların ısı kaybının 2.3 katı kadar fazla olduğunu belirtmişlerdir.

Wu Xinyu(2004), çeşitli ısıtma sistemleri, ekipmanları ile yaptığı deneylerde, ekserji verimliliğinde en yüksek değerleri yerden ısıtmalı, toprak kaynaklı ısı pompası, hava-hava ısı değiştiricisi ve gaz ateşlemeli sıcak su ısıtıcısı olan sistemlerinden elde edildiğini belirtmiştir.

Yıldız ve ark. (2009), bir ofisi sıvılaştırılmış doğalgaz yakıtlı (LNG) geleneksel kombi, LNG yoğuşmalı kombi ve hava-hava ısı pompası ile ısıtmışlardır. Ekserji yükü ve her sistemin enerji ihtiyacının, ısı emisyonu dağılımı ve üretimi gibi sistemin alt bileşenlerinin özelliklerinden etkilendiğini bulmuşlardır. Çevresel yönden en iyi sistemin, yanmanın olmadığı ve en düşük enerji girişinin olduğu ısı pompalı sistemler olduğunu belirtmişlerdir. Fakat en uygun sistem için sadece çevresel faktörler değil, aynı zamanda ekonomik faktörlerin de göz önünde bulundurulması gerektiğini ifade etmişlerdir.

Zhenta W. ve ark. (2009), geliştirdikleri EES yazılımı ile ofislerde iklimlendirme için kullanılan değişken hava hacimli (VAV) sistemlerin ekserji analizini yaparak, enerji ve ekserji verimliliği ve sistem tarafından kullanılan elektrik üretimine bağlı

olarak eşdeğer CO<sub>2</sub> emisyonlarını incelemişlerdir. Sistemin ekserji verimliliğinde en büyük iyileştirmenin ısı kaynağının, elektrik, güneş veya jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynakları olması durumunda elde edileceğini belirtmişlerdir.

Literatür özetinden de anlaşıldığı gibi, ısıtma sistemlerinin enerji ve ekserji analizi ile birkaç çalışma mevcuttur ve bunların bir kısmı teorik çalışmalardır. Literatürdeki yapılan çalışmalar genellikle ısıtma sistemlerinin, enerji ve ekserji verimliliğini belirlemeye ve farklı ısıtma sistemlerinin enerji ve ekserji açısından karşılaştırmaya yöneliktir. Literatürde ayrıca bir veya iki çalışmada, yanma ürünlerinin emisyon değerleri ile ekserji arasındaki ilişkisi de incelenmiştir.

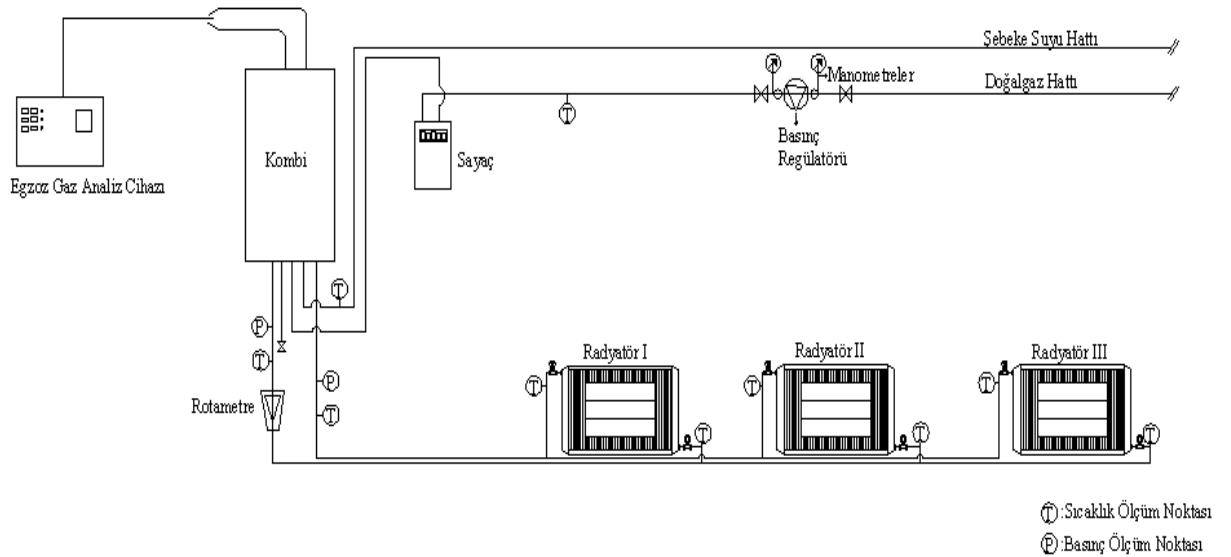
Literatürde gaz debisi, su debisi ve dış hava sıcaklığı gibi önemli sistem parametrelerinin etkisini aynı anda inceleyen bir çalışma mevcut değildir. Yapılan çalışma bu açıdan önemli bir boşluğu dolduracaktır. Bu çalışmada ayrıca, detaylı bir baca gazı analizi yapılarak, emisyonların çevreye zararlı olmayan değerlerin altına çekilmesi için sistemde yapılması gereken düzenlemeleri de içine aldığından dolayı da literatürde önemli bir boşluğu dolduracaktır.

Bu çalışmanın genel olarak amacı; doğalgaz yakıtlı bireysel ısıtma sisteminin deneysel olarak enerji ve ekserji analizlerini yapmak, sistemin ortama verdiği ısı miktarını, sistemde üretilen entropi miktarını ve sistemdeki tersinmezlikleri hesaplamaktır. Ayrıca, gaz debisi, sistemde dolaşan su debisi ve sıcaklığı ve dış hava sıcaklığı gibi sistem parametrelerine göre, ısı miktarının, entropi üretiminin, sistemde oluşan tersinmezliklerin değişimini araştırmak ve baca gazı analizi yapılarak baca gazı sıcaklığının, CO ve NO<sub>x</sub> emisyonlarının sistem parametrelerine göre değişimini incelemektir.

### 3.MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Materyal

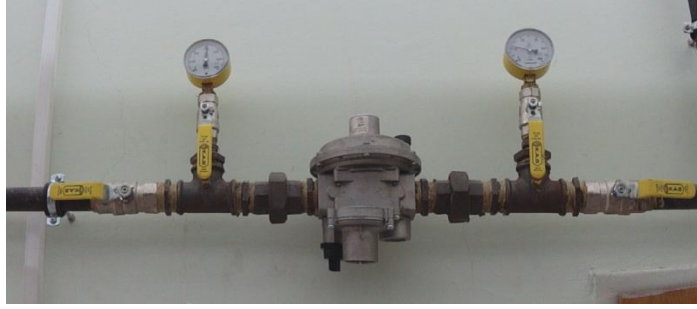
Çalışmalar için tasarlanan deney tesisatı Şekil 3.1’de görülmektedir. Deney tesisatı açık doğalgaz devresi ve kapalı su devresinden oluşmaktadır. Gaz devresinde gaz sayacı, basınç regülatörü, su devresinde ise 50cmx60cmx10cm, 100cmx60cmx10cm ve 140cmx60cmx10cm boyutlarında olmak üzere üç adet radyatör ve bir adet rotametre yer almaktadır. Kombi, gaz devresi ile su devresini birleştiren elemandır. Ayrıca bireysel ısıtma sisteminin beyin kısmını da temsil etmektedir. Ölçümlerde, sistemde dolaşan suyun debisini ölçmek için debimetre, gaz debisini ölçmek için gaz sayacı, egzoz gazlarının analizini yapmak için gaz analiz cihazı, radyatör giriş ve çıkışlarındaki sıcaklıkları, dış hava ve iç hava sıcaklık değerlerini ölçmek için toplam on noktadan ölçüm almak üzere on adet K-tipi ısıl çift’in bağlı olduğu sıcaklık ölçer ve iki adet Bourdon tip basınçölçer kullanılmıştır. Radyatörler yüzey alanlarına göre küçükten büyüğe doğru numaralandırılmıştır. Yakıt olarak doğalgazın kullanıldığı sistemde, basıncı düşürülerek sayaçtan geçirilen gaz kombiye gönderilmektedir. Diğer taraftan radyatörler içerisinde bulunan su kombinin pompası aracılığıyla üç radyatöre de gönderilmektedir.



Şekil 3.1. Deney tesisatının şematik gösterimi



Doğalgazın basıncı, basınç düşürücü sistem yardımıyla şebeke basıncından kombi basıncına düşürülmektedir. Basınç düşürücü sistem, basınç regülatörü, 2 adet bourdon tipi gaz manometresi ve 4 adet küresel vanadan oluşmaktadır (Resim 3.1).



**Resim 3.1.** Basınç düşürücü sistem

Her radyatörün giriş ve çıkışındaki su sıcaklıklarını ölçmek için K-tipi ısı çiftleri kullanılmıştır. Sistemdeki su debisi, sistemde dolaşan suyun geri dönüş hattına bağlanan ve 100 L/h ile 1000 L/h aralığına ölçüm yapabilen bir rotametre ile ölçülmektedir. Ayrıca 2 numaralı radyatörde dolaşan suyun debisi radyatör girişine bağlanan ikinci bir rotametre ile ölçülmektedir. İkinci rotametre 60 L/h - 600 L/h ölçüm aralığına sahiptir.

Sistemdeki suyun kombiye girişindeki ve çıkışındaki basınç, dolayısıyla sistemde oluşan basınç farkı, tesisattaki suyun kombiye girdiği ve kombiden çıktığı borulara yerleştirilen bourdon tipi manometreler ile ölçülmektedir. Deney tesisatının bir bölümünü oluşturan kombi, 1 nolu radyatör, gaz sayacı, gaz analiz cihazı, rotametre ve manometreler Resim 3.2’de görülmektedir.



**Resim 3.2.** Deney tesisatından görünüm

Sistemin çalışması sonucu çevreye verilen emisyonlar, gaz analizi cihazı ile ölçülmüştür. Analizlerde Resim 3.3’de görülen Madur GA-21 Plus isimli gaz analiz cihazı kullanılmıştır. Analiz sonucunda gaz konsantrasyonunda ölçüm değerleri, değerlerin büyüklüğüne göre ppm veya yüzde(%) olarak gösterilmiştir. Konsantrasyonu yüksek olan gazlar (CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> vb.) % olarak, düşük olan gazlar ise ppm olarak ölçülmüştür.



**Resim 3.3.** Gaz analiz cihazı

### 3.2 Yöntem

Farklı parametreler kullanılarak yapılan deneyler, üç grupta toplanmıştır.

İlk grup deneylerde; sistemde dolaşan suyun sıcaklığı değiştirilmiş, gaz ve su debisi sabit tutulmuştur. Sistemin belirtilen noktalarında sıcaklık, basınç ve egzoz ürünleri emisyon ölçümleri yapılmıştır.

İkinci grup deneylerde; sistemde dolaşan su debisi sistemin çalışmasını etkilemeyecek şekilde değiştirilerek, sistemin belirli noktalarında sıcaklık, basınç ve egzoz emisyon ölçümleri yapılmıştır. Yapılan deneylerde gaz debisi ve kombinin çalışma sıcaklığı sabit tutulmuştur.

Son grup deneylerde ise; gaz debisi değiştirilerek, sistemin belirli noktalarında sıcaklık, basınç ve egzoz emisyon ölçümleri yapılmıştır. Gaz debisi değiştirilirken, sistemde dolaşan su debisi ve su sıcaklığı sabit tutulmuştur.

Ayrıca, deneyler farklı dış hava sıcaklığında tekrarlanarak, hava sıcaklığının sistem üzerine etkisi de belirlenmiştir.

Yukarıda bahsedilen deneyler, ısıtma yüzey alanları farklı 3 adet radyatör kullanılarak tekrarlanmıştır ve bireysel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Belirtilen deney gruplarında elde edilen sonuçlar, EES yazılımı yardımıyla geliştirilen program ile sistemin ortama verdiği ısı miktarı, üretilen entropi miktarı ve sistemde oluşan tersinmezlikler belirlenmiştir. Her parametrenin ısı miktarına, üretilen entropi miktarı ve tersinmezliklere etkisi grafikler halinde verilmiştir. Ayrıca, her deney grubu için yanma sonucu oluşan egzoz emisyon ölçümleri ve analizleri yapılmıştır.

### 3.2.1 Enerji ve ekserji analizinin radyatörlere uygulanması

Sistemde kullanılan radyatörler SASA modeline göre çalışmaktadır. Radyatördeki akışta kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişiklikler ihmal edilmiştir.

Eş. 2.29 radyatöre uygulandığında, radyatörden elde edilen ısı miktarı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{\dot{c}} - h_{\dot{g}}) \quad (3.1)$$

Radyatörden çevreye verilen ısı miktarının (radyatörün ısıtma kapasitesinin) ekserji karşılığını hesaplamada önemli bir parametre olan radyatör yüzey sıcaklığı,

$$T_y = \frac{T_g - T_c}{2 \ln \frac{T_g - T_0}{T_c - T_0}} + T_0 \quad (3.2)$$

ifadesi ile belirlenir (Moran ve Shapiro,1998).

Radyatörden çevreye verilen ısı miktarının ekserji karşılığı diğer bir ifade ile radyatörün ürün ekserjisi aşağıdaki denklem ile belirlenir.

$$\dot{X}_{\text{ısı}} = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T_y} \right) \quad (3.3)$$

Eş. 2.54 radyatöre uygulandığında radyatördeki ekserji değişimi diğer bir ifade ile radyatörün yakıt ekserjisi,

$$\dot{X}_{\text{rad}} = \dot{m} \left[ (h_g - h_{\dot{c}}) - T_0 (s_g - s_{\dot{c}}) \right] \quad (3.4)$$

denklemleri ile ifade edilir.

Radyatörün ekserji verimi, radyatörün ürün ekserjisinin, radyatörün yakıt ekserjini oranıdır.

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\dot{X}_{\text{ISI}}}{\dot{X}_{\text{rad}}} \quad (3.5)$$

Eş. 2.31 radyatöre uygulandığında radyatörde tersinmezlikler sonucu üretilen entropi miktarı aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\dot{S}_{\text{ü}} = \dot{m}(s_{\dot{c}} - s_g) - \frac{\dot{Q}}{T_y} \quad (3.6)$$

Eş. 2.54 radyatöre uygulandığında radyatörde tersinmezlikler sonucu yok olan ekserji miktarı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{X}_y = T_0 \left( \dot{m}(s_{\dot{c}} - s_g) - \frac{\dot{Q}}{T_y} \right) \quad (3.7)$$

#### 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu bölümde bireysel ısıtma sistemi için yapılan enerji ve ekserji analizlerinin sonuçları grafikler halinde verilmiş ve yorumlanmıştır. Değişken su sıcaklığı, su debisi ve gaz debisinin radyatörler üzerine etkisi termodinamiğin I. ve II. kanunları açısından incelenmiştir. Çalışmada 1, 2 ve 3 numaralı radyatörler sırasıyla devreye alınmıştır. Değişken su sıcaklığı, su debisi ve gaz debisi şartlarında radyatörün girişi ve çıkışındaki su sıcaklıkları ve radyatörlerde dolaşan suyun hacimsel debisi ölçülmüştür. Alınan ölçümler kullanılarak bireysel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizleri yapılmış, radyatörlerden ortama verilen ısı, radyatörde oluşan entropi üretimi ve tersinmezlikler hesaplanmıştır.

Ayrıca, su giriş sıcaklığı, debisi ve gaz debisi gibi sistem parametrelerinde doğalgazın yanması sonucu oluşan CO ve NO<sub>x</sub> gibi gazların emisyon değerleri ve baca gazı sıcaklığı ölçülmüş ve sistem parametrelerine göre değişimleri incelenmiştir.

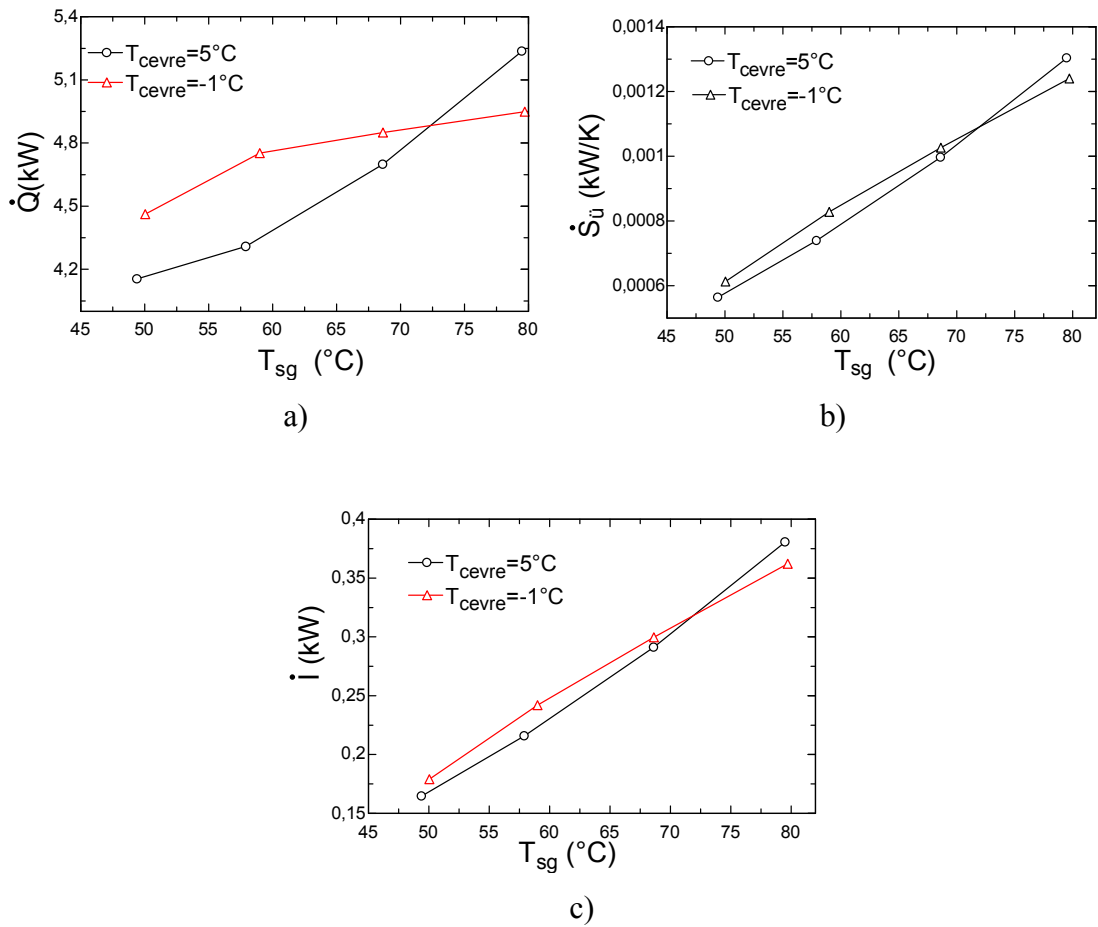
##### 4.1 Değişken Su Sıcaklığının Radyatörler Üzerine Etkisi

Radyatörlerde dolaştırılan suyun sıcaklığı, 40°C/70°C su sıcaklığı işletme şartlarında çalışan kombi tarafından ayarlanmaktadır. Ölçümler, aralarında 10°C fark olacak şekilde 40°C, 50°C, 60°C ve 70°C’de tekrarlanmıştır. Her sıcaklıktaki ölçüm için üç deney yapılmış ve analizlerde deney sonuçlarının ortalamaları kullanılmıştır. Çalışmada farklı ısıtma alanına sahip üç radyatörden, iki farklı dış hava sıcaklığı için elde edilen değerler EES isimli yazılımda yapılan programda kullanılarak radyatörlerden ortama verilen ısı, radyatörde oluşan entropi üretimi ve tersinmezlikler hesaplanmıştır. Deneylerde, sistemde dolaşan suyun debisi, iç ortam sıcaklığı ve yakıt debileri her radyatör için yaklaşık olarak sabit tutulmuştur.

Ayrıca, su giriş sıcaklığına göre doğalgazın yanması sonucu oluşan CO ve NO<sub>x</sub> gibi gazların emisyon değerleri ve baca gazı sıcaklığı ölçülmüş ve değişimleri incelenmiştir.

#### 4.1.1 Değişken su sıcaklığının 1 no'lu radyatöre etkisi

50cmx60cmx10cm boyutlarındaki 1 no'lu radyatöre enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Radyatörde dolaşan suyun sıcaklığı kombi tarafından 40°C ile 70°C arasında 10°C'lik farklarla artırılarak dört farklı sıcaklık değerinde ölçümler alınmıştır. Bu grup deneylerde sistemdeki suyun debisi 400 L/h, iç ortam sıcaklığı 19°C ve kombiye gönderilen gaz debisi 0,26 dm<sup>3</sup>/s değerlerinde sabit tutulmuştur. Ölçümler dış hava sıcaklığının -1°C ve 5°C olduğu zamanlarda tekrarlanmıştır.



**Şekil 4.1.** Sistemde değiştirilen su sıcaklığının 1 no'lu radyatöre etkisi  
a)ısı transferi b)entropi üretimi c)tersinmezlik

Şekil 4.1'de sistemde değiştirilen su sıcaklığının radyatörün ısıl kapasitesine, radyatörde üretilen entropi miktarına ve radyatörde oluşan tersinmezliğe etkisi görülmektedir. Şekil 4.1a'da görüldüğü gibi suyun radyatöre giriş sıcaklığının

artmasıyla suyun ısıl kapasitesinin artması sonucu radyatörden dışarıya verilen ısı miktarı da artmıştır.

Aynı zamanda dış hava sıcaklığının etkisinin de görüldüğü grafiklerde, dış hava sıcaklığı arttıkça radyatörden alınan ısılar arasındaki fark kombininin çalışma sıcaklığının 74°C değerine kadar yavaş yavaş azalırken, bu değerde yaklaşık olarak eşitlenmiştir. Bu değerde eşit ısıl kapasiteye sahip olan radyatörde bu değerden sonra daha düşük hava sıcaklığı olan -1°C'de ortama verilen ısı daha fazla artış göstermektedir. Entropi üretimi değerlerine bakıldığında radyatöre giriş sıcaklığının yaklaşık 74°C değerine kadar -1°C hava sıcaklığında oluşan tersinmezlik daha fazla iken bu değerden sonra hava sıcaklığı 5°C'ye ulaştığında tersinmezlik de artmıştır.

Dış hava sıcaklığının 5°C olduğu durumda, suyun radyatöre giriş sıcaklığı 49 °C'den 59°C'ye artırıldığında radyatör ile ortam arasındaki ısı transferinde %4'lük bir artış olmasına rağmen, su sıcaklığı 58 °C'den 68°C'ye artırıldığında bu artış miktarı %8'e, 68°C'den 79°C'ye artırıldığında ise %10'a ulaşmıştır. Radyatördeki su sıcaklığının artması sonucu, radyatör ile çevre arasındaki ısı transferinin bir ölçüsü olan yüzey sıcaklığı arttığından dolayı radyatörde üretilen entropi Şekil 4.1.b'de görüldüğü gibi artmaktadır. Suyun radyatöre giriş sıcaklığının yükseltilmesi sonucu radyatörde oluşan tersinmezlik miktarı, radyatörden ortama verilen ısının artışı ile doğru orantılı bir değişim göstermiştir. Sistemde dolaşan suyun radyatöre giriş sıcaklığının 49°C'den 58°C'ye yükseltildiği durumda %30 miktarda artma gösteren entropi üretimi, bu değerden sonra artış göstererek 58°C-68°C arasında ortalama %41'e, 68°C-79°C arasında ise %45'e ulaşmıştır. Yapılan deneyler süresince ortam sıcaklığının sabit olması ve entropinin artan bir eğilimde olması radyatörde oluşan tersinmezliğin de aynı oranda artmasına neden olmuştur. Bu durum Şekil 4.1.c'de görülmektedir. Bir radyatörde oluşan tersinmezliklerin en büyük sebebi sistemle çevre arasında oluşan sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferidir.

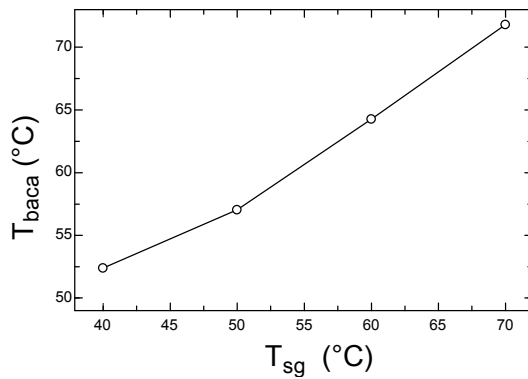
Dış hava sıcaklığının -1°C olduğu durumda yapılan deneylerde, suyun radyatöre giriş sıcaklığı 49°C'den 59°C'ye artırıldığında radyatör ile ortam arasındaki ısı transferinde %6'lık bir artış olmasına rağmen, su sıcaklığı 58°C'den 79°C'ye artırıldığında bu artış miktarı ortalama %2'ye düşmüştür. Radyatördeki su sıcaklığının artması sonucu, radyatör ile çevre arasındaki ısı transferinin bir ölçüsü

olan yüzey sıcaklığı arttığından dolayı radyatörde üretilen entropi Şekil 4.1b'de görüldüğü gibi artmaktadır. Suyun radyatöre giriş sıcaklığının yükseltilmesi sonucu radyatörde oluşan tersinmezlik miktarı, radyatörden ortama verilen ısının artışı ile doğru orantılı bir değişim göstermiştir. Sistemde dolaşan suyun radyatöre giriş sıcaklığının 49°C'den 58°C'ye yükseltildiği durumda %35 miktarında artma gösteren entropi üretimi, bu değerden sonra azalma göstererek 58°C-68°C arasında ortalama %32'ye, 68°C-79°C arasında ise %28 düzeyine inmiştir. Yapılan deneyler süresince ortam sıcaklığının sabit olması ve entropinin artan bir eğilimde olması radyatörde oluşan tersinmezliğin de aynı oranda artmasına neden olmuştur. Bu durum Şekil 4.1.c'de görülmektedir.

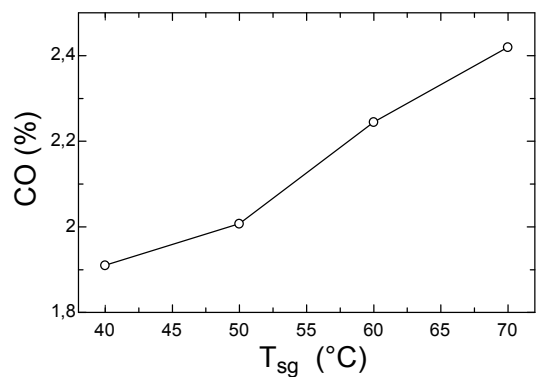
Yukarıdaki sayısal sonuçlardan da görüldüğü gibi hava sıcaklığının daha yüksek olduğu durumda suyun radyatöre giriş sıcaklığı arttıkça, ortama verilen ısı miktarı, entropi üretim miktarı ve oluşan tersinmezlikler, artan bir eğilimle artış gösterirken, hava sıcaklığının düşük olduğu durumda azalan oranda bir artış göstermiştir.

Değişken su sıcaklığının, yanma sonucu oluşan CO ve NO<sub>x</sub> gibi egzoz gazlarının emisyonlarına ve baca gazı sıcaklığına etkisi Şekil 4.2'de gösterilmektedir.

Şekil 4.2'de görüldüğü gibi sistemde dolaşan suyun sıcaklığı arttıkça bacadan atılan gazların sıcaklığı da doğrusal olarak artış göstermektedir. Sisteme gönderilen suyun sıcaklığı 40°C iken bacadan çıkan gazların sıcaklığı 52°C iken, sistemdeki suyun sıcaklığı 70°C'ye çıkarıldığında atık gazların sıcaklığındaki artış ortalama %7 değerinde olmuştur ve 71°C'e ulaşmıştır.

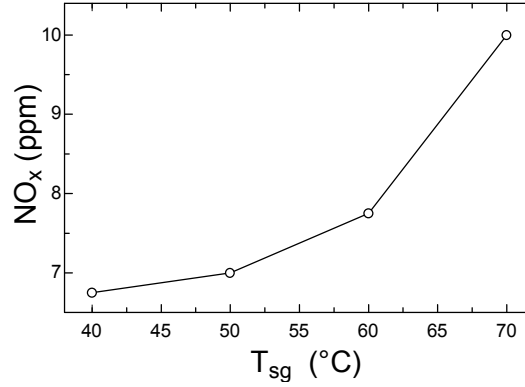


a)



b)





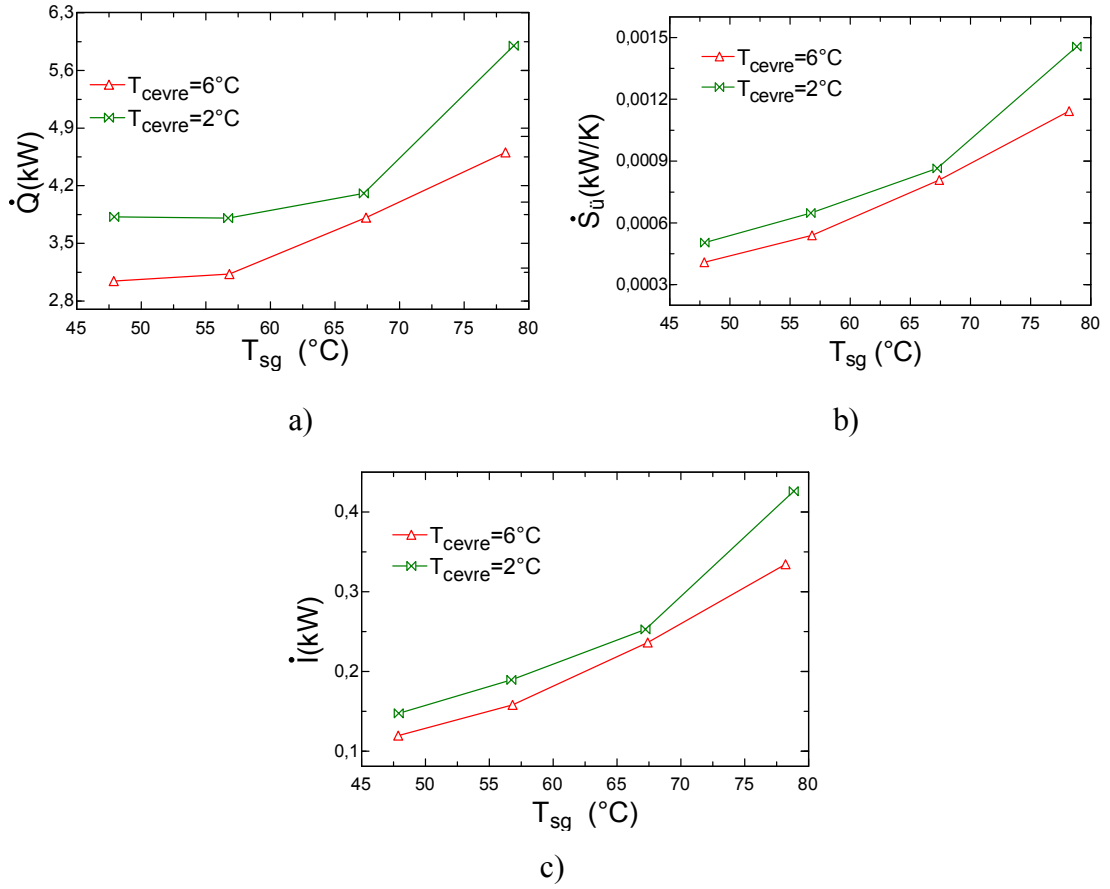
c)

**Şekil 4.2.** 1 nolu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su sıcaklığına göre değişimi

Aynı şekilde sistemde dolaşan suyun kombiden çıkış sıcaklığı artırıldıkça kombiden atılan gazların içindeki CO, ve NO<sub>x</sub> gazlarının emisyonları da artmaktadır. Dolayısıyla, kombi çalışma sıcaklığı arttıkça, bacadan dışarı atılan gazların çevreye olan zararı da artmaktadır. Kombi çalışma sıcaklığı 40°C'den 50°C'ye yükseltildiğinde egzoz emisyonundaki CO oranı %5 artarken, su sıcaklığı 60°C'ye yükseltildiğinde ise bu artış %11 değerine ulaşmıştır. 70°C'de ise CO miktarındaki artış miktarı azalmış ve %8 düzeyinde kalmıştır. Atık gazlardaki NO<sub>x</sub> miktarı ise çalışma sıcaklığı 40°C iken 4,5ppm değerine sahipken, su sıcaklığı 70°C'ye çıkarıldığında artış miktarı ortalama %7'ye çıkmıştır ve 8ppm olmuştur.

#### 4.1.2 Değişken su sıcaklığının 2 nolu radyatöre etkisi

100cmx60cmx10cm boyutlarındaki 2 no'lu radyatöre enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Radyatörde dolaşan suyun sıcaklığı kombi tarafından 40°C ile 70°C arasında 10°C'lik farklarla artırılarak dört farklı sıcaklık değerinde deneyler yapılmıştır. Bu grup deneylerde sistemdeki suyun debisi 500 L/h- 550 L/h değerlerinde iken, iç ortam sıcaklığı 19°C ve gaz debisi 0,26 dm<sup>3</sup>/s'de sabit tutulmuştur. Ölçümler dış hava sıcaklığının 2°C ve 6°C olduğu zamanlarda tekrarlanmıştır.



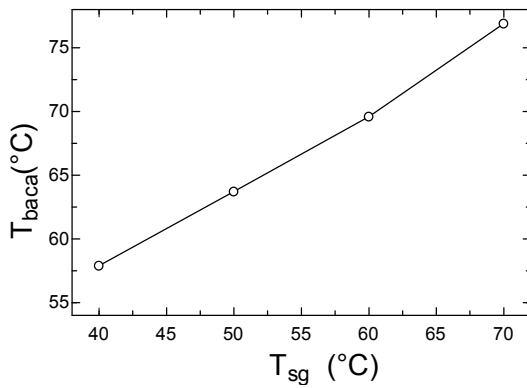
**Şekil 4. 3.** Sistemde değiştirilen su sıcaklığının 2 nolu radyatöre etkisi  
a)ısı transferi b) entropi üretimi c)tersinmezlik

Şekil 4.3' te sistemde değiştirilen su sıcaklığının 2 no'lu radyatörün ısı kapasitesine, entropi üretimine ve tersinmezliğine etkisi görülmektedir. Şekil 4.3.a'da görüldüğü gibi 2 no'lu radyatör için de 1 no'lu radyatörde gözlemlenen sonuçlara benzer sonuçlar elde edilmiştir. Radyatörün ısıtma yüzeyi alanının iki katına çıkarılması sonucu 2 no'lu radyatör 1 no'lu radyatöre göre ortama %13 oranında daha fazla ısı vermektedir.

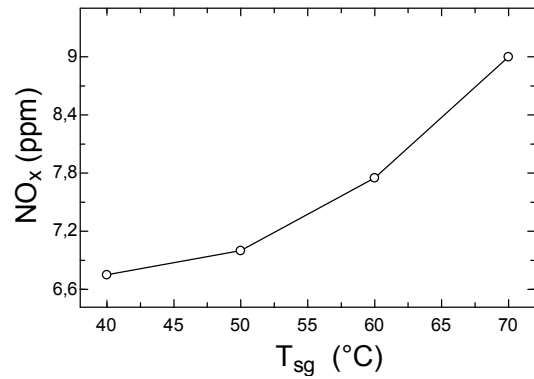
Sistemde, suyun radyatöre giriş sıcaklığının artması suyun ısıl kapasitesinin artmasına bu da radyatörden alınan ısının daha fazla olmasına neden olmuştur. Aynı zamanda su sıcaklığının artması sonucu radyatörün yüzey sıcaklığı artmış ve sonuç olarak sınırdaki çevre ile radyatör arasındaki sonlu sıcaklık farkı arttığı için radyatördeki entropi üretimi de artmıştır. Bu durum Şekil 4.1.b'de gösterilmiştir. Tersinmezliğin bir ölçüsü olan entropi artışı Şekil 4.3.c'de görüldüğü gibi tersinmezliğin de artmasına neden olmuştur.

Dış hava sıcaklığının  $2^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda, suyun radyatöre giriş sıcaklığı  $48^{\circ}\text{C}$ 'den  $57^{\circ}\text{C}$ 'ye artırıldığında entropi üretimi %28'lik bir artış göstermiştir. Radyatöre giren su sıcaklığının artmasıyla orantılı olarak artış gösteren entropi üretimi ve tersinmezlik miktarları, su sıcaklığı  $57^{\circ}\text{C}$ 'den  $67^{\circ}\text{C}$ 'ye çıktığında %34'lük,  $78^{\circ}\text{C}$ 'ye çıkarıldığında ise %84'lük bir artış göstermiştir. Bu durum Şekil 4.1.b ve 4.1.c'de görülmektedir. Radyatör yüzey alanı iki katına çıkarıldığında  $47^{\circ}\text{C}$ - $67^{\circ}\text{C}$  arasında yaklaşık aynı miktarda artış gösteren entropi üretimi miktarı,  $67^{\circ}\text{C}$ - $77^{\circ}\text{C}$  arasında %80 artış göstermiştir. Dış hava sıcaklığının  $6^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda yapılan deneylerde, suyun radyatöre giriş sıcaklığı  $47^{\circ}\text{C}$ 'den  $57^{\circ}\text{C}$ 'ye artırıldığında radyatör ile ortam arasındaki ısı transferinde %2'lik bir artış olmasına rağmen, su sıcaklığı  $57^{\circ}\text{C}$ 'den  $67^{\circ}\text{C}$ 'ye artırıldığında bu artış miktarı %18'e,  $77^{\circ}\text{C}$ 'de ise %21'e çıkmıştır. Radyatördeki su sıcaklığının artması sonucu, radyatörde üretilen entropinin değişimi Şekil 4.3.b'de görülmektedir. Sistemde dolaşan suyun radyatöre giriş sıcaklığının  $47^{\circ}\text{C}$ 'den  $57^{\circ}\text{C}$ 'ye yükseltildiği durumda %32 miktarda artma gösteren entropi üretimi, bu değerden sonra da sürekli artış göstererek  $57^{\circ}\text{C}$ - $67^{\circ}\text{C}$  arasında ortalama %55'e,  $67^{\circ}\text{C}$ - $78^{\circ}\text{C}$  arasında ise %69'a ulaşmıştır. Yapılan deneyler süresince ortam sıcaklığının sabit olması ve entropinin artan bir eğilimde olması, şekil 4.1c'de görüldüğü gibi radyatörde oluşan tersinmezliğin de entropi üretimi ile aynı oranda artmasına neden olmuştur.

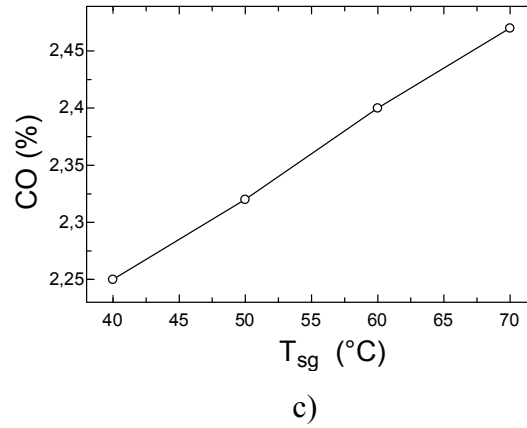
Sayısal sonuçlardan da görüldüğü gibi radyatör yüzey alanının iki katına çıkarıldığı durumda, hava sıcaklığının daha yüksek olduğunda, ortama verilen ısı miktarı, entropi üretim miktarı ve oluşan tersinmezlikler, düşük hava sıcaklığına göre daha yüksek değerlere sahiptir.



a)



b)



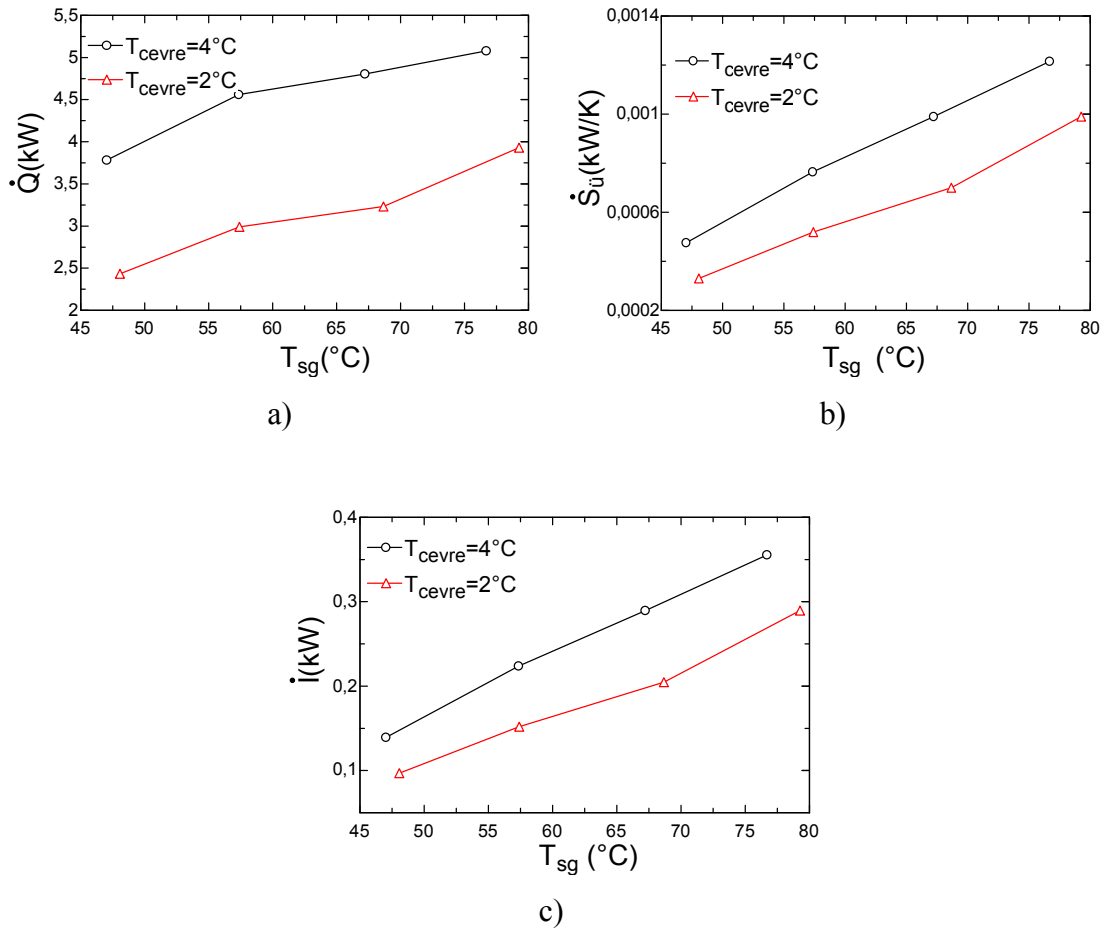
**Şekil 4.4.** 2 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.4'de görüldüğü gibi gaz debisinin sabit tutulduğu çalışmada, sistemde dolaşan suyun sıcaklığı arttıkça bacadan atılan gazların sıcaklığı da doğrusal olarak artış göstermektedir. Isıtma yüzey alanı daha büyük olan 2 no'lu radyatörde, kombinin her çalışma sıcaklığı için daha yüksek baca gazı sıcaklıklarına ulaşılmıştır. Aynı şekilde sistemde dolaşan suyun kombiden çıkış sıcaklığı artırıldıkça kombiden atılan gazların içindeki CO ve NO<sub>x</sub> gazlarının emisyonları da artmaktadır. Kombinin aynı çalışma sıcaklıklarında CO değişim miktarı NO<sub>x</sub>'e göre daha fazla değişim göstermiştir. Kombi çalışma sıcaklığı 40°C olduğu durumda 6,75 ppm değerine sahip olan NO<sub>x</sub> miktarı, sistemdeki su sıcaklığı 50°C'ye kadar yükseltildiğinde %3'lük bir artış gösterirken, 70°C'de bu artış oranı %18'e ulaşmıştır. Su sıcaklığı ile doğru orantılı olarak değişen diğer parametre baca gazı sıcaklığı ise sistemdeki su sıcaklığı 40°C'den 50°C'ye çıkarıldığında %10'luk artış gösterirken, su sıcaklığı değeri 70°C'ye ulaştığında %12'lik bir artış göstererek 77°C'ye ulaşmıştır.

Radyatörün ısıtma yüzey alanının iki katına çıkarılması sonucu kombiden atılan gazlardaki CO miktarı yaklaşık aynı değerleri gösterirken, NO<sub>x</sub> oranı %50 oranında artmıştır.

### 4.1.3 Değişken su sıcaklığının 3 nolu radyatöre etkisi

140cmx60cmx10cm boyutlarındaki 3 no'lu radyatöre enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Radyatörde dolaşan suyun sıcaklığı kombi tarafından 40°C ile 70°C arasında 10°C'lik farklarla artırılarak dört farklı sıcaklık değerinde ölçümler alınmıştır. Deneyleerde gaz ve su debisi sırasıyla 0,27dm<sup>3</sup>/s ve 400 L/h değerlerinde sabit tutulurken iç hava sıcaklığı ise 19°C civarında olmuştur. Kombiden çıkıp sisteme gönderilen su sıcaklığının 40°C ile 70°C arasında değiştirildiği deneyler, dış hava sıcaklığının 2°C ve 4°C olduğu zamanlarda tekrarlanmıştır.



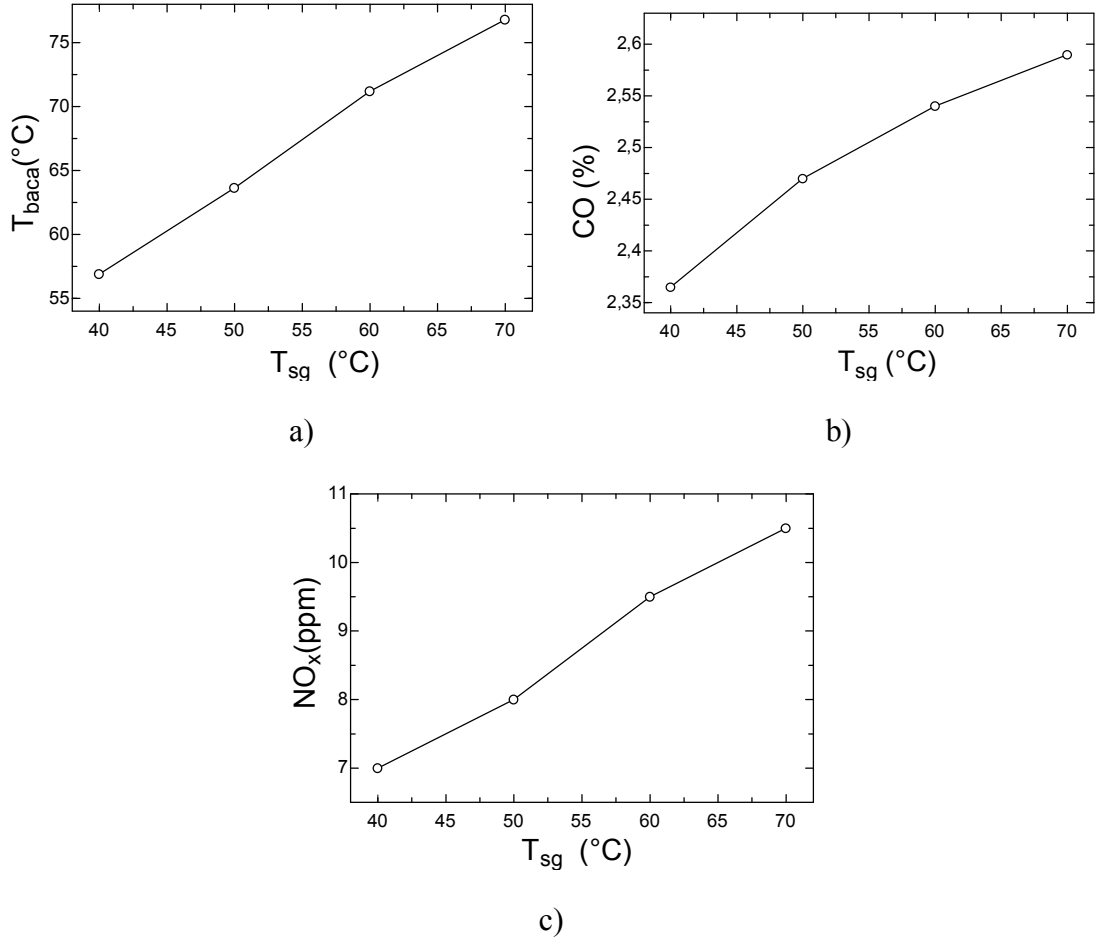
**Şekil 4.5.** Sistemde değiştirilen su sıcaklığının 3 nolu radyatöre etkisi  
a)ısı transferi b)entropi üretimi c)tersinmezlik

Şekil 4.5'te görüldüğü gibi radyatöre giren suyun sıcaklığı arttıkça çevreye verilen ısı, entropi üretimi ve tersinmezlik miktarları artmaktadır. Radyatörlerden en fazla ısının alındığı değer dış havanın en yüksek sıcaklık değeri olan 4°C değerinde elde

edildiğinden dolayı en yüksek entropi üretimi ve tersinmezlik miktarları da 4°C’de elde edilmektedir. Radyatörün ısıtma yüzeyi alanının üç katına çıkarılmasının sonucu olarak radyatörün ısı kapasitesi artmakta ve ortama %4 oranında daha fazla ısı vermektedir.

Dış hava sıcaklığının 4°C olduğu durumda, suyun radyatöre giriş sıcaklığı 47 °C’den 57°C’ye artırıldığında radyatör ile ortam arasındaki ısı transferinde %20’lik bir artış olmasına rağmen, su sıcaklığı 57°C’den 77°C’ye artırıldığında bu artış miktarı azalarak ortalama %6 düzeyinde kalmıştır. Radyatördeki su sıcaklığının artması radyatör ile çevre arasındaki ısı transferinin bir ölçüsü olan yüzey sıcaklığının artmasına bu da radyatörde üretilen entropinin artmasına neden olmuştur. Suyun radyatöre giriş sıcaklığının yükseltilmesi sonucu radyatörde oluşan tersinmezlik miktarı, radyatörden ortama verilen ısının artışı ile doğru orantılı bir değişim göstermiştir. Sistemde dolaşan suyun radyatöre giriş sıcaklığının 47°C’den 57°C’ye yükseltildiği durumda %150 miktarında artma gösteren entropi üretimi, bu değerden sonra azalan bir artış göstererek 57°C-77°C arasında ortalama %116 değerinde kalmıştır. Yapılan deneyler süresince ortam sıcaklığının sabit olması ve entropinin artan bir eğilimde olması radyatörde oluşan tersinmezliğin de artmasına neden olmuştur. Suyun radyatöre giriş sıcaklığının 47°C’den 57°C’ye yükseltildiği durumda %60’lık bir artış gösteren radyatörde oluşan tersinmezlik miktarı, suyun giriş sıcaklığı arttıkça azalmış ve ortalama %46 değerinde kalmıştır. Bir radyatörde oluşan tersinmezliklerin en büyük sebebi sistemle çevre arasında oluşan sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferidir.

Şekil 4.6’da sistemdeki 3 no’lu radyatörün devrede olması durumunda CO, NO<sub>x</sub> gibi çevreye atılan gazların emisyonları ve baca gazı sıcaklığının su sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Şekil 4.6a’da görüldüğü gibi sistemde dolaşan su sıcaklığı arttıkça bacadan atılan gazların sıcaklığı da su sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artmaktadır.



**Şekil 4.6.** 3 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su sıcaklığına göre değişimi

Sistemdeki su sıcaklığının artması ile atık gazlar içindeki CO oranı miktarında büyük bir değişim gözlemlenmezken,  $NO_x$  miktarı sistemdeki su sıcaklığının  $50^\circ\text{C}$ 'ye çıkarılması ile %14 değerinde artış göstermiştir.  $50^\circ\text{C}$  ile  $60^\circ\text{C}$  arasında %21'e çıkan artış oranı, su sıcaklığının  $70^\circ\text{C}$ 'ye çıkarılması ile yeniden %14 düzeyine inmiştir. Baca gazı sıcaklığı radyatör yüzey alanının iki ve üç katına çıkarılması durumlarında aynı değeri göstermiştir.

#### 4.2 Değişken Su Debisinin Radyatörler Üzerine Etkisi

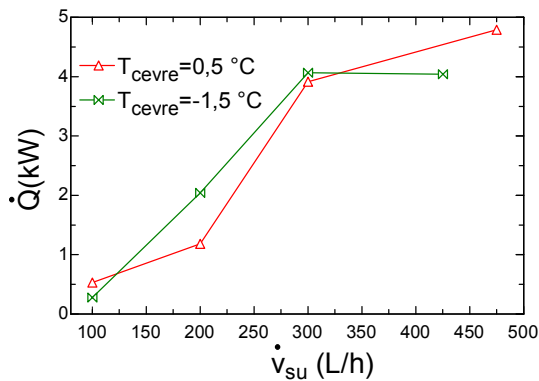
Kombiden çıkan su sıcaklığının  $60^\circ\text{C}$ 'de sabit tutulduğu deney grubunda, iç ortam sıcaklığı  $19^\circ\text{C}$  civarında tutulmuştur. Radyatörlerde dolaşan su debisi sistemdeki suyun kombiye dönüşünde rotametre ile ölçülmüştür. Su debisi 100 L/h ile 500 L/h arasında değiştirilmiştir. Çalışmada farklı ısıtma alanına sahip üç radyatör için

farklı iki dış hava sıcaklığında ölçümler alınmış ve elde edilen değerler EES isimli yazılımda yapılan programda kullanılarak radyatörlerden çevreye verilen ısı, radyatörlerde oluşan entropi üretimi ve radyatörlerde oluşan tersinmezlikler hesaplanmış, sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur. Ayrıca, yanma sonucu oluşan gazların emisyon miktarları ölçülmüş ve sistemdeki su debisinin CO ve NO<sub>x</sub> gibi gazların emisyon değerlerine etkisi incelenmiştir.

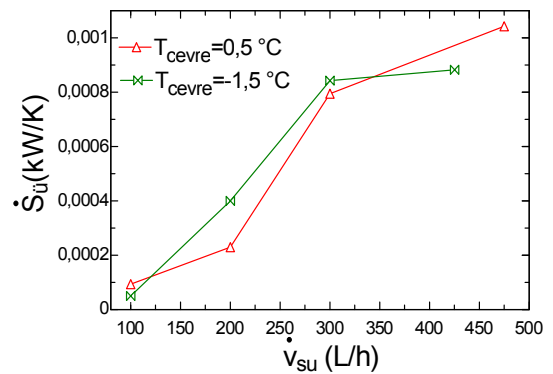
#### 4.2.1 Değişken su debisinin 1 nolu radyatöre etkisi

50cmx60cmx10cm boyutlarındaki 1 no'lu radyatöre değişken su debisi şartlarında enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Kombiden çıkan su sıcaklığının 60°C'de ve gaz debisinin 0,26 dm<sup>3</sup>/s'de sabit tutulduğu çalışmada sistemdeki su debisi 100 L/h ile 450 L/h arasında değiştirilmiştir. Deneysel hava sıcaklığının 0,5°C ve -1,5°C olduğu zamanlarda tekrarlanarak radyatörlerden ortama verilen ısı, radyatörlerdeki entropi üretimi ve oluşan tersinmezlikler incelenmiştir.

Şekil 4.7' de sistemde değiştirilen su sıcaklığının 1 no'lu radyatörün enerji ve ekserji değerlerine etkisi görülmektedir. Şekil 4.7.a'da sistemdeki su debisi ile doğru orantılı olarak değişen ortama verilen ısının artışı gösterilmiştir. Ortam sıcaklığının sabit olduğu durumda radyatörden atılan ısının artması şekil 4.7.b'de gösterildiği gibi radyatörde entropi artışına neden olmuştur. Entropi artışına bağlı olarak sistemdeki tersinmezlikler de artmaktadır.

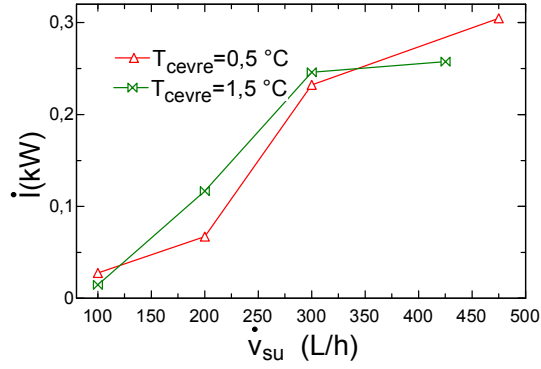


a)



b)



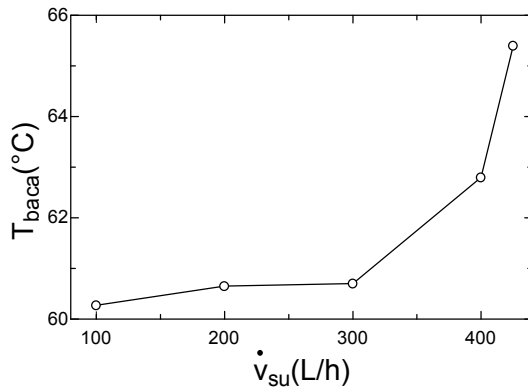


c)

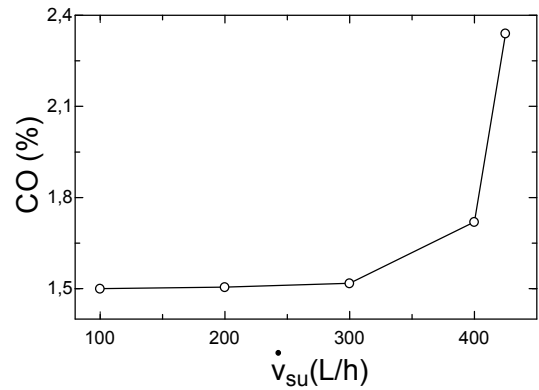
**Şekil 4.7.** Sistemde değiştirilen su debisinin 1 nolu radyatöre etkisi  
a)ısı transferi b)entropi üretimi c)tersinmezlik

Dış hava sıcaklığının da sistem üzerine etkilerinin görüldüğü şekil 4.7.a'da hava sıcaklığının 7,5°C olduğu durumda radyatörden alınan ısının hava sıcaklığının -1,5°C olduğu durumdan daha fazla olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte daha yüksek hava sıcaklığı olan 7,5°C değerinde entropi üretimi ve tersinmezlik değerleri de daha büyüktür.

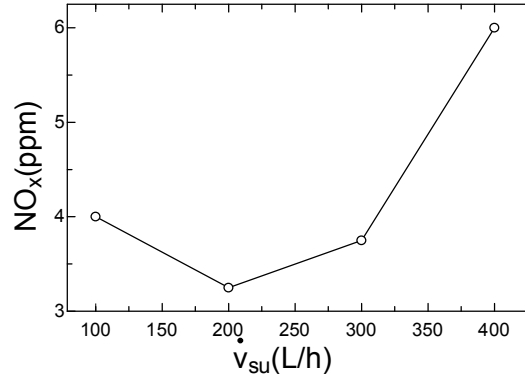
Şekil 4.8'de sistemdeki su debisinin değiştirilmesiyle 1 no'lu radyatörün devrede olması durumunda CO, NO<sub>x</sub> gibi çevreye atılan gazların emisyonları ve baca gazı sıcaklığının su debisine göre değişimi görülmektedir. Elde edilen grafiklerde su debisi arttıkça yakılan yakıtın miktarın da artması sonucu baca sıcaklığının da arttığı görülmüştür. Egzoz gazlarındaki NO<sub>x</sub> miktarı 300 L/h değerine kadar daha az bir eğimle artma gösterirken, bu değerden sonra hızlı bir şekilde artma eğilimine girmiştir. CO miktarı ise 360 L/h değerinden sonra hızlı bir şekilde artmıştır.



a)



b)



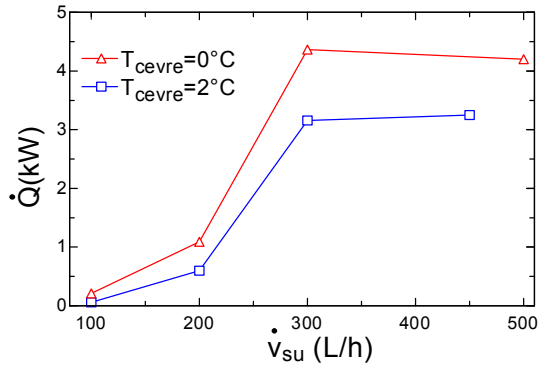
c)

**Şekil 4.8.** 1 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su debisine göre değişimi

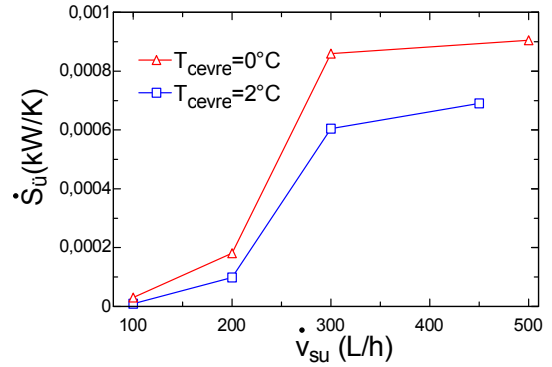
#### 4.2.2 Değişken su debisinin 2 nolu radyatöre etkisi

100cmx60cmx10cm boyutlarındaki 2 no'lu radyatöre enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır. Dış hava sıcaklığının 2°C ve 0°C olduğu zamanlarda tekrarlanan deneylerde iç hava sıcaklığı 19°C olacak şekilde ayarlanmıştır. Kombiye gönderilen gaz debisinin 0,26 dm<sup>3</sup>/s ile 0,27 dm<sup>3</sup>/s arasında değiştiği çalışmada su debisi 100 L/h ile 500 L/h arasında değiştirilmiştir.

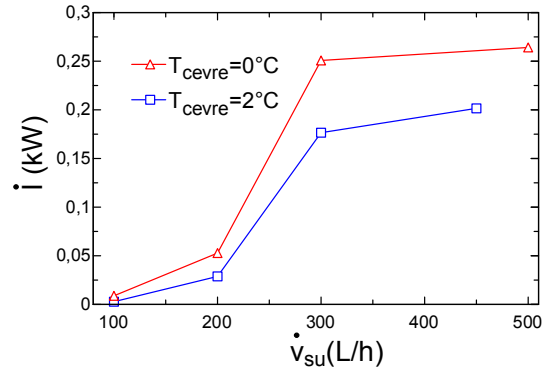
Şekil 4.9' da sistemde değiştirilen su debisinin 2 nolu radyatörün enerji ve ekserji değerlerine etkisi görülmektedir. Şekil 4.9.a'da sistemdeki su debisi ile doğru orantılı olarak değişen radyatörden ortama verilen ısının artışı gösterilmiştir. Şekil 4.9.b'de görüldüğü gibi ortam sıcaklığının sabit tutulduğu durumda radyatörden atılan ısının artması radyatörde entropi artışına neden olmuştur. Entropi artışına bağlı olarak sistemdeki tersinmezlikler de zamanla artmaktadır.



a)



b)



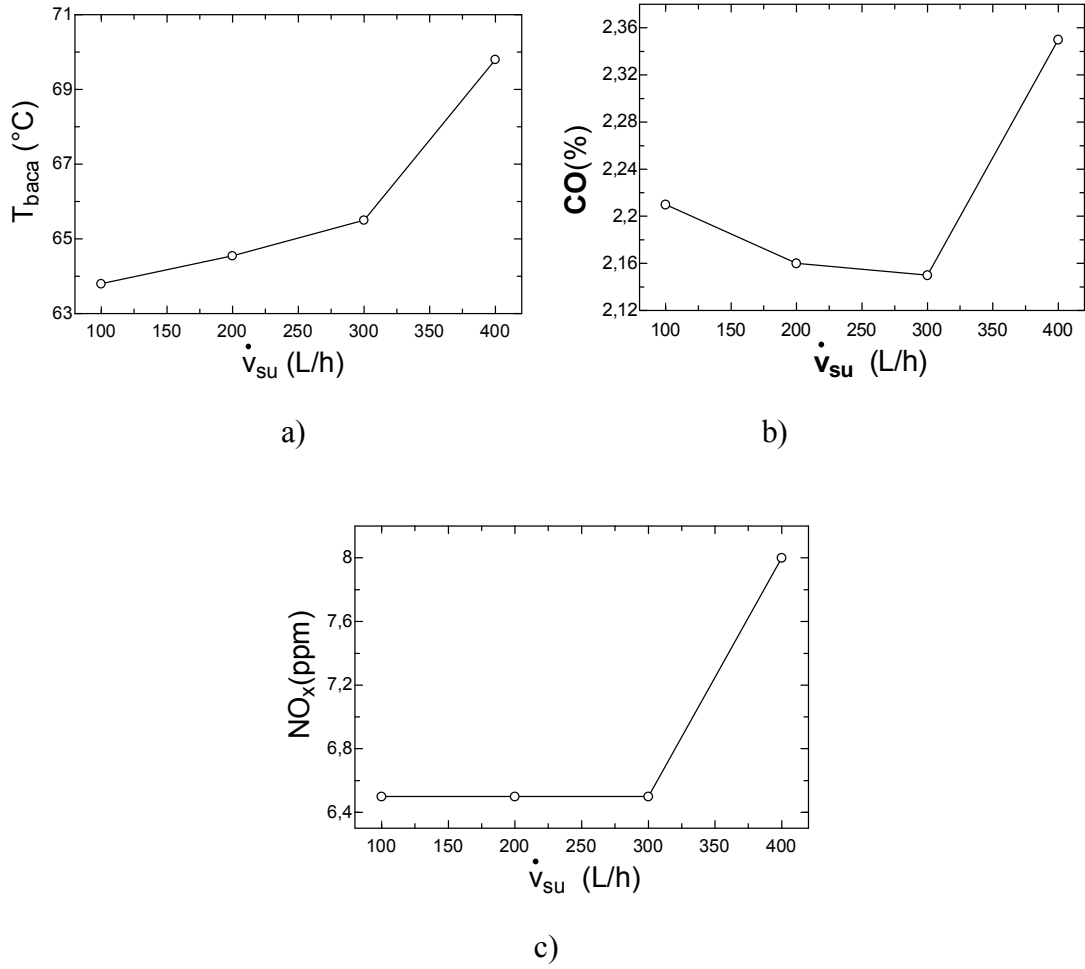
c)

**Şekil 4.9.** Sistemde değiştirilen su debisinin 2 nolu radyatöre etkisi  
ısı transferi b) entropi üretimi c) tersinmezlik

Aynı zamanda farklı dış hava sıcaklığının da sistem üzerine etkilerinin görüldüğü şekil 4.9.a hava sıcaklığının  $0^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda radyatörden ortama verilen ısının hava sıcaklığının  $2^{\circ}\text{C}$  olduğu durumdan daha fazla olduğunu göstermektedir. Su debisinin  $100 \text{ L/h}$  olduğu anda radyatörden ortama verilen ısılardan her iki dış hava sıcaklığı için de birbirlerine çok yakın değerlere sahip olduğu görülmektedir. Bu değerden sonra farklı dış hava sıcaklıklarında radyatörden alınan ısılardan arasındaki fark gittikçe artmaktadır. Buna bağlı olarak radyatörde oluşan entropi üretimi ve tersinmezlik değerleri de dış hava sıcaklığının  $2^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda daha fazladır.

Şekil 4.10'da sistemdeki su debisinin değiştirilmesiyle 2 no'lu radyatörün devrede olması durumunda  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  gibi çevreye atılan gazların emisyonları ve baca gazı sıcaklığının su debisine göre değişimi görülmektedir. Şekil 4.10.a'da su debisi arttıkça baca gazı sıcaklığının da arttığı görülmektedir.

Su debisinin  $300 \text{ L/h}$  değerinden sonra baca gazı sıcaklığında daha fazla artış görülmektedir.  $\text{NO}_x$  miktarı  $300 \text{ L/h}$  değerine kadar yaklaşık sabit değerler gösterirken,  $300 \text{ L/h}$  ile  $400 \text{ L/h}$  debisi aralığında ortalama %25 değerinde bir artış göstermiştir.  $\text{CO}$  miktarında ise ihmal edilebilecek bir değişim söz konusudur.



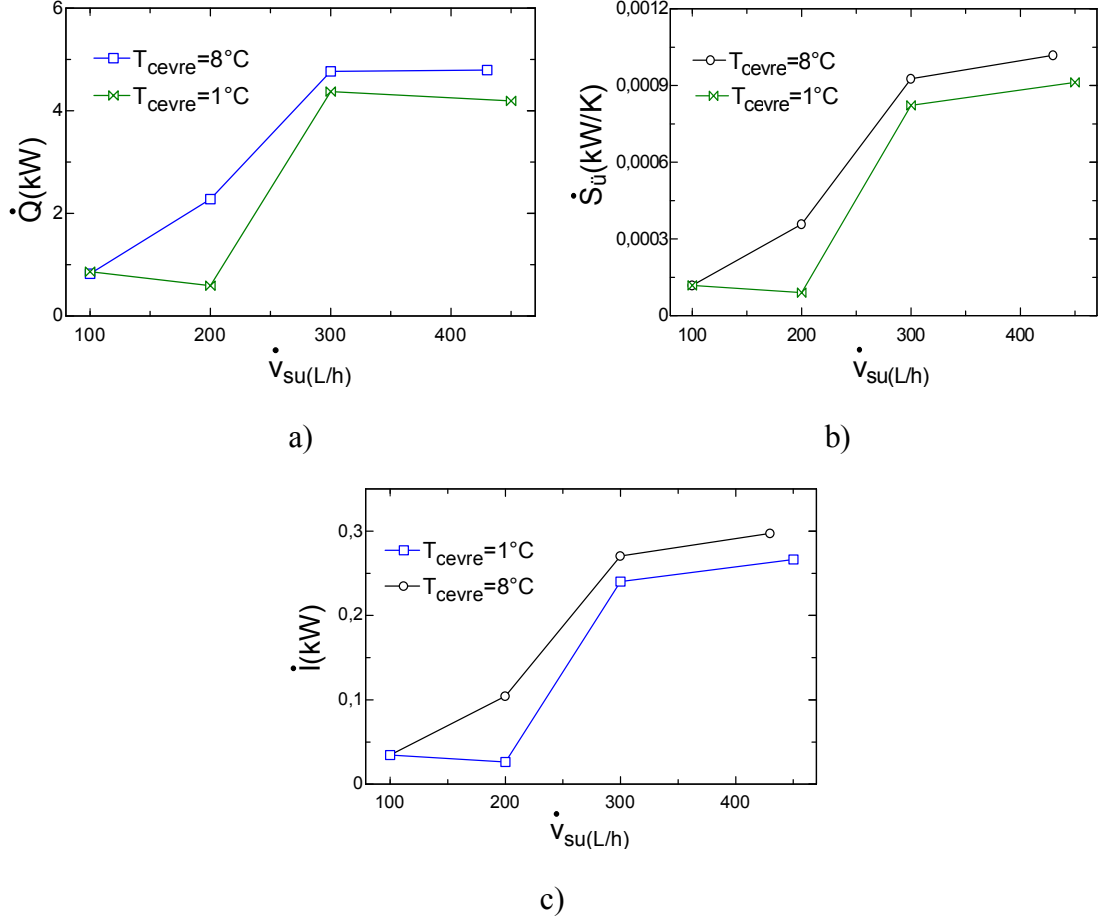
**Şekil 4.10.** 2 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su debisine göre değişimi

#### 4.2.3 Değişken su debisinin 3 nolu radyatöre etkisi

140cmx60cmx10cm boyutlarındaki 3 no'lu radyatöre uygulanan enerji ve ekserji analizlerinde radyatörde dolaşan su debisi 100 L/h ile 500 L/h arasında değiştirilmiştir. Dış hava sıcaklığının 8°C ve 1°C olduğu zamanlarda tekrarlanan deneylerde iç ortam sıcaklığı 19°C civarında kalmıştır. Kombiye gönderilen gaz debisi ise 0,26 dm<sup>3</sup>/s ile 0,27 dm<sup>3</sup>/s arasındaki değerlerde sabit tutulmaya çalışılmıştır.

Şekil 4.11' de sistemde değiştirilen su debisinin 3 nolu radyatörün enerji ve ekserji değerlerine etkisi görülmektedir. Şekil 4.11.a'da radyatörden ortama verilen ısının sistemdeki su debisi ile orantılı olarak arttığı görülmektedir. Şekil 4.11.b'de görüldüğü gibi ortam sıcaklığının sabit tutulduğu durumda radyatörden atılan ısının

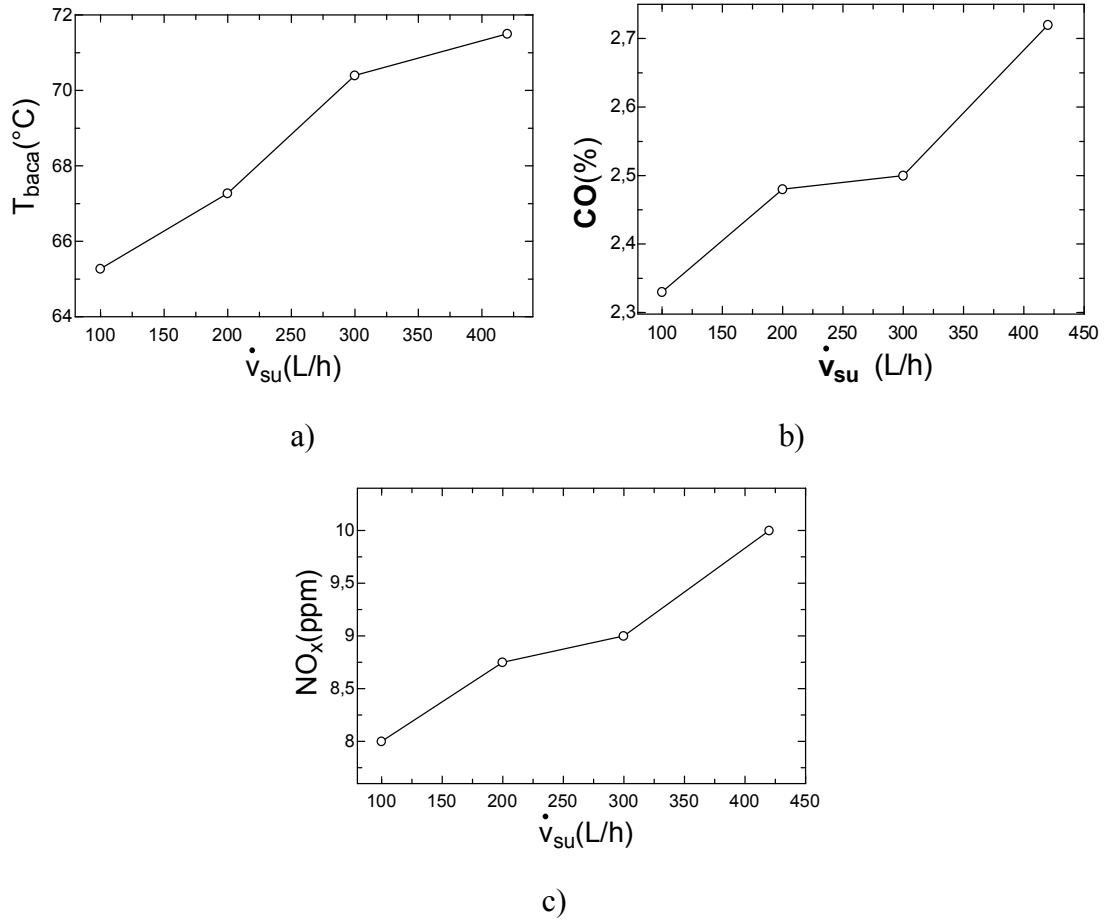
artması radyatörde entropi artışına neden olmuştur. Entropi artışına bağlı olarak sistemdeki tersinmezlikler de zamanla artmaktadır.



**Şekil 4.11.** Sistemde değiştirilen su debisinin 3 nolu radyatöre etkisi ısı transferi b) entropi üretimi c) tersinmezlik

Dış hava sıcaklığının da sistem üzerine etkilerinin görüldüğü şekil 4.7.a'da dış hava sıcaklığının  $8^{\circ}\text{C}$  olduğu durumda radyatörden ortama verilen ısının dış hava sıcaklığının  $1^{\circ}\text{C}$  olduğu durumdan daha fazla olduğunu göstermektedir. Bununla birlikte daha yüksek dış hava sıcaklığı olan  $8^{\circ}\text{C}$  değerinde entropi üretimi ve tersinmezlik değerleri de daha büyüktür.

Şekil 4.12' de sistemdeki su debisinin değiştirilmesiyle 3 no'lu radyatörün devrede olması durumunda CO, NO<sub>x</sub> gibi çevreye atılan gazların emisyonları ve baca gazı sıcaklığının su debisine göre değişimi gösterilmiştir.



**Şekil 4.12.** 3 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının su debisine göre değişimi

Şekil 4.12.a'da su debisi arttıkça baca gazı sıcaklığının da arttığı görülmektedir. 100 L/h su debisinde 65°C olan baca gazı sıcaklığı 450 L/h'de 72°C'ye kadar çıkmıştır. CO ve  $NO_x$  emisyon miktarı da sistemdeki suyun hacimsel debisinin artışı ile artarken, CO miktarındaki artışın daha fazla olduğu Şekil 4.12.b'de görülmektedir.

### 4.3 Değişken Gaz Debisinin Radyatörler Üzerine Etkisi

Kombiye gönderilen yakıtın debisinin değiştirildiği bu bölümde, yakıt olarak kullanılan doğalgazın debisi 0,23dm<sup>3</sup>/s ile 0,28 dm<sup>3</sup>/s aralığında değiştirilmiştir. Çalışmada farklı ısıtma alanına sahip üç radyatör, iki farklı dış hava sıcaklığı için elde edilen değerler EES isimli yazılımda yapılan programda kullanılarak radyatörlerden çevreye verilen ısı, radyatörlerde oluşan entropi üretimi ve

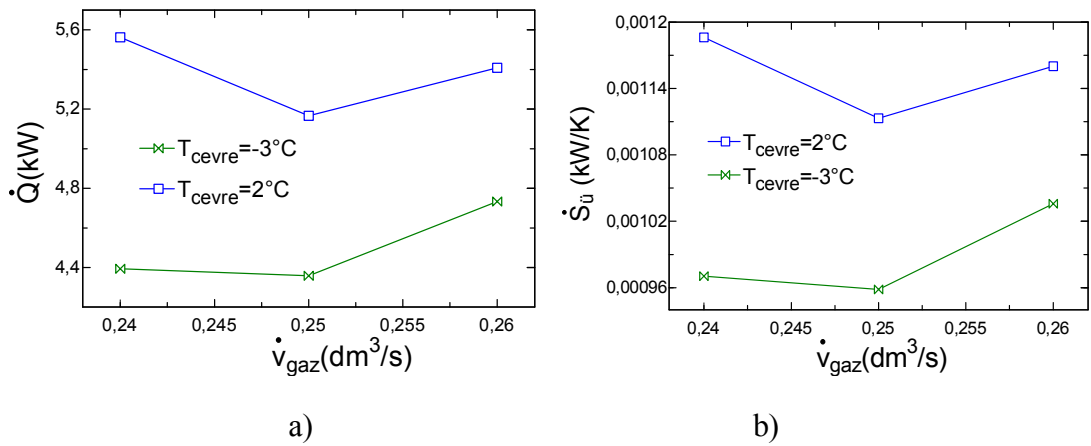
radyatörlerde oluşan tersinmezlikler hesaplanmış, sonuçlar grafik halinde sunulmuştur.

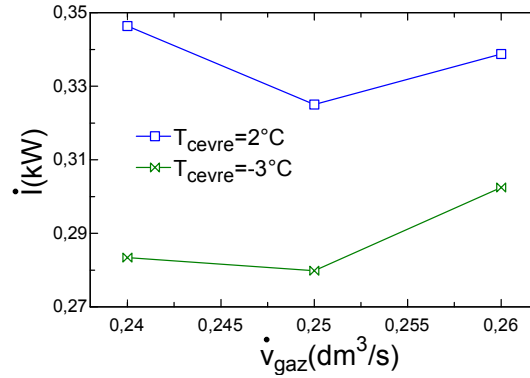
Ayrıca, farklı dış hava sıcaklıklarında tekrarlanan deneylerde, egzoz gazlarının emisyon oranları incelenmiştir. Sistemde gaz debisinin değişiminin yanma sonucu oluşan emisyon gazlarının değişimine etkisi grafikler halinde verilmiştir. Deneylerde, sistemde dolaşan suyun debisi ve iç hava sıcaklığı her radyatör için sabit tutulmaya çalışılmıştır.

#### 4.3.1 Değişken gaz debisinin 1 nolu radyatöre etkisi

50cmx60cmx10cm boyutlarındaki 1 no'lu radyatöre değişken gaz debisi şartlarında enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Kombiden çıkan su sıcaklığının 60°C'de sabit tutulup, gaz debisinin 0,24 dm<sup>3</sup>/s-0,26 dm<sup>3</sup>/s aralığında değiştirildiği çalışmada sistemdeki su debisi 450 L/h değerinde sabit tutulmaya çalışılmıştır. Deneyler hava sıcaklığının -3 °C ve 2°C olduğu zamanlarda tekrarlanarak radyatörlerden ortama verilen ısı, radyatörlerdeki entropi üretimi ve oluşan tersinmezlikler incelenmiştir.

Şekil 4.13'te sistemde değiştirilen gaz debisinin radyatörün ısıl kapasitesine, üretilen entropi ve oluşan tersinmezliklere etkisi görülmektedir. Şekil 4.13a'da görüldüğü gibi dış hava sıcaklığının 2°C olduğu zamanda radyatörden ortama verilen ısı, sistemdeki gaz debisinin 0,24 dm<sup>3</sup>/s olduğu durumda, 5,563 kW olarak elde edilmiştir.





c)

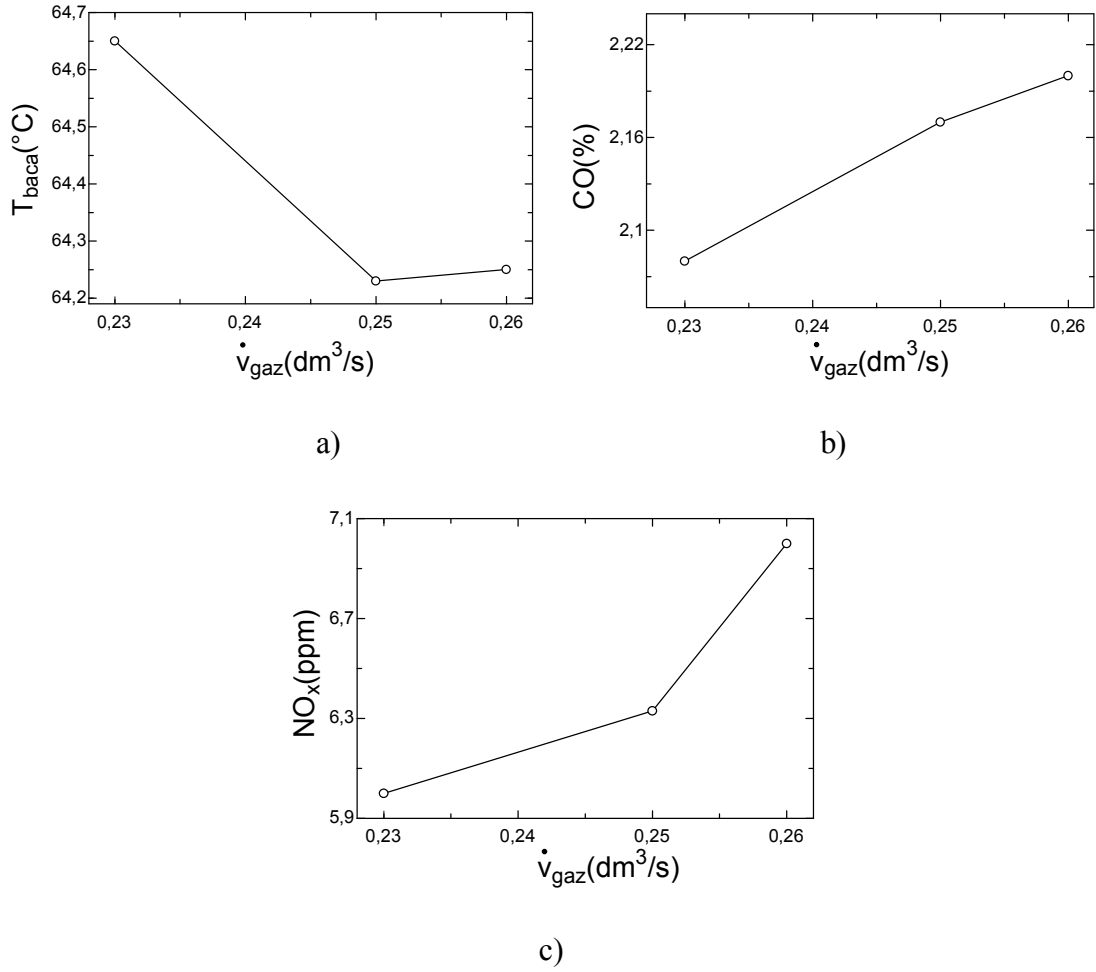
**Şekil 4.13.** Sistemde değiştirilen gaz debisinin 1 nolu radyatöre etkisi ısı transferi b) entropi üretimi c) tersinmezlik

Gaz debisi  $0,25 \text{ dm}^3/\text{s}$ 'e artırıldığında %7 azalma gösteren ısı değeri  $5,166 \text{ kW}$  olmak üzere en düşük ısı değerine ulaşmıştır. Gaz debisinin  $0,26 \text{ dm}^3/\text{s}$ 'e çıkarılması durumunda ise ortama verilen ısı %4'lük bir artış göstermiştir. Dış hava sıcaklığı  $-3^\circ\text{C}$  olduğu durumda ise gaz debisinin  $0,23 \text{ dm}^3/\text{s}$  ve  $0,25 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerlerinde ortalama  $4,3 \text{ kW}$  olan ısı değeri, gaz debisinin  $0,26 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerinde %15'lik bir artış göstermiş ve  $4,8$  değerine ulaşmıştır. Şekil 4.13b'de görüldüğü gibi ortam sıcaklığının sabit tutulduğu durumda radyatörden atılan ısının değişimine paralel olarak gaz debisinin  $0,25 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerinde en yüksek entropi üretimi görülmektedir. Radyatörde oluşan tersinmezlikler entropi üretiminin doğal bir sonucu olduğundan dolayı, tersinmezlikler  $0,25 \text{ dm}^3/\text{s}$  gaz debisine kadar azalmakta ve daha sonra artmaktadır.

Farklı hava sıcaklıklarında tekrarlanan deneylerin sisteme etkisinin de görüldüğü Şekil 4.13'de hava sıcaklığı artışının radyatörden alınan ısıya etkisinin pozitif yönde olduğu görülmektedir. Buna bağlı olarak dış hava sıcaklığı arttıkça sistemde oluşan entropi üretimi ve tersinmezlikler de düşük hava sıcaklığına göre daha fazladır.

Şekil 4.14'de sistemdeki gaz debisinin değiştirilmesiyle 1 no'lu radyatörün devrede olması durumunda  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  gibi çevreye atılan gazların emisyonları ve baca gazı sıcaklığının gaz debisine göre değişimi görülmektedir.





**Şekil 4.14.** 1 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının gaz debisine göre değişimi

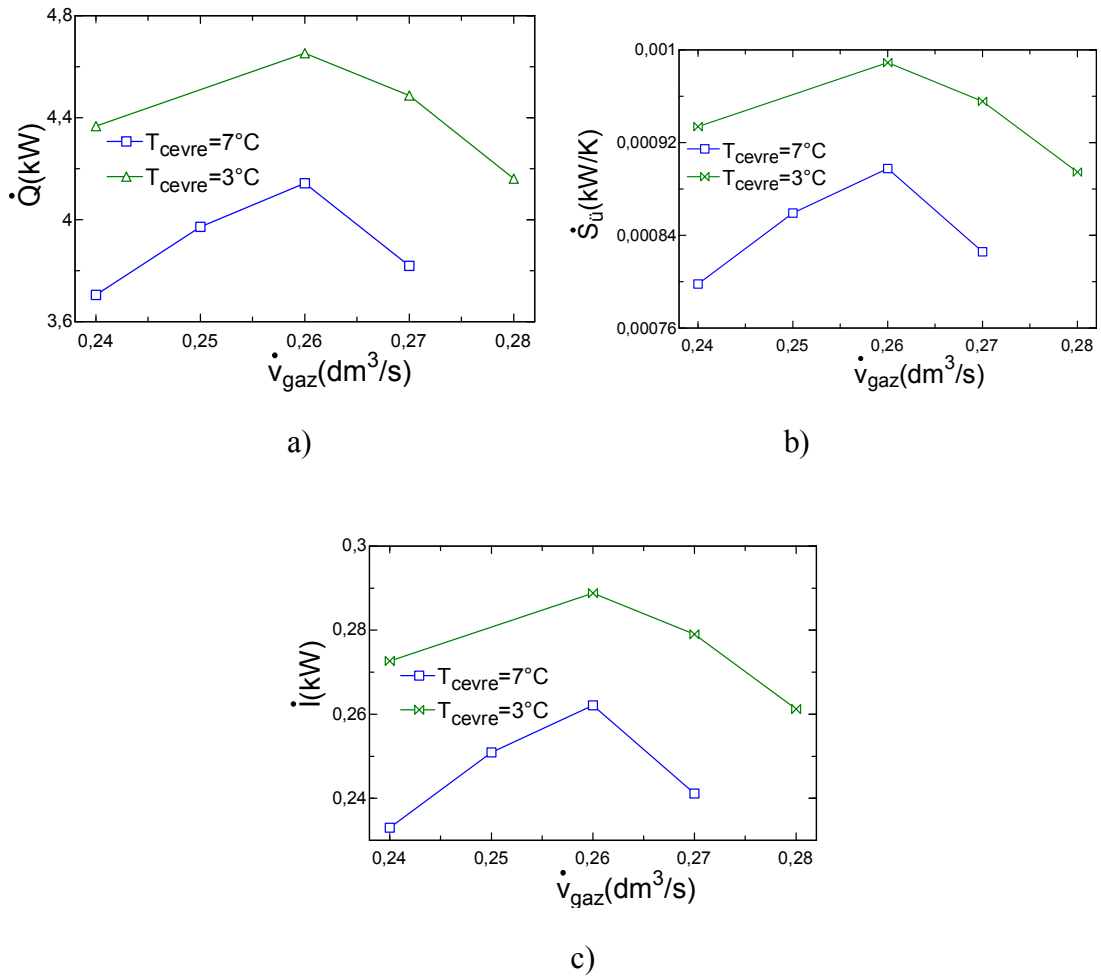
Şekil 4.14a'da gaz debisi arttıkça baca gazı sıcaklığında belirgin bir değişimin olmadığı görülmektedir. Gazlardaki CO ve NO<sub>x</sub> miktarı da sisteme gönderilen gazın hacimsel debisinin artışı ile artma göstermektedir. Yakıt debisi 0,23 dm<sup>3</sup>/s olduğu durumda toplam emisyon içerisinde %2,08'lik bir değere sahip olan CO miktarı, yakıt debisi 0,27 dm<sup>3</sup>/s değerine çıkarıldığında %2,35'lik bir orana sahip olmuştur.

#### 4.3.2 Değişken gaz debisinin 2 nolu radyatöre etkisi

100cmx60cmx10cm boyutlarındaki 2 no'lu radyatöre değişken gaz debisi şartlarında enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Kombiden çıkan su sıcaklığının 60°C'de sabit tutulup, gaz debisinin 0,24 dm<sup>3</sup>/s-0,28 dm<sup>3</sup>/s aralığında değiştirildiği çalışmada sistemdeki su debisi 500 L/h değerinde sabit tutulmaya çalışılmıştır. Deneyle hava

sıcaklığının 3 °C ve 7°C olduğu zamanlarda tekrarlanmış ve radyatörlerden ortama verilen ısı, radyatörlerdeki entropi üretimi ve oluşan tersinmezlik incelenmiştir.

Şekil 4.15'te sistemde değiştirilen gaz debisinin radyatörün ısıl kapasitesine, radyatörde üretilen entropi ve oluşan tersinmezlik değerlerine etkisi görülmektedir. Şekil 4.15.a'da radyatörden ortama verilen ısı'nın sistemdeki gaz debisinin 0,26 dm<sup>3</sup>/s değerine kadar artarken bu değerden sonra azalma eğilimine geçmiştir.

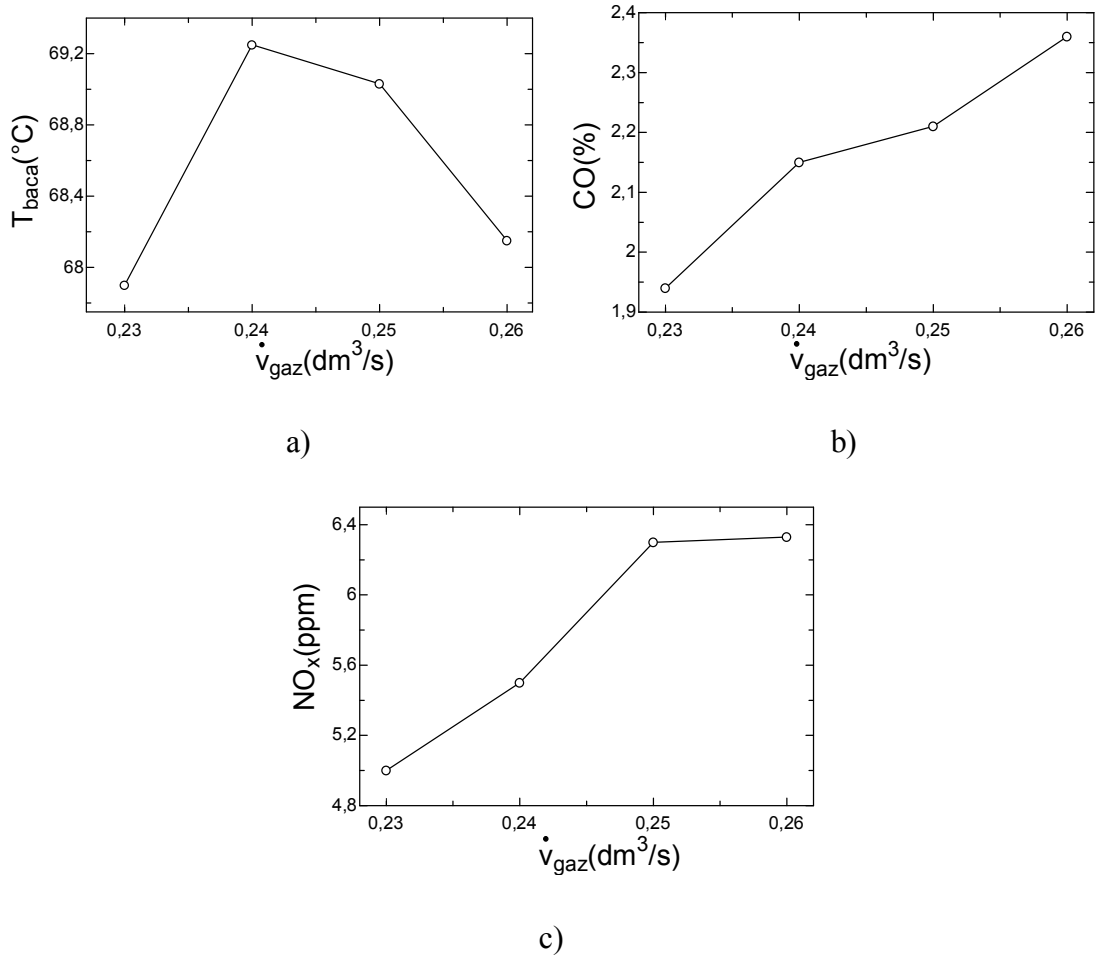


**Şekil 4.15.** Sistemde değiştirilen gaz debisinin 2 nolu radyatöre etkisi  
ısı transferi b) entropi üretimi c) tersinmezlik

Şekil 4.15.b'de görüldüğü gibi ortam sıcaklığının sabit tutulduğu durumda radyatörden ortama verilen ısı'nın 0,26 dm<sup>3</sup>/s değerine kadar artması radyatörde entropi artışına, bu değerden sonra ortama verilen ısı ile doğru orantılı olarak azalmasına neden olmuştur. Entropi değişimine paralel olarak değişim gösteren

tersinmezlik miktarı da  $0,26 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerine kadar artarken bu değerden sonra azalmıştır.

$3^\circ\text{C}$  ve  $7^\circ\text{C}$  olmak üzere iki farklı dış hava sıcaklığında tekrarlanan deneylerin sisteme etkisinin de görüldüğü Şekil 4.15’de dış hava sıcaklığı artışının radyatörden alınan ısıya etkisinin olumsuz yönde olduğu görülmektedir. Buna bağlı olarak dış hava sıcaklığı arttıkça sistemde oluşan entropi üretimi ve tersinmezlikler de düşük hava sıcaklığına göre daha az olmaktadır.



**Şekil 4.16.** 2 no’lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının gaz debisine göre değişimi

Şekil 4.16’da sistemdeki su debisinin değiştirilmesiyle 2 no’lu radyatörün devrede olması durumunda CO,  $\text{NO}_x$  gibi çevreye atılan gazların emisyonları ve baca gazı sıcaklığının gaz debisine göre değişimi görülmektedir. Şekil 4.16a’da gaz debisi  $0,24 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerine kadar artış gösteren baca gazı sıcaklığı bu değerden sonra azalmaya

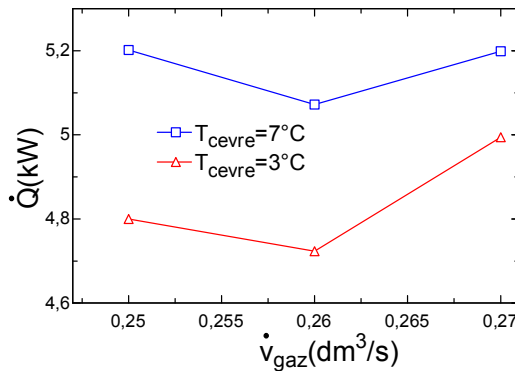
başlamıştır. Azalma değeri  $0,26 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerinden sonra daha hızlı bir eğilim göstermiştir. Egzoz gazlarındaki CO ve  $\text{NO}_x$  miktarı da sisteme gönderilen gazın hacimsel debisinin artışı ile artarken,  $\text{NO}_x$  miktarındaki artışın daha fazla olduğu Şekil 4.16.c’de görülmektedir.  $0,26 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerine kadar hızlı bir artış gösteren  $\text{NO}_x$  miktarı bu değerden sonra yaklaşık olarak sabit kalmaktadır.

### 4.3.3 Değişken gaz debisinin 3 nolu radyatöre etkisi

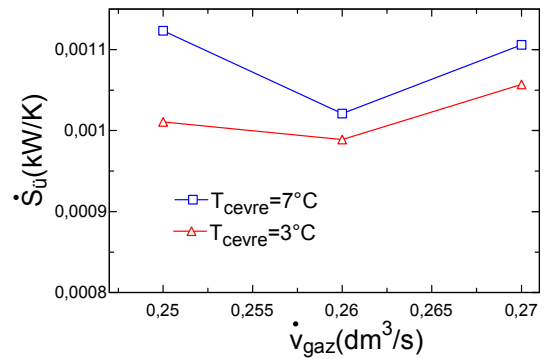
100cmx60cmx10cm boyutlarındaki 3 no’lu radyatöre değişken gaz debisi şartlarında enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır. Kombiden çıkan su sıcaklığının  $60^\circ\text{C}$ ’de sabit tutulup, gaz debisinin  $0,25 \text{ dm}^3/\text{s}$ - $0,27 \text{ dm}^3/\text{s}$  aralığında değiştirildiği çalışmada sistemdeki su debisi  $500 \text{ L/h}$  değerinde sabit tutulmaya çalışılmıştır. Deneysel hava sıcaklığının  $3^\circ\text{C}$  ve  $7^\circ\text{C}$  olduğu zamanlarda tekrarlanarak radyatörlerden ortama verilen ısı, radyatörlerdeki entropi üretimi ve oluşan tersinmezlikler incelenmiştir.

Şekil 4.17’ de sistemde değiştirilen gaz debisinin 3 nolu radyatörün enerji ve ekserji değerlerine etkisi görülmektedir. Şekil 4.17a’da radyatörden ortama verilen ısının sistemdeki gaz debisinin  $0,26 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerine kadar azalırken bu değerden sonra artışa geçtiği görülmektedir.

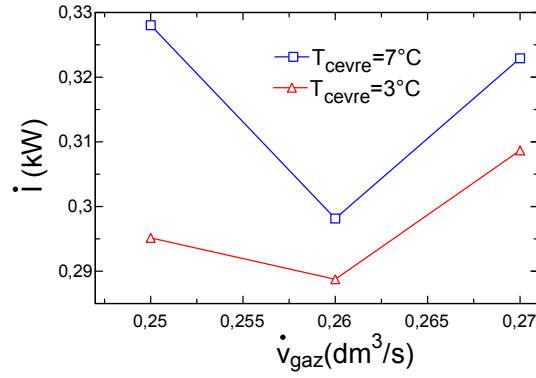
Şekil 4.17b’de görüldüğü gibi iç ortam hava sıcaklığının sabit tutulduğu durumda radyatörden atılan ısının gaz debisinin  $0,26 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerine kadar artması radyatörde entropi üretiminin azalmasına, bu değerden sonra ortama verilen ısı ile doğru orantılı olarak entropi üretiminin azalmasına neden olmuştur.



a)



b)



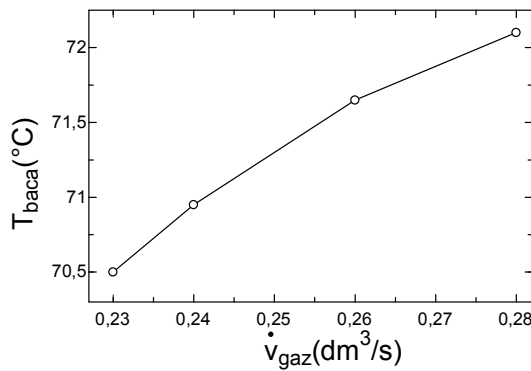
c)

**Şekil 4.17.** Sistemde değiştirilen gaz debisinin 3 nolu radyatöre etkisi ısı transferi b) entropi üretimi c)tersinmezlik

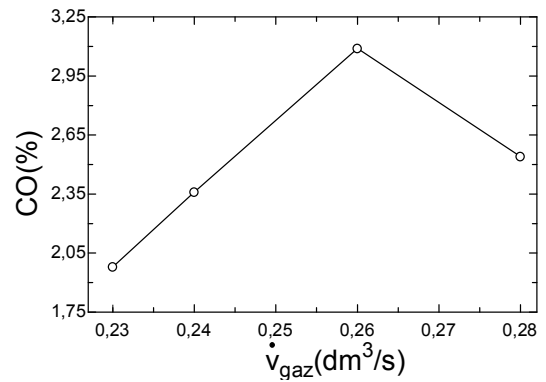
Entropi üretiminin değişimine paralel olarak değişim gösteren tersinmezlik miktarı da gaz debisinin  $0,26 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerine kadar azalırken bu değerden sonra artmıştır.

Dış hava sıcaklığının da sistem üzerindeki etkisinin görüldüğü Şekil 4.17’de hava sıcaklığı artışının radyatörden alınan ısıya etkisinin pozitif yönde olduğu görülmektedir. Buna bağlı olarak dış hava sıcaklığı arttıkça sistemde oluşan entropi üretimi ve tersinmezlikler de düşük hava sıcaklığına göre daha fazladır.

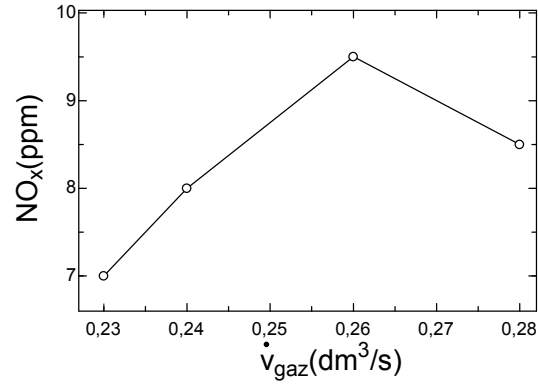
Şekil 4.18’de sistemdeki gaz debisinin değiştirilmesiyle 3 no’lu radyatörün devrede olması durumunda CO, NO<sub>x</sub> gibi çevreye atılan gazların emisyonları ve baca gazı sıcaklığının gaz debisine göre değişimi görülmektedir. Şekil 4.18.a’da görüldüğü gibi gaz debisi arttıkça baca gazı sıcaklığı da onunla orantılı olarak sürekli artma göstermiştir.



a)



b)



c)

**Şekil 4.18.** 3 no'lu radyatörün devrede olması durumunda egzoz gazlarının emisyonlarının ve baca gazı sıcaklığının gaz debisine göre değişimi

Gazlardaki  $\text{NO}_x$  miktarı da sisteme gönderilen gazın hacimsel debisinin artışı ile artarken, CO miktarı  $0,26 \text{ dm}^3/\text{s}$  değerine kadar artmıştır. Bu değerden sonra azalma eğilimine girmiştir.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu çalışmada, doğalgaz yakıtlı bireysel ısıtma sisteminin enerji, ekserji ve egzoz gaz analizi deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalar, değişken su sıcaklığı, su debisi, gaz debisi, dış hava sıcaklıkları ve radyatör alanlarında yapılmıştır. Yapılan bu deneysel çalışmada, farklı alanlara sahip üç farklı radyatörün ortama verdiği ısı miktarı, entropi üretimi ve tersinmezlik miktarlarının, su sıcaklığı ve debisi, gaz debisi, dış hava sıcaklığı gibi sistem parametrelerine göre değişimleri incelenmiştir. Ayrıca, baca gazı sıcaklığı, CO ve NO<sub>x</sub> gibi egzoz gaz emisyonlarının sistem parametrelerine göre değişimleri de deneysel olarak incelenmiştir.

Su sıcaklığına göre yapılan deney grubunda suyun radyatöre giriş sıcaklığının artması radyatörün ısı kapasitesinin artmasına dolayısıyla radyatörden dışarıya atılan ısı miktarının artmasına neden olmuştur. Radyatör ısıtma yüzey alanının iki katına çıkarılması sonucu ortama verilen ısı değeri %13'lük bir artış gösterirken, üç katına çıkarılmasıyla %15'lik bir artış söz konusu olmuştur. Radyatördeki su sıcaklığının artmasıyla artan radyatör yüzey sıcaklığı, radyatör ile çevre arasındaki sonlu sıcaklık farkının artmasına dolayısıyla entropi üretimi ve tersinmezliğin artmasına neden olmuştur. Dış hava sıcaklığının artmasıyla birlikte ortalama olarak radyatörden atılan ısı miktarı, dolayısıyla da entropi üretimi ve tersinmezlikler azalmaktadır. Aynı zamanda kombinin çalışma sıcaklığı yükseldikçe baca gazı sıcaklığı ve atık gazların içindeki CO, ve NO<sub>x</sub> gazlarının emisyonları da artmaktadır.

Su debisine göre yapılan deney grubunda sistemdeki su debisi arttıkça radyatörden ortama verilen ısının da arttığı gözlemlenmiştir. Radyatör ısıtma yüzey alanının iki katına çıkarılmasıyla ortama verilen ısıda %20'lik bir artış, üç katına çıkarılması ile ise %25'lik bir artış görülmüştür. Radyatörden daha fazla ısının dışarıya atılması ile entropi üretimi ve tersinmezlikler de artmıştır. Farklı hava sıcaklıklarında yapılan deneyler dış hava sıcaklığı arttıkça sistemdeki entropi üretimi ve tersinmezliklerin arttığını göstermektedir. Sistemdeki su debisi arttıkça yakılan yakıtın miktarın da artması sonucu baca sıcaklığı %20 değerinde bir artış göstermiştir. Yükselen baca gazı sıcaklığı ile çevreye atılan CO, ve NO<sub>x</sub> gazlarının emisyonları da artmıştır.

Gaz debisine göre yapılan deney gruplarında artırılan gaz debisinin fazla miktarda olmaması dolayısıyla ortama verilen ısıda da kayda değer bir artış görülmemektedir. Buna bağlı olarak entropi üretimi ve tersinmezlik değerleri de aynı eğilimi göstermektedir. Farklı dış hava sıcaklığında yapılan deneyler artan hava sıcaklığının radyatörden alınan ısı miktarının artması üzerinde olumlu bir etkiye sahip olduğunu gösterirken, entropi üretimi ve tersinmezlik değerlerinin de artmasına neden olmuştur. Yakıt debisinin çok az miktarda artmasının baca gazı sıcaklığı ve CO emisyonuna fazla bir etkisi olmaz iken, NO<sub>x</sub> emisyonunun artmasına neden olmuştur.



## 6. KAYNAKLAR

- Balta, M. T., Dinçer İ., Hepbaşlı A., 2010. Performance and sustainability assessment of energy options for building HVAC applications. *Energy and Buildings*, 42 (2010), 1320-1328.
- Bejan A., 1988, *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley&Sons, USA, 782 p.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996. *Thermal Design and Optimisation*, John Wiley&Sons, New York, 542 p.
- Çengel, Y.A., Boles M. A., 1996. *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, İstanbul*, 867 s.
- Dinçer, İ., Rosen, M.A., 2007. *Exergy: Energy Environment and Sustainable Development*. Elsevier, 454 p.
- Hasan, A., Kurnitski, J., Jokiranta, K., 2009. A combined low temperature water heating system consisting of radiators and floor heating. *Energy and Buildings*, 42(2009), 470-479.
- Keenan, J. H., 1932, A steam chart for second law analysis, *Mech. Eng.* 54, 195-204
- Klein S.A., *Engineering Equation Solver (EES), Commercial version V8.901-3D, F-Chart Software 2010*
- Moran M. J., Shapiro H. N., 1998. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, New York, 918 p.
- Nieuwlaar, E., Dijk, D., 1993, Exergy evaluation of space heating options. *Energy*, 18(7), 779-790
- Özgener, L., Hepbaşlı, A., 2003. HVAC sistemlerinde ekserji analizinin gerekliliği ve uygulamaları, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 8-11 Ekim, İzmir.
- Öztürk, A., Kılıç, A., 1998. *Çözümlü Problemlerle Termodinamik*. 3. Baskı, Çağlayan Kitabevi
- Rosen, M. A., Leong, W. H., Le, M. N., 2001. Modeling and analysis of building systems that integrate cogeneration and district heating and cooling. *Proceedings of eSim 2001*, June 13-14, Ottawa, Canada, 187-194.
- Sakulpipatsin, P., Itard, L.C.M., Kooi H.J. van der, Boelman, E.C., Luscuere, P.G., 2010, An exergy application for analysis of buildings and HVAC systems, *Energy and Buildings*, 42(2010), 90-99.
- Sato, N., 2004. *Chemical Energy and Exergy: An Introduction to Chemical Thermodynamics*. Elsevier Science&Technology Books. 2004, 160 p.

Sonntag, R. E., Borgnakke, C., Wylen, G. J. V., Fundamentals of Thermodynamics. 6th Ed., John Wiley & Sons, Inc., U.S.A., 2003, 794 p.

Wu X., 2004, Second law analysis of residential heating systems, Yüksek Lisans Tezi, Concordia University, Montreal, Quebec, Canada.

Yalçın H., 2005, Balıkesir il merkezinde ısıtma sektöründe kullanılan yakıtların enerji ve ekserji analizleri ve çevresel etkiler, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir, Türkiye.

Yang, L., Zmeureanu, R., Rivard H., 2008, Comparison of environmental impacts of two residential heating systems. Building and Environment, 43(6), 1072-1081.

Yıldız, A., Güngör, A., 2009, Energy and exergy analyses of space heating in buildings. Applied Energy, 86, 1939-1948.

Zhentao W., Radu Z., 2009, Exergy analysis of variable air volume systems for an office building. Energy Conversion and Management, 50, 387-392.

Zmeuranu R., Wu X., 2007, Energy and exergy performance of residential heating systems with separate mechanical ventilation. Energy, 32, 187-195

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : TETİK, Tuğba  
 Uyuşu : T.C.  
 Doğum tarihi ve yeri : 06.06.1986 - Balıkesir  
 Medeni hali : Bekar  
 Telefon : 0 (544) 646 55 85  
 e-mail : [tugbatetik@hitit.edu.tr](mailto:tugbatetik@hitit.edu.tr)

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üni. Çorum Müh. Fak./ Makina Mühendisliği Bölümü	2008
Lisans	Anadolu Üniversitesi/ İşletme	2010
Lise	Rahmi Kula Anadolu Lisesi	2004

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2009-	Hitit Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

### Yabancı Dil

İngilizce

### Yayınlar

1. Azeotropik ve Yakın Azeotropik Soğutucu Akışkan Karışımlarının Karşılaştırılması

A. KILIÇARSLAN, T. TETİK, İ.KURTBAŞ

X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Bildiriler Kitabı Cilt-II, s.1091-1099, İzmir, 13-16 Nisan 2011

2. Azeotropik ve Yakın Azeotropik Soğutucu Akışkan Karışımlarının  
Kullanıldığı Soğutma Çevriminin İkinci Kanun Analizi

A. KILIÇARSLAN, T. TETİK, İ.KURTBAŞ

Anadolu Enerji Sempozyumu, s.503-512, Elazığ, 22-24 Haziran 2011