



**SICAK SULU BİNA ISITMA SİSTEMİNİN EKSERJİ  
ANALİZİ**

**Emre KILINÇER**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SICAK SULU BİNA ISITMA SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ**

**Emre KILINÇER**

Orcid No: 0000-0002-6502-9117

Prof. Dr. Akın ETEMOĞLU

Orcid No: 0000-0001-8022-1185  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA– 2019

## TEZ ONAYI

Emre KILINÇER tarafından hazırlanan "SICAK SULU BİNA ISITMA SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEKLİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. Akın ETEMOĞLU

**Başkan** : Prof. Dr. Akın ETEMOĞLU  
Bursa Uludağ Üniversitesi,  
Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Üye** : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI  
Bursa Uludağ Üniversitesi,  
Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Üye** : Prof. Dr. Yusuf Ali KARA  
Bursa Teknik Üniversitesi,  
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN  
Enstitü Müdürü



**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**.././2019  
İmza**

**Emre Kılınçer**



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### SICAK SULU BİNA ISITMA SİSTEMİNİN EKSERJİ ANALİZİ

**Emre KILINÇER**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Akın ETEMOĞLU

Bu tezde Bursa ilinde bulunan 23675 m<sup>2</sup> net kapalı alana sahip Kamu Binası'nın sıcak sulu ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Analiz kapsamında binada bulunan mahallerin ısı kaybı hesabı yapılmış ve diğer mahallerin ekserji kayıpları ve mahallerde bulunan fancoil tersinmezlikleri hesaplanmıştır. Ayrıca binada kullanılan doğalgaz yakıtlı sıcak su kazanının enerji ve ekserji analizi yapılarak tersinmezliği 941 kW olarak hesaplanmıştır. Kazanın ekserji verimi ise % 21,15 olarak elde edilmiştir. Binanın tasarım ısıtma rejimine göre, binada bulunan bütün mahallerin ekserji kayıpları ve mahallerde bulunan fancoil tersinmezlikleri hesaplanmıştır.

Bu çalışmada fancoilin mevcut çalışma değerlerinde debi, hava hızı ve sıcaklık bileşenlerinin ölçümleri yapılarak entropi üretim sayısı ve ısı transfer etkinliği ilişkisi incelenmiştir. Elde edilen ölçüm verileri kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda entropi üretim sayısı ( $N_s$ ) = 0,01213, ısı transfer etkinliği ( $\epsilon$ ) = 0,64 olarak bulunmuştur. Bulunan değerler üç farklı sıcaklık rejimine göre (90-70°C, 80-60°C ve 70-50°C) yapılan teorik hesaplamaların sonuçlarıyla kıyaslanmıştır. Ayrıca mevcut çalışma verileriyle yapılan entropi üretim sayısı ve ısı transfer etkinliği ilişkisi incelemesine hata analizi uygulanmış, yapılan hata analiziyle entropi üretim sayısı ( $N_s$ ) ve ısı transfer etkinliği hesaplamalarındaki hata oranı bulunmuştur. Sonuçlar değerlendirildiğinde binada kullanılan sıcak sulu ısıtma sistemindeki kazan için en yüksek ikinci yasa veriminin 90-70 °C rejiminde, fancoil için ise en uygun çalışma rejiminin entropi oluşumunun en az olduğu 70-50 °C rejimi olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Enerji, Enerji Verimliliği, Ekserji  
**2019,vii+53 sayfa**

## ABSTRACT

MSc Thesis

### EXERGY ANALYSIS OF BUILDING HOT WATER HEATING SYSTEMS

**Emre KILINÇER**

Bursa Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. Akın ETEMOĞLU

In this thesis, energy and exergy analyses of a Public Building with a net covered area of 23,675 m<sup>2</sup> located in Bursa was carried out. Within the scope of the analyses, heat loss calculations, exergy losses and fancoil irreversibility of spaces in the building were calculated. In addition, the irreversibility of the natural gas fired hot water boiler used in the building was calculated as 941 kW. The exergy efficiency of the boiler was determined as % 21.15. According to heating regime design of the building, exergy losses and fancoil irreversibilities of all spaces in the building were calculated.

In the study, flow rate, air velocity and temperature components were measured and the relationship between entropy production number and heat transfer efficiency was also investigated. As a result of the calculations produced from the obtained measurement data, entropy production number ( $N_s$ ) = 0.01213 and heat transfer efficiency( $\epsilon$ ) = 0.64 were determined. The values were compared with the results of theoretical calculations according to three different temperature regimes (90-70°C, 80-60°C and 70-50°C). In addition, the analysis of the relationship between the number of entropy production and heat transfer efficiency with the current study data, error analysis was applied, the error analysis of entropy production number ( $N_s$ ) and the error rate of heat transfer efficiency calculations were determined. When the results were evaluated, it was determined that the second highest law efficiency for the boiler in the hot water heating system was in the 90-70 °C regime and the most suitable working regime for the fancoil was the 70-50 °C regime, where the generation of entropy was minimal.

**Keywords:** Energy, Energy Efficiency, Exergy,

**2019,vii+53 pages**

## TEŞEKKÜR

Tez alıŐması sűresince yardım ve desteklerini benden esirgemeyen, sabırla bana yol gűsteren DanıŐman Hocam Sayın Prof. Dr.Akın ETEMOĐLU'na en içten duygularım la teŐekkűrlerimi sunarım.

ÇalıŐmamda fikir ve űnerileriyle bana destek olan arkadaŐım ŐĐr. Gűr. Emrah Gűngűr baŐta olmak űzere tűm arkadaŐlarıma, hayatım boyunca yanımda olan beni her konuda cesaretlendirip destekleyen aileme sonsuz teŐekkűrlerimi sunarım.



## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	vii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1 Enerji Kavramı ve Analizi .....	4
2.1.1 Enerji Kavramı.....	4
2.1.2 Enerji Analizi.....	5
2.2 Literatür Çalışması.....	7
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	10
3.1 Ekserji ve Ekserji Analizi .....	10
3.1.1 Termodinamiğin ikinci kanunu.....	10
3.1.2 Ekserji kavramı ve bileşenleri .....	10
3.2 Ekserji Geçisi .....	13
3.3 Ekserji Dengesi .....	13
3.4 İkinci Yasa Verimi .....	14
3.5 Isı Değiştiricilerde Entropi ve Etkinlik İlişkisi .....	14
3.6 Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesinde Hata Analizi .....	15
4. BULGULAR .....	17
4.1 Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi.....	17
4.2 Mahal Enerji ve Ekserji Analizi.....	22
4.2.1 Mahal enerji analizi .....	22
4.2.2 Fancoil ekserji analizi .....	23
4.3 Kazan Enerji ve Ekserji Analizi.....	29
4.3.1 Kazan enerji analizi .....	29
4.3.2 Kazan ekserji analizi.....	30
4.3.3 Entropi ve etkinlik incelemesinin fancoile uygulanması.....	35
4.4 Hata Analizi .....	44
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	48
KAYNAKLAR .....	51
ÖZGEÇMİŞ .....	53



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simge	Açıklama
$\dot{Q}$	: Isı transer hızı (kW)
C	: Isı kapasite hızı
PE	: Potansiyel enerji (kJ/kg)
KE	: Kinetik enerji
$\varepsilon$	: Isı transfer etkinliği
$\dot{I}$	: Tersinmezlik (kW)
$Ex$	: Ekserji
$Ex^F$	: Fiziksel ekserji
$Ex^{KN}$	: Kinetik ekserji
$Ex^P$	: Potansiyel ekserji
$Ex^K$	: Kimyasal ekserji
h	: Entalpi $\psi$
s	: Entropi (kJ/kgK)
P	: Basınç (kPa)
$(\bar{q}_y)$	: Molar yanma enerjisi (kJ/kmol)
$S_{gen}$	: Entropi üretim (kW/K)
$(N_s)$	: Entropi üretim sayısı
$h_f^0$	: Oluşum entalpisi (kJ/kmol)
$\eta_{II}$	: İkinci yasa verimi
$C_p$	: Özgül ısı (kJ/kgK)
$\dot{m}$	: Kütleli debi (kg/sn)
W	: İş
$\psi$	: Akış ekserjisi $\psi$
V	: Hız (m/s)
$\rho_{hava}$	: Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
$\Delta T$	: Yapı bileşenlerinin iki tarafındaki sıcaklık farkı (°C)
A	: Yüzey alanı (m <sup>2</sup> )
K	: Toplam ısı geçiş katsayısı (kcal /m <sup>2</sup> h°C)
Q	: Isı kaybı miktarı (kcal/h)
$T_0$	: Dış ortam sıcaklığı (°C)

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.1. Vaziyet planı. ....	18
Şekil 4.2. Sistemin şematik gösterimi. ....	19
Şekil 4.3. Teknik hacimde bulunan kazanlar. ....	20
Şekil 4.4. Isıtma kollektörü ve pompalar. ....	21
Şekil 4.5. Ortak gidiş kollektörü. ....	21
Şekil 4.6. Farklı sıcaklık rejimlerinde kazanın II. yasa verimi ve tersinmezlik ilişkisi ..	35
Şekil 4.7. Çapraz akışlı ısı değıştiricisi .....	36
Şekil 4.8. Fancoil su sıcaklığı ölçümü (a),Havanın hız ve sıcaklık ölçümü(b).....	37
Şekil 4.9. $T_1 - T_2 = 20^{\circ}\text{C}$ için Entropi Üretim Sayısı ve Etkinlik İlişkisi.....	43



## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 1.1. Dünyada birincil enerji tüketimi (Milyon TEP). ....	1
Çizelge 1.2. Türkiye'de birincil enerji kaynakları durumu. ....	2
Çizelge 1.3. Ülkemizdeki yıllara göre doğalgaz verileri (Milyon m <sup>3</sup> ). ....	2
Çizelge 4.1. Isı kaybı hesabında kullanılan veriler. ....	20
Çizelge 4.2. Mahal ısı kayıpları ....	22
Çizelge 4.3. Suyun termofiziksel özellikleri ....	24
Çizelge 4.4. Fancoil ekserji yıkımı ve toplam tersinmezlik tablosu. ....	26
Çizelge 4.5. Bileşiklerin entalpi değerleri ....	29
Çizelge 4.6. Doğalgazın fiziksel ve kimyasal özellikleri. ....	31
Çizelge 4.7. Suyun termofiziksel özellikleri ....	32
Çizelge 4.8. Suyun 80-60°C sıcaklık rejimindeki termofiziksel özellikleri ....	33
Çizelge 4.9. Suyun 70-50°C sıcaklık rejimindeki termofiziksel özellikleri ....	34
Çizelge 4.10. Su için ölçüm verileri ....	36
Çizelge 4.11. Hava için ölçüm verileri ....	36
Çizelge 4.12. Suyun 80-60°C rejimindeki özellikleri ....	39
Çizelge 4.13. Fancoil giriş havasının özellikleri ....	39
Çizelge 4.14. Suyun 90-70°C rejimindeki özellikleri ....	40
Çizelge 4.15. Fancoil giriş havasının özellikleri ....	40
Çizelge 4.16. Suyun 70-50°C rejimindeki özellikleri ....	42
Çizelge 4.17. Fancoil giriş havasının özellikleri ....	42
Çizelge 4.18. Hata oluşturan değişkenler ve değerleri ....	44

## 1. GİRİŞ

Tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de enerji ihtiyacı nüfus artışı, sanayileşme ve teknolojik gelişmeler neticesinde sürekli artmaktadır. Oluşan bu enerji ihtiyacı birincil enerji kaynaklarından karşılanmaktadır. Dünyada birincil enerji tüketiminin 2016-2018 yılları arasındaki ülkelere göre dağılımını gösteren Çizelge 1.1'de nüfusun veya sanayinin gelişmiş olduğu ülkeler enerji tüketiminde üst sıralarda yer almaktadır. Türkiye'de ise enerjiye olan talebin her geçen gün artması sonucu yıllık enerji tüketimimiz 2018 yılı sonunda 147,67 Milyon TEP değerine ulaşmıştır. Türkiye birincil enerji tüketiminde dünyada 17. sırada bulunmakta olup, toplam enerji tüketimindeki payı % 1,30 dur (ENERDATA,2019).

**Çizelge 1.1.** Dünyada birincil enerji tüketimi (Milyon TEP).

Sıra	ÜLKE	2016	2017	2018	Dünya Toplamındaki Payı (%)
1	<i>Çin</i>	2.964,92	3.050,59	3.164,08	27,87
2	<i>ABD</i>	2.172,33	2.180,41	2.257,65	19,88
3	<i>Hindistan</i>	862,37	896,64	929,44	8,19
4	<i>Rusya</i>	731,73	773,12	800,05	7,05
5	<i>Japonya</i>	427,52	429,50	424,44	3,74
6	<i>Kanada</i>	281,46	290,74	300,67	2,65
7	<i>Almanya</i>	309,67	312,17	301,09	2,65
8	<i>Brezilya</i>	285,33	289,07	290,5	2,56
9	<i>Güney Kore</i>	293,35	301,56	306,77	2,70
10	<i>İran</i>	247,6	254,55	265,32	2,34
11	<i>S.Arabistan</i>	210,4	212,44	209,59	1,85
12	<i>Fransa</i>	244,02	243,85	242,65	2,14
13	<i>Endonezya</i>	230,5	242,25	251,20	2,21
14	<i>Birleşik Krallık</i>	178,7	177,24	175,67	1,55
15	<i>Meksika</i>	185,13	186,93	181,38	1,60
16	<i>İtalya</i>	151,1	153,55	154,7	1,36
17	<i>Türkiye</i>	136,76	146,73	147,67	1,30
18	<i>İspanya</i>	120,07	123,66	123,34	1,09
19	<i>Avustralya</i>	129,88	130,31	132,3	1,17
20	<i>Tayland</i>	138,53	140,54	142,06	0,9
21	<i>Güney Afrika</i>	140,36	137,47	139,34	0,9
22	<i>Tayvan</i>	109,67	110	111,66	0,8
23	<i>BAE</i>	97,2	99	103,9	0,8
24	<i>Polonya</i>	99,67	105,26	110,57	0,7
25	<i>Ukrayna</i>	94,32	89,40	88,179	0,6
	<b>TOPLAM</b>	<b>10.842,59</b>	<b>11.076,98</b>	<b>11.354,22</b>	<b>100</b>

Türkiye, OECD ülkeleri içinde enerji talep artışının en hızlı gelişim gösterdiği ülkedir. Ayrıca 2010-2018 yılları arasında birincil enerji kaynaklarına olan talebin dünya ortalamasının üç katı olduğu ülkemizde enerji ihtiyacının ekonomik gelişime bağlı olarak artacağı beklenmektedir. Ancak sahip olduğumuz enerji kaynaklarının sınırlı oluşu ihtiyaç duyulan enerji talebini karşılamaya yetmeyeceğinden dolayı enerji ithalatı artacaktır.

**Çizelge 1.2.** Türkiye'de birincil enerji kaynakları durumu.

Kaynak türü	Birincil enerji kaynakları üretimi		Birincil enerji kaynakları tüketimi	
	Enerji üretimi (bin tep)	Oranı (%)	Enerji tüketimi (bin tep)	Oranı (%)
Kömür	17.870	55.5	35.841	31.3
Doğal gaz	652	2	36.909	32.2
Petrol	2.555	7.9	30.499	26.6
Hidrolik	4.501	14	4.501	3.9
Biyokütle	3.555	11	3.573	3.1
Jeotermal ısı	1.463	4.5	1.463	1.3
Yenilenebilir kaynaklar	1.633	5.1	1.712	1.5
Toplam	32.229	100	114.480	100

Çizelge 1.2'de ifade edildiği gibi birincil enerji kaynaklarının tüketimi incelendiğinde doğalgazın %32,2 ile en fazla paya sahip olduğu görülmektedir. Kaynaklarımızdan tüketilen miktarın karşılanma oranı ise yalnızca %2'dir.Çizelge 1.3'de ise doğalgazın 2011-2015 yılları arasındaki verileri belirtilmiştir. Bu veriler ışığında ısıtma sektöründe yaygın olarak kullanılan doğalgaz ihtiyacının ithal edilerek karşılandığı, doğalgaz ihtiyacımızın gün geçtikçe artarken kısıtlı üretim miktarı değerinin sürekli olarak azaldığı görülmektedir(Yılmaz 2012).

**Çizelge 1.3.** Ülkemizdeki yıllara göre doğalgaz verileri (Milyon m<sup>3</sup>).

YILLAR	ÜRETİM	İTHALAT	TOPLAM	TÜKETİM
2011	793	43.878	44.671	44.146
2012	664	45.922	46.586	45.242
2013	562	45.270	45.832	45.640
2014	502	48.892	49.494	47.800
2015	399	48.400	48.799	47.549

Enerji tüketimi konut sektörü açısından incelendiğinde ise binalarda kullanılan enerjinin %82'si ısınma ihtiyacı için kullanılırken, bu oranın ülke genelinde harcanan toplam enerji miktarının %26'sına tekabül ettiği görülmektedir(YEGM 2019).

Avrupa'da konutlardaki ortalama enerji tüketimi 100 kWh/m<sup>2</sup>'dir. Türkiye'de ise konutlarda ortalama enerji tüketimi 200 kWh/m<sup>2</sup> düzeyindedir. Değerler incelendiği zaman ülkemizdeki konutlarda enerji tüketimi, Avrupa'daki konutların tükettiği enerji miktarının iki katına ulaştığı görülmektedir. Bu kısa ve çarpıcı bilgi bile konutlardaki enerji tüketim durumumuzu ve bu konularda yapılacak çalışmalarda büyük bir enerji tasarruf potansiyeline sahip olduğumuzu göstermektedir(Utlu ve Tekin 2015).Bu veriler enerji ihtiyacının yaklaşık %70'ini ithal ederek karşılayan ülkemizde binalardaki ısıtma sistemlerinin optimizasyonunun önemini ortaya koymaktadır(YEGM 2019).

Ülkemizde 5 Aralık 2008 tarihinde yayımlanan Bina Enerji Performansı Yönetmeliğiyle her binanın enerji kimlik belgesine sahip olması, yapılacak yeni binalarda yönetmelik çerçevesinde belirlenen tasarım ilkelerine uyulması zorunluluğu getirilmiştir. Tesisat sistemlerinin enerji ve ekserji analizlerinin dikkate alınarak tasarlanması, bu hususların standartlarda ve yönetmeliklerde yer edinmesi, denetim mekanizmalarının oluşturulması binalarda enerji verimliliğini arttıracaktır.

## 2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

### 2.1 Enerji Kavramı ve Analizi

#### 2.1.1 Enerji Kavramı

Enerji bir maddenin veya sistemin iş yapabilme yeteneğidir. Enerji ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, kimyasal, nükleer gibi farklı biçimler alabilir. Bir sisteme ait toplam enerji sahip olduğu tüm farklı enerji türlerinin toplamıdır. Sistemin sahip olduğu toplam enerji aşağıdaki formülle ifade edilir(Çengel ve Boles 2008).

$$E = U + KE + PE = U + m \frac{V^2}{2} + mgz \text{ (kJ/kg)} \quad (2.1)$$

Kinetik enerji:

Bir sistemin belirli bir referans konumuna göre hareketinden dolayı sahip olduğu enerji türüne kinetik enerji denir. Kinetik enerji aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir(Çengel ve Boles 2008).

$$ke = \frac{V^2}{2} \text{ (kJ/kg)} \quad (2.2)$$

Potansiyel enerji:

Potansiyel enerji, bir cismin veya sistemin yerçekimi alanındaki yüksekliğiyle orantılı olarak sahip olduğu enerji formuna denir(Çengel ve Boles 2008).

$$PE = mgz \text{ (kJ/kg)} \quad (2.3)$$

Mekanik enerji:

Enerjinin ideal bir mekanik cihaz aracılığıyla doğrudan ve tamamen işe dönüşebilen formuna mekanik enerji denir. Kinetik ve potansiyel enerji de tamamen işe dönüştürülebildiğinden mekanik enerjinin benzer biçimleridir. Mekanik enerji aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilir(Çengel ve Boles 2008).

$$e_{mek} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.4)$$

### 2.1.2 Enerji Analizi

Günümüzde binaların ısıtma sistemlerinin tasarımı ısı kaybı hesaplarına dayanılarak oluşturulmaktadır. Bu yöntemle göre binanın duvarları, zemini, tavanı, kapı ve pencere yüzeylerinde oluşan iletim ısı kaybı bulunur, ardından kapı ve pencere aralıklarından binaya sızan soğuk havadan dolayı oluşan sızıntısal ısı kayıpları bulunarak binanın toplam ısı kaybı değerine ulaşılır.

$$Q_{mahal} = Q_i + Q_s \quad (2.5)$$

Dış ortam sıcaklığı ve rüzgar binalarda ısı kaybını etkileyen en önemli çevresel etkenlerdir. Konumu nedeniyle şiddetli rüzgara maruz kalan binalarda sızıntısal ısı kayıpları artmakta, özellikle kış aylarında bina içi sıcaklık ile dış hava sıcaklığı arasındaki farkın yüksek olması ısı kaybını arttırmaktadır (Köktürk 1999).

İletimsel ısı kaybı:

Yapı içinde bulunan bir mahal duvarlar, kapılar, pencereler, tavan ve döşeme gibi alanlarla kuşatılmış kapalı bir hacim niteliğine sahiptir. Yapı bileşenleri olarak ifade edilen bu yüzeyler yapının iç hacimleri ile dış ortam arasında ayırma cidarı işlevi görmektedir. Yapı bileşenlerinin iletimsel ısı kayıpları aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$Q = AU\Delta T \quad (2.6)$$

Bu formülde belirtilen toplam ısı transfer katsayısı eşitlik 2.7'de belirtilen bağıntı yardımıyla bulunur.

$$U = \frac{1}{RA} \quad (2.7)$$

Isıl direnç katsayısı ise aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$R = \frac{1}{h_i A} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \dots + \frac{1}{h_d A} \quad (2.8)$$

Burada  $h_i$  sembolü iç yüzeyin yüzeysel ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2K$ ),  $A$  sembolü toplam ısı iletkenlik katsayısı ( $W/m^2K$ ),  $h_d$  sembolü ise dış yüzeyin yüzeysel ısı taşınım katsayısıdır.



Eşitlik 2.6 yardımıyla hesaplanan her bir yapı bileşenin ısı kaybı toplanarak aşağıda belirtildiği üzere toplam ısı kaybı elde edilir.

$$Q_t = \sum Q_d + \sum Q_p + \sum Q_{ta} + \sum Q_{dö} + \sum Q_k \quad (2.9)$$

Duvar, pencere, tavan, döşeme ve kapı gibi yapı bileşenlerinin tamamının oluşturduğu toplam ısı kaybı, işletme durumu, yükseklik ve yön artırım katsayıları eklenerek iletimsel ısı kaybı elde edilir(Köktürk 1999).

$$Q_i = Q_t \left( 1 + \frac{Z_d + Z_h + Z_w}{100} \right) \quad (2.10)$$

Sızıntısal ısı kaybı:

Yapı içi iç hacimlerinde hava geçişini yaratan en önemli etken rüzgar tesiridir. İç hacimlerin rüzgar etkisine maruz kalan dış yüzeyler arasında basma basıncı veya artı basınç etkisi oluşurken, rüzgara maruz kalmayan yüzeyler üzerinde ise emme basıncı veya eksi basınç etkisi oluşmaktadır. Bu basınç farkından dolayı yapı iç hacimlerinin kapıları ve pencereleri kapalı konumda olduğunda dahi bileşenlerin açılabilen kanatlarının fuga uzunluklarından rüzgar yönünde hava geçişi olur. Dış ortamdan geldiği için iç ortama kıyasla daha düşük sıcaklıkta olan bu hava debisi iç hacmin ısı kaybına neden olur. Bu ısı kaybı sızıntısal ısı kaybı olarak adlandırılır. Sızıntısal ısı kaybı aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir(Köktürk 1999).

$$Q_s = (aL)H(t_i - t_d)RZ_e \quad (2.11)$$

Burada;

a : Hava sızdırma katsayısı (m<sup>3</sup>/mh)

L : Pencere veya kapının açılan kısımlarının metre olarak çevre uzunluğu.(m)

H : Bina durum katsayısı

R : Oda durum katsayısı

$\Delta T$  : İç ve dış sıcaklıklar arasındaki fark (°C)

Ze : Köşe açıklıkları etki katsayısı ifade etmektedir.

## 2.2 Literatür Çalışması

İklimlendirme sistemlerinin performansının değerlendirilmesinde enerji ve ekserji analizleri konusunda yapılan birçok çalışma bulunmaktadır. Aşağıda bu çalışmalardan bazıları derlenmiştir.

Rant Z. (1956) Ekserji tanımını ilk kez kullanmıştır.

Bodvarsson ve Eggers (1972) jeotermal güç santralinde ekserji analizi uygulamışlar ve sistemin ekserji verimini hesaplamışlardır.

Tsatsaronis (1993), enerji sistemlerinin tasarım ve performansını değerlendirmek ve optimize etmek için ekserji ile mühendislik ekonomisinden geleneksel kavramları birleştiren yöntemiyle bir enerji santralinin termoekonomik analizini gerçekleştirmiştir.

Balta ve ark.(2008),105 m<sup>3</sup> hacime ve 35 m<sup>2</sup> alana sahip olan odanın ekserji analizini yapmışlardır. Isıtma sistemi olarak toprak kaynaklı ısı pompasının kullanıldığı çalışmada en fazla ekserji kaybının 5,31 kW olarak birincil enerji dönüşümü sırasında olduğu saptanmıştır.

Shukuya (2009), binalarda ekserji yaklaşımını ele almış, gelecekte bina iklimlendirme sistemlerinde düşük ekserjili sistemlerin ön plana çıkacağını belirtmiştir.

Yildiz ve Güngör (2009), 720 m<sup>3</sup> hacime ve 24 m<sup>2</sup> alana sahip bir ofisi Lng yakıtlı kazan, Lng yakıtlı yoğuşmalı kazan ve hava kaynaklı ısı pompası yardımıyla ısıtılması durumlarına göre enerji ve ekserji analizi uygulayarak incelemiştir. Sistemlerin ekserji verimleri sırasıyla %8,69 ,%8,68 ve %6,66 olarak hesaplanmıştır. Çalışmada yanma süreci olmaması ve düşük enerji girişi sebebiyle çevresel açıdan en iyi sistemin ısı pompası olduğuna değinilmiştir.

Yucer ve Hepbasli (2011), İzmir'de bulunan bir eğitim binasının ısıtma sistemine ve sistemin temel bileşenlerine enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Sistemde binanın kazan dairesinde motorin yakıtlı kazan, odalarda fancoil bulunmaktadır. Çalışmada binanın ısı kaybı hesapları enerji ve ekserji analizi yöntemiyle yapılmış, sistemin performansı enerji ve ekserji yıkımları bulunarak değerlendirilmiştir. Sistemde en fazla ekserji kayıp oranı 333 kW olarak hesaplandığında, sisteme toplam ekserji girişi 694,5

kW değerinde bulunmuştur. Kazan ve fancoil bileşenlerine ekserji analizi uygulanmış ve bileşenlerin ekserji verimi %13,4 ve %37,6 olarak tespit edilmiştir.

Yucer ve Hepbasli (2012), merkezi ısıtma sistemine sahip bir yurt binasının eksergoekonomik analizini yapmışlardır. Çalışma kapsamında binada bulunan 302 kW ısıtma kapasitesine sahip kazan ve 2500 Litre kapasiteli sıcak su üreticisi incelenmiştir. Bileşenlerin ekserji verimleri kazan için %15,6, sıcak su üreticisi için %20,4 olarak hesaplanmıştır. Sistemin toplam ekserji verimi ise %2,6 olarak tespit edilmiştir.

Wei ve Zmeureanu (2009), Montreal' de bulunan beş katlı bir ofis binasına ait değişken hava debili iklimlendirme sistemine iki farklı çalışma modeli için ekserji analizi uygulamıştır. Birinci çalışma modelinde sistem sabit çıkış sıcaklığı ile çalışırken, ikinci türde en fazla soğutma ihtiyacı bulunan mahale göre belirlenen sıcaklık ile çalışmaktadır. Çalışma sonucunda ikinci çalışma modelinde ekserji verimliliğinin ilkinde kıyasla %26 oranında daha verimli olduğu belirtilmiştir. Ayrıca sistemin ekserji verimliliğinin elektrik yerine güneş ve jeotermal enerji gibi yenilebilir enerji kaynaklarından faydalanılması durumunda artacağına değinilmiştir.

Bilgili ve ark.(2016), 9000 btu/h kapasiteli bir klima cihazı ve çeşitli ölçüm cihazlarından oluşturdukları deney düzeneği ile farklı dış ortam çalışma sıcaklıklarının klima cihazının performansı üzerindeki etkilerini enerji ve ekserji analizi metoduyla incelemişlerdir. Çalışmada sistemin tüm bileşenleri için ekserji yıkımı, ekserji verimi ve entropi oluşumu hesaplanmıştır.

Tetik (2011), doğalgaz yakıtlı bireysel ısıtma sistemini birbirinden farklı çalışma koşullarında deneysel olarak incelemiştir. Sıcaklık, su ve gaz debisi gibi değişkenler ile yapılan deneylerde elde edilen sonuçlara enerji ve ekserji analizi uygulanmıştır.

Tekin (1997), yaptığı çalışmada Erzurum Şeker Fabrikası tesislerini beş ana ve iki yardımcı ünite şeklinde inceleyerek ekserji analizi uygulamıştır. Çalışmada öncelikle fabrikanın matematiksel modellenmesi belirlenmiştir. Ardından enerji ve ekserji kayıplarının niceliğini ve oluştuğu bölgeleri gösteren diyagramlar çizilmiştir. Bilgisayar ortamında yapılan simülasyon çalışmaları aracılığıyla önemli proses parametrelerinin tesisin ekserji yıkımı ve bileşen verimleri üzerindeki tesiri incelenmiştir.

Çomaklı (2003), yaptığı çalışmada Atatürk Üniversitesi ısıtma merkezinin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Çalışmada kazan ve ısıtma sisteminde meydana gelen enerji kayıpları hesaplanmıştır. Yapılan analizler neticesinde ısıtma sisteminin enerji verimi %83, ekserji verimi ise %10,8 olarak tespit edilmiştir. Ayrıca binada mevcut bulunan yalıtım yerine hesaplanan optimum değerdeki 10 cm yalıtımın kullanılması, radyatör arkası yalıtım, perde uygulaması revizeleri, tek cam yerine çift cam kullanılması gibi iyileştirmeler ile %30 oranında yakıt tasarrufu sağlanabileceğine değinilmiştir.

Erduranlı (1997), çalışmasında bir enerji santralinin işletme verilerini kullanarak enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Santralde bulunan tüm bileşenlerin giriş ve çıkış noktalarındaki toplam ekserjiyi ve ekserji kayıplarını hesaplamıştır. Yapılan analizler sonucunda en fazla enerji kaybının kondenserde, en fazla ekserji kaybının ise kazanda oluştuğunu tespit etmiştir.

Ergün (2010), 80.000 m<sup>2</sup> bir alışveriş merkezinin ısıtma sistemine enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Yapılan enerji analizi sonucunda en yüksek verim kazanda, en düşük verimin eşanjörde olduğu tespit edilirken, ekserji analizinde en düşük verim kazanda en yüksek verim eşanjörde oluşmuştur. Çalışma sonucunda yapılarda enerji verimliliğinin değerlendirilmesinde ekserji analizinin enerji analizine göre daha gerçekçi sonuçlar elde edilmesini sağladığı ve kazan bileşeninde iyileştirme yapılması halinde sistemin performansının artacağına değinilmiştir.

Sakulpipatsin ve ark.(2010), çalışmalarında hafta içi saat 08.00-18.00 saatleri arasında kullanılan 30 kişilik kübik kutu formundaki bir ofisin ısı kaybı ve kazançlarını hesaplamışlardır. Hesaplamalar sonucunda ekserji bilançosu oluşturularak, binanın ısıtma ve soğutma ekserji verimleri hesaplanmıştır.

### **3. MATERYAL VE YÖNTEM**

#### **3.1 Ekserji ve Ekserji Analizi**

##### **3.1.1 Termodinamiğin ikinci kanunu**

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin biçimsel olarak dönüşüm gerçekleştirebileceğini ancak enerji varlığının veya yok oluşunun kontrol edilemeyeceğini belirtir. Enerjinin korunum ilkesi olarak da bilinen bu kanuna göre kapalı sistemlerde gerçekleşen iki hal arasındaki bütün adyabatik hal değişimleri için net iş aynıdır. Fakat birinci kanun bir hal değişiminin gerçekleşme durumunu ve enerjinin niteliğini belirlemede yetersiz kalmaktadır. Termodinamiğin ikinci kanunu bir hal değişiminin belirli bir yönde gerçekleşebileceğini, enerjinin niteliğini, hal değişimleri esnasında enerji niteliğindeki değişimi açıklar. Termodinamiğin ikinci kanununu açıklamak için kullanılan Kelvin Planck ve Clausius olmak üzere temel iki ifade bulunmaktadır. Hiçbir ısı makinesinin veriminin yüzde yüz olamayacağını belirten Kelvin Planck ifadesine göre termodinamik bir çevrim gerçekleştirilerek çalışan makinenin sadece bir kaynaktan ısı alarak net iş üretmesi imkansızdır. Çünkü ısı makinesinin sahip olduğu çevirimi tamamlayabilmesi için kendisinden düşük sıcaklığa sahip bir ısı deposuna atık enerjisini aktarması gerekmektedir. Clausius ifadesine göre ise termodinamik bir çevrimle çalışan ve düşük sıcaklığa sahip bir cisimden aldığı ısıyı yüksek sıcaklıkta bulunan bir cisme aktarmak harici enerji etkileşiminde bulunmayan bir makinenin tasarımı olanaksızdır.

Termodinamiğin ikinci kanununun açıklanmasında kullanılan her iki ifade de sonuç açısından eş anlamlıdır. Söz konusu ifadelerden birine aykırı olan bir çevrim veya makine, diğer ifadeye göre de aykırıdır(Çengel ve Boles 2008).

##### **3.1.2 Ekserji kavramı ve bileşenleri**

İlk kez 1956 yılında Rant tarafından kullanılan ekserji kavramı köken olarak Yunanca ex(dış) ve ergos (iş) kelimelerine dayanmaktadır. Kullanılabilirlik veya kullanılabilir enerji olarak tanımlanabilen ekserji; enerjinin iş potansiyelini belirler(Gundersen 2009).Bir başka ifade ile ekserji; belirli bir haldeki sistemin termodinamik kanunlarına

uyumlu olarak sahip olabileceği işin en üst miktarıdır. Ekserji kavramının önemli özellikleri;

- Ölü hal durumunda sifira eşittir.
- İş üretme potansiyelini belirler.
- Madde , enerji akışı ve çevre değişkenlerine bağlıdır.
- Termodinamiğin 2.yasasına dayanmaktadır.
- Nicelik ve nitelik kriteridir.
- Tersinir süreçlerde korunur, tersinmez süreçlerde ise tüketilir.

Bir sistemin toplam ekserjisi fiziksel, potansiyel, kinetik, kimyasal olmak üzere dört farklı ekserji bileşenin toplamından oluşur.

$$Ex = Ex^F + Ex^{KN} + Ex^P + Ex^K \quad (3.1)$$

Termodinamik bir doğa bilimi olduğundan teknik konularda çalışmayan insanlar bile birinci kanun ve enerji kavramları hakkında genel kanaate sahiptirler. Örneğin fazla kilolu olduğu için diyet yapan biri beslenme alışkanlıklarını enerjinin korunumu ilkesini referans alarak düzenlemektedir. Birinci yasa hayatın içerisinde büyük halk kitleleri arasında bilinmekte ve kabul görmekteyken ikinci yasa ve ekserji terimleri yeteri kadar anlaşılmamaktadır.

Günlük yaşamda insanın sahip olduğu ekserji, optimum şartlarda üretebileceği azami iş olarak nitelendirilebilir. İş makinelerinden farklı olarak insanın ekserjisi zamana bağlı bir fonksiyondur. Bir fosil kaynak bekletildiği depoda yıllar geçse de ekserjisi sabit kalırken, insan yaşlanmayla birlikte sahip olduğu fiziksel ve zihinsel ekserjisinin önemli bir bölümünü kaybeder. İnsanın sahip olduğu ekserjide zaman kavramının önemini şu şekilde de açıklayabiliriz; örneğin bir fabrikanın montaj hattında çalışan birey fiziksel ekserjisini kullanır. Eğer montaj işini yapmanın yanısıra bir yabancı dil eğitimini veya mesleğine dair bir konuyu eş zamanlı olarak dinlerse zihinsel ekserjisini de kullanmış olur. Böylelikle çalışma hayatındaki ekserji verimini arttırmış olur.

İfade edilen örneklerden anlaşılacağı üzere günlük yaşamımızda termodinamiğin ikinci yasası ve ekserji kavramı insan hayatının kalitesi ve verimi açısından önemli bir bileşendir. Termodinamiğin ikinci yasası ve ekserji kavramları günümüzde mühendislik

sistemlerinin geliştirilmesinde ve verimliliğinde daha fazla kullanılsa da ilerleyen zamanda insan yaşamının niteliği ve verimliliğinin artırılmasında önemli bir kriter olacaktır(Çengel ve Boles 2008).

Fiziksel ekserji:

Fiziksel ekserji, çevre ile yalnızca ısı bağlantısı bulunan akış halindeki bir maddenin sistemin başlangıç halinden tersinir fiziksel süreç ile çevre şartlarına geçerken üretebileceği azami iş miktarıdır(Kotas 1985).

$$Ex^F = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.2)$$

Kinetik ekserji:

Kinetik ekserji tamamen işe dönüştürülebildiğinden çevresel sıcaklık ve basınç değişkenlerinden bağımsız olarak kinetik enerjiye eşittir(Çengel ve Boles 2008).

$$Ex^{KN} = ke = \frac{V^2}{2} \quad (kJ/kg) \quad (3.3)$$

Potansiyel ekserji:

Potansiyel ekserji tıpkı kinetik ekserji tamamen işe dönüştürülebildiğinden çevresel sıcaklık ve basınç değişkenlerinden bağımsız olarak potansiyel enerjiye eşittir(Çengel ve Boles 2008).

$$Ex^P = pe = gz \quad (kJ/kg) \quad (3.4)$$

Kimyasal ekserji:

Kimyasal ekserji, sistemin sınırlı ölü halden ölü hale geçerken üretilebileceği azami iş miktarıdır.Gaz yakıtlar için kimyasal ekserji bağıntısı aşağıdaki formülle hesaplanır(Kotas 1985) :

$$Ex^K = \Phi H_{alt} \quad (3.5)$$

Bu formülde ;

$\Phi$ : Kimyasal ekserji faktörü

$H_{alt}$ : Yakıt alt ısıl değeri ifade etmektedir.

### 3.2 Ekserji Geçisi

Isı transferi ile gerçekleşen ekserji geçişi;

Isı enerjinin düzensiz bir şekli olduğundan sadece bir bölümü işe dönüştürülebilir. Isıyı çevresine verebilen bir ısı makinesinden çevreden daha yüksek bir sıcaklıkta ısı geçirerek her zaman iş üretilebilir. Bu sebeple ısı geçişine her zaman ekserji geçişi eşlik eder. Mutlak sıcaklıkta belirli bir yerdeki ısı geçişine eşlik eden ekserji geçişi aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir(Çengel ve Boles 2008).

$$Ex_{ısı} = Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.6)$$

İş ile gerçekleşen ekserji geçişi:

Ekserji faydalı iş potansiyeli olup iş ile gerçekleşen ekserji geçişi şu şekilde tanımlanabilir ;

$$Ex_{iş} = \begin{cases} W - W_{çevre} & (\text{sınır işi için}) \\ W & (\text{diğer iş şekilleri için}) \end{cases} \quad (3.7)$$

Potansiyel ve kinetik enerji mekanik enerjinin türü olduklarından tamamen işe dönüştürülebilmektedir. Bu nedenle mekanik işle gerçekleşen ekserji geçişi işin kendisine eşittir(Çengel ve Boles 2008).

$$Ex_W = W \quad (3.8)$$

### 3.3 Ekserji Dengesi

Ekserji dengesi bir sistemin sınırından gerçekleşen net ekserji geçişi ile tersinmezliklerin sonucu oluşan ekserji yıkımı arasındaki farkı anlatan ilişkiye denir. Kontrol hacimlerindeki genel ekserji dengesi ifadeleri Eşitlik 3.9 ve 3.10'da belirtilmiştir.

$$Ex_{ısı} - Ex_{iş} + Ex_{kütlem,giris} - Ex_{kütlem,çıkış} - Ex_{yıkım} = (Ex_2 - Ex_1)_{KH} \quad (3.9)$$



$$\begin{aligned} \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_K}\right) Q_k - [W - P_0(V_2 - V_1)] + \sum_g m\psi - \sum_{\zeta} m\psi - Ex_{yıkım} \\ = (Ex_2 - Ex_1)_{KH} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Yukarıda belirtilen ifadeler sürekli akışlı sistemler için özelleştirilirse Eşitlik 3.11 elde edilir.

$$\frac{dEx_{kh}}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_K}\right) Q_k - \left[W - P_0 \left(\frac{dV_{kh}}{dt}\right)\right] + \sum_g m\psi - \sum_{\zeta} m\psi - Ex_{yıkım} \quad (3.11)$$

Sürekli akışlı ve sürekli çalışan kontrol hacimlerinde ekserji, enerji, kütle ve entropi içeriği sabit kaldığından  $dV_{kh}/dt = 0$  ve  $dEx_{kh}/dt = 0$  olur. Bu tür sistemler için ekserji dengesi aşağıdaki denklemlerle ifade edilir (Çengel ve Boles 2008).

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_K}\right) Q_k - W + \sum_g m\psi - \sum_{\zeta} m\psi - Ex_{yıkım} = 0 \quad (3.12)$$

### 3.4 İkinci Yasa Verimi

Termodinamiğin birinci yasa verimi mühendislik sistemlerinin performans analizinde yeterli değildir. Enerjinin niteliği, entropi oluşumu ve iş potansiyeli ikinci yasanın inceleme alanı içinde kaldığından ikinci yasa verimi kullanılır.

Bir sistemin tersinir hal değişimine yakınlığını belirleyen ikinci yasa verimi aşağıda belirtildiği gibi tanımlanabilir (Etemoğlu 2006).

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = 1 - \frac{\text{Ekserji yıkımı}}{\text{Sağlanan ekserji}} \quad (3.13)$$

### 3.5 Isı Değiştiricilerde Entropi ve Etkinlik İlişkisi

Bir ısı değiştiricideki ekserji kaybını değerlendirmek için yapılan çalışmalarda ısı değiştiricilerde entropi oluşumu azaldıkça ısı değiştiricinin etkinliğinin arttığı görülmüştür. Isı değiştiricilerdeki entropi üretim sayısını yeniden tanımlayan Bejan'a (1982) göre  $N_s$ ; entropi üretimi değerinin, küçük olan ısı kapasite hızına bölünmesiyle bulunmaktadır (Xu et al. 1996).

$$N_s = \frac{S_{gen}}{C_{min}} \quad (3.14)$$

Burada;  $S_{gen}$  entropi üretimi ve  $C_{min}$  ısı kapasitesi hızını ifade etmektedir. Entropi üretim değerine ise;

$$S_{gen} = m_{su} c_{p,su} \ln \left( \frac{T_{su \text{ çıkış}}}{T_{su \text{ giriş}}} \right) + m_{hava} c_{p,hava} \ln \left( \frac{T_{hava \text{ çıkış}}}{T_{hava \text{ giriş}}} \right) \quad (3.15)$$

ifadesiyle erişilmektedir. Isı değiştiricilerin çözümlenmesinde kullanılan etkinlik bağlantıları ısı değiştiricisinin tipine göre değişmektedir. Kays ve London 'ın (1955) geliştirdiği etkinlik-Ntu yöntemine göre ısı transfer etkinliği;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{maks}} \quad (3.16)$$

Bu bağıntıda;

$\dot{Q}$ : Gerçek ısı transfer hızı

$Q_{maks}$ : Olabilecek maksimum ısı transfer hızını ifade etmektedir. Isı değiştiricisinde oluşan gerçek ısı transfer hızı;

$$\dot{Q} = mc_p (T_{giriş} - T_{çıkış}) \quad (3.17)$$

Isı kapasitesi hızı küçük olan akışkan daha büyük bir sıcaklık değişimine ve ısı transferinin durduğu noktadaki azami sıcaklığa önce ulaşacağından maksimum ısı transfer hızı aşağıdaki bağıntı yardımıyla bulunur(Çengel ve Boles 2008).

$$Q_{maks} = C_{min} (T_{su \text{ giriş}} - T_{hava \text{ giriş}}) \quad (3.18)$$

### 3.6 Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesinde Hata Analizi

Sistem incelemelerinde deneysel çalışmalar analitik çalışmalara kıyasla daha doğru verilere ulaşılmasını sağlar. Bu çalışmalarda ulaşılan sonuçlar kadar önemli diğer bir husus ise yapılan ölçümlerin doğruluğudur. Deney sürecinde çeşitli nedenlerden ötürü oluşabilecek hatalar doğruluğu etkileyen en önemli faktördür(Akpınar 2002).

Deney sonuçlarında belirsizliğe yol açan hata tipleri; deneyde kullanılan cihazların imalat hataları, değer okunması esnasında oluşan sabit hatalar ve cihazlardaki elektronik dalgalanmalar, kullanıcı dikkat dağınıklığı gibi çeşitli nedenlerden olayı oluşabilecek

rastgele hatalar olmak üzere üç türdür. Tüm bu hata tiplerinin dikkate alındığı bir değişkenin değerinin ölçülmesinde oluşabilecek toplam hata oranı;

$$W_R = \left[ \left( \frac{\delta R}{\delta x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\delta R}{\delta x_2} w_2 \right)^2 + \left( \frac{\delta R}{\delta x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\delta R}{\delta x_n} w_n \right)^2 \right]^{0,5} \quad (3.19)$$

veya

$$\frac{W_R}{R} = \left[ \left( \frac{w_{x_1}}{x_1} \right)^2 + \left( \frac{w_{x_2}}{x_2} \right)^2 + \left( \frac{w_{x_3}}{x_3} \right)^2 + \dots + \left( \frac{w_{x_n}}{x_n} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (3.20)$$

eşitliğiyle ifade edilir(Holman 2011). Bu bağıntıda;

n: Bağımsız değişken sayısı

R: Ölçülecek boyut

$x_1, x_2, x_3 \dots x_n$ : Ölçümü etkileyen değişkenler

$w_1, w_2, w_3 \dots w_n$ : Bağımsız değişken hata oranını belirtmektedir.

## **4. BULGULAR**

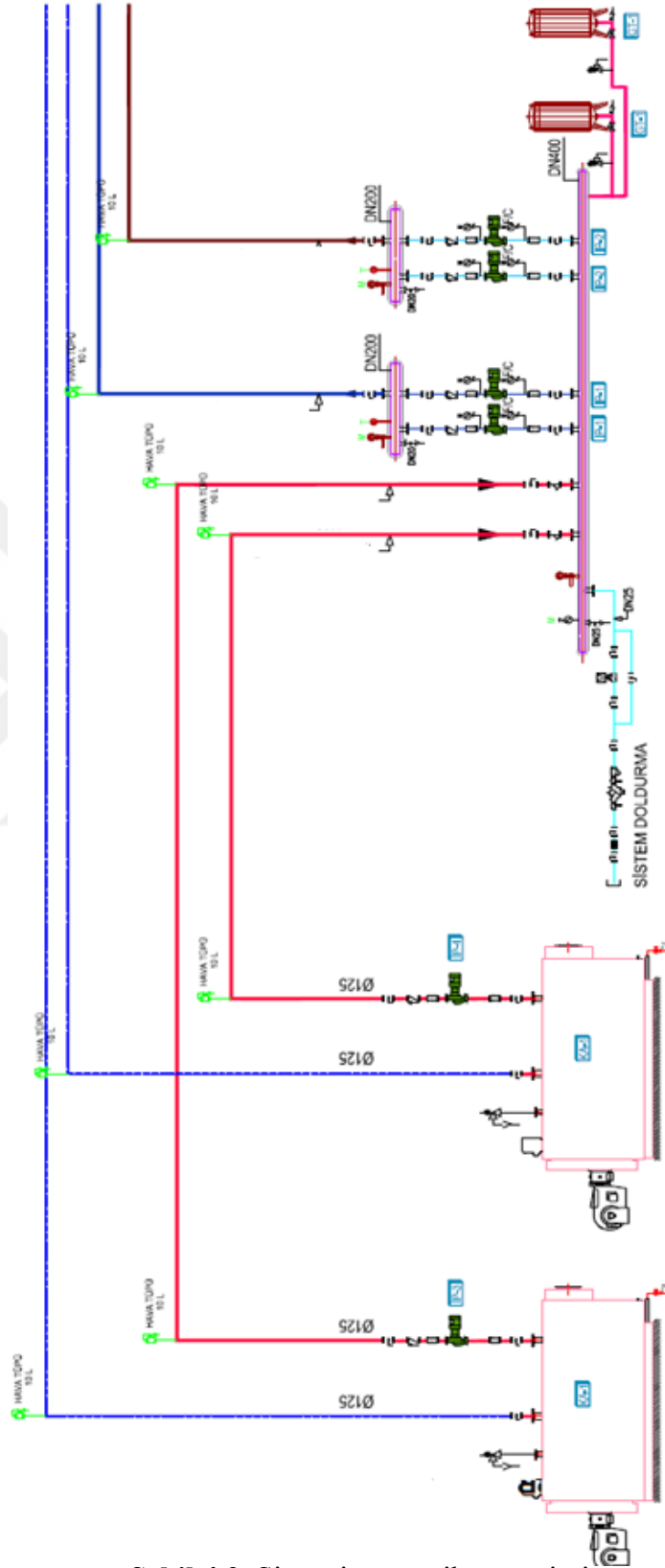
### **4.1 Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi**

Analizi yapılan kamu binası Bursa ilinde bulunmaktadır. Şekil 4.1'de gösterilen vaziyet planında bulunan bina bodrum, zemin, 1.kat, 2.kat ve 3.kat olmak üzere toplam 5 katlıdır. Bodrum kattaki teknik hacimde bulunan yoğuşmalı kazanlar vasıtasıyla ısıtma sağlanmaktadır. Mahallerde ısıtma ekipmanı olarak fancoil kullanılmaktadır. Isıtma sistemi sıcaklık rejimi ise 90-70°C'dir.

Kazanlarda yakıt olarak kullanılan doğalgazın yanması sonucu ortaya çıkan ısı kazanda bulunan suyun sıcaklığının artmasını sağlamakta, oluşan sıcak su pompalar ile basınçlandırılarak ısıtma boruları aracılığıyla fancoilere iletilmektedir. Fancoilere ulaşan sıcak su fancoil giriş menfezinden alınan havayı ısıtarak mahal içerisine sıcak havayı çıkış menfezinden üflenmektedir. Böylelikle sıcak sudan havaya doğru ısı transferi gerçekleşmekte, ardından ısısını kaybeden su kazana geri dönmektedir.



Şekil 4.1. Vaziyet planı.



Şekil 4.2. Sistemin şematik gösterimi.



**Şekil 4.3.** Teknik hacimde bulunan kazanlar.

Sistemde Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'de gösterildiği üzere 1 adet asil 1adet yedek kazan bulunmaktadır. Kazanın kapasitesi 1280 kW'dır. Kazanın çıkış suyu sıcaklığı 90°C,dönüş suyu sıcaklığı 70°C olarak belirlenmiştir. Bina TS 825'e göre 2.derece gün bölgesinde bulunan Bursa ilinde bulunmaktadır. Çalışma yapılan binada ısı kaybı hesabında kullanılan veriler Çizelge 4.1'de verilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Isı kaybı hesabında kullanılan veriler.

Alan (m <sup>2</sup> )	23675
İç Sıcaklık (°C)	21
Dış Sıcaklık (°C)	-6



**Şekil 4.4.** Isıtma kollektörü ve pompalar.



**Şekil 4.5.** Ortak gidiş kollektörü.

Kaskad olarak çalışan kazanlarda ısıtılan su kazan gidiş pompası ile Şekil 4.4'de gösterilen ısıtma kollektörüne ardından ısıtma pompaları aracılığıyla basınçlandırılarak Şekil 4.5'de belirtilen ortak gidiş kollektörüne iletilmektedir. Binada kış aylarında ısıtma, yaz aylarında soğutma gereksinimi bulunmaktadır. Fancoil sistemi iki borulu olarak tasarlandığından teknik hacimde ortak kollektör oluşturulmuştur.



## 4.2 Mahal Enerji ve Ekserji Analizi

### 4.2.1 Mahal enerji analizi

1N25 numaralı mahalın enerji analizi kapsamında mahal iç sıcaklığı 21°C, bina dış sıcaklığı -6°C olarak alınmıştır.

Mahalde bulunan yapı bileşenlerinin toplam ısı kaybı Eşitlik 2.9 dan faydalanılarak bulunur.

$$Q_t = 286 + 114 + 1447 + 128 + 466 = 2441 W$$

Eşitlik 2.10 yardımıyla mahaldeki iletimsel ısı kaybı hesaplanır.

$$Q_i = 2431 \left( 1 + \frac{15 + 0 + 5}{100} \right) = 2929 W$$

Mahalın kapı ve pencere boşlukları nedeniyle kaybettiği ısı kaybını hesaplamak için Eşitlik 2.11 ile sızıntısal ısı kaybı hesaplanır.

$$Q_s = 55,4 \times 0,9 \times 0,97 \times 27 \times 1,2 = 1567 W$$

Böylelikle mahalın toplam ısı kaybı;

$Q_m = Q_i + Q_s = 2929 + 1567 = 4496 W$  olarak bulunur. Binada bulunan tüm mahaller için ısı kaybı Çizelge 4.2'de belirtilmiştir.

**Çizelge 4.2.** Mahal ısı kayıpları

MAHAL NO	MAHAL ADI	ISI KAYBI (W)	MAHAL NO	MAHAL ADI	ISI KAYBI (W)
1B01	AMFİ	3425	1N33	OFİS	3431
1B02	AMFİ	2248	1N34	OFİS	2346
1B03	AMFİ	2720	1N35	OFİS	3086
1B04	KORİDOR	6622	2N01	AMFİ	3931
1B05	OTOPARK	57611	2N02	AMFİ	2340
Z01	AMFİ	3269	2N03	AMFİ	1611
Z02	AMFİ	2041	2N04	KORİDOR	156976
Z03	AMFİ	886	2N05	TOPL. ODASI	5176
Z04	KORİDOR	257302	2N06	DERSLİK	2049
Z05	OFİS	3709	2N07	DERSLİK	1510
Z06	WC	3779	2N08	DERSLİK	1512
Z07	KULÜP ODASI	4449	2N09	DERSLİK	3864
Z08	DEPO	2301	2N10	DERSLİK	1947

Z09	KULÜP ODASI	4859	2N11	DERSLİK	2014
<b>Çizelge 4.2. Mahal ısı kayıpları (devam)</b>					
Z10	OFİS	2794	2N12	DERSLİK	2005
Z11	WC	3224	2N13	DERSLİK	2011
Z12	KULÜP ODASI	4377	2N14	DERSLİK	1923
Z13	FİLM GÖST. ODASI	5279	2N15	DERSLİK	4439
1N01	AMFİ	2340	2N16	DERSLİK	2049
1N02	AMFİ	1423	2N17	DERSLİK	1510
1N03	AMFİ	545	2N18	DERSLİK	1512
1N04	KORİDOR	151332	2N19	DERSLİK	3864
1N05	TOPLANTI ODASI	3817	2N20	DERSLİK	2020
1N06	DERSLİK	2030	2N21	DERSLİK	2014
1N07	DERSLİK	1614	2N22	DERSLİK	2005
1N08	DERSLİK	1958	2N23	DERSLİK	2011
1N09	DERSLİK	4383	2N24	DERSLİK	1923
1N10	DERSLİK	1455	2N25	DERSLİK	4439
1N11	DERSLİK	1612	2N26	OFİS	4875
1N12	DERSLİK	1603	2N27	OFİS	3266
1N13	DERSLİK	2068	2N28	WC	2172
1N14	DERSLİK	1977	2N29	OFİS	3241
1N15	DERSLİK	4496	2N30	OFİS	2841
1N16	DERSLİK	2030	2N31	OFİS	4404
1N17	DERSLİK	1495	2N32	WC	2612
1N18	DERSLİK	1854	2N33	OFİS	4349
1N19	DERSLİK	4383	2N34	OFİS	3016
1N20	DERSLİK	1783	2N35	OFİS	3855
1N21	DERSLİK	1867	3N04	KORİDOR	129355
1N22	DERSLİK	1859	3N06	DERSLİK	2743
1N23	DERSLİK	2068	3N07	DERSLİK	2005
1N24	DERSLİK	1977	3N08	DERSLİK	2006
1N25	DERSLİK	4496	3N09	DERSLİK	4555
1N26	OFİS	3856	3N16	DERSLİK	2743
1N27	OFİS	2611	3N17	DERSLİK	2005
1N28	WC	1456	3N18	DERSLİK	2006
1N29	OFİS	2570	3N19	DERSLİK	4555
1N30	OFİS	2347	3N20	BİL. LAB.	6864
1N31	OFİS	3495	3N21	ATÖLYE	5381
1N32	WC	1749	3N22	BİL. LAB.	8727
			3N23	BİL. LAB.	8311
GENEL TOPLAM					1036847 W

#### 4.2.2 Fancoil ekserji analizi

Binadaki mahaller fancoil vasıtasıyla ısıtılmaktadır. Bu süreçte fancoil cihazından ortama ısı transferi olurken ekserji yıkımı oluşmaktadır. Bu bölümde ekserji yıkımı ve oluşan tersinmezlikler incelenecektir. Bu kapsamda 1N25 adlı mahalde örnek olarak ekserji analizi yapılacaktır.

Mahalin ısı kaybı Çizelge 4.2'de belirtildiği üzere 4439 W, kullanılan fan coil sayısı 2 adettir.

$Q_{Mahal} = 4439$  ve fan coil sayısı  $n_{fancoil} = 2$  olmak üzere ;

$$Q_{fancoil} = \frac{Q_{Mahal}}{n_{fancoil}} \quad (4.1)$$

Yukarıdaki bağıntıdan faydalanarak

$$Q_{fancoil} = \frac{4439}{2} = 2219,5 \text{ W} \text{ şeklinde hesaplanır.}$$

$$T_{mahal} = 21^\circ \text{ C} = 294.15\text{K}$$

Fancoillerdeki suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla  $90^\circ\text{C}$  ve  $70^\circ\text{C}$  işletme basıncı 4 bar olduğundan ;

Buna bağlı olarak suyun bu sıcaklıklardaki özellikleri;

**Çizelge 4.3.** Suyun termofiziksel özellikleri

Su	Giriş	Çıkış
T (C)	90	70
h (kJ/kg)	377,1787	293,2848
s (kJ/kgK)	1,1921	0,9545

Eşitlik 3.10 düzenlenerek Eşitlik 4.2 ve Eşitlik 4.3 elde edilir.

$$Ex_{su \text{ girişi}} = Ex_{su \text{ çıkışı}} - Q_{fancoil} \left(1 - \frac{T_0}{T_{mahal}}\right) + \dot{I}_{fancoil} \quad (4.2)$$

$$\dot{I}_{fancoil} = Ex_{su \text{ girişi}} - Ex_{su \text{ çıkışı}} + Q_{fancoil} \left(1 - \frac{T_0}{T_{mahal}}\right) \quad (4.3)$$

Eşitlik 4.2 düzenlenerek suyun ekserji değişimi ifadesi bulunur.

$$Ex_{su \text{ girişi}} - Ex_{su \text{ çıkışı}} = m_{su} [(h_{su \text{ giriş}} - h_{su \text{ çıkış}}) - T_0 (s_{su \text{ giriş}} - s_{su \text{ çıkış}})] \quad (4.4)$$

Suyun kütleli debisi aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\dot{m}_{su} = \frac{Q_{fancoil}}{h_{su \text{ giriş}} - h_{su \text{ çıkış}}} \quad (4.5)$$

Veriler denklem 4.5'e işlenirse;

$$\dot{m}_{su} = \frac{Q_{fancoil}}{h_{su\text{ giriş}} - h_{su\text{ çıkış}}}} = \frac{2219,5 \times 10^{-3} kW}{(377,1787 - 293,2848) kJ/kg} = 26,4560 \times 10^{-3} kg/s$$

Eşitlik 4.4 kullanılarak suyun ekserji değişimi;

$$\begin{aligned} Ex_{su\text{ girişi}} - Ex_{su\text{ çıkışı}} \\ &= 26,4560 \\ &\times 10^{-3} [(377,1787 - 293,2848) - 267,15(1,1921 - 0,9545)] \end{aligned}$$

$Ex_{su\text{ girişi}} - Ex_{su\text{ ıkışı}} = 540,21 W$  olarak elde edilir. Bir fancoilden odaya ısı transferi esnasındaki tersinmezlik;

$$\dot{I}_{fancoil} = 540,21 - 2219,5 \left(1 - \frac{267,15}{294,15}\right)$$

$\dot{I}_{fancoil} = 336,48 W$  sonucuna erişilir. Odada iki fancoil bulunduğundan toplam tersinmezlik;

$\dot{I}_{fancoil\text{ toplam}} = 2 \times 336,4823 W = 672,9646 W$  bulunur. Tersinmezliği farklı bir yolla ifade edersek;

$$\dot{I}_{fancoil} = T_0 S_{gen} \quad (4.6)$$

Entropi retimi aşağıdaki ifadeyle bulunur.

$$S_{gen} = S_{ıkış} - S_{giriş} - \frac{Q_{fancoil}}{T_{mahal}} = \dot{m}_{su} (s_{su\text{ çıkış}} - s_{su\text{ giriş}}) - \frac{Q_{fancoil}}{T_{mahal}} \quad (4.7)$$

Eşitlik 4.7 ifadesine değerler işlendiğinde entropi retimi;

$$S_{gen} = 26,4560 \times 10^{-3} (0,9545 - 1,1921) - \frac{(-2219,5 \times 10^{-3})}{294,15}$$

$S_{gen} = 1,2595 W/K$  olarak bulunur. Böylelikle bulunan değerler Eşitlik 4.6'da yerine konulduğunda tersinmezlik çözümü için aynı sonuca ulaşıldığı tespit edilmiş olur.

$$\dot{I}_{fancoil} = 267,15 \times 1,2595 = 336,48 W$$

$$\dot{I}_{fancoil\ toplam} = 2 \times 336,4823\ W = 672,9646\ W$$

Her iki yöntemle yapılan hesaplamalarda görüleceği üzere aynı sonuçlara ulaşılmıştır. Ekserji yıkımı ise Eşitlik 4.8'de belirtilen ifadeyle bulunur.

$$Ex_{yıkım} = Q_{mahal} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{mahal}} \right) \quad (4.8)$$

$$Ex_{yıkım} = 4439 \left( 1 - \frac{267,15}{294,15} \right)$$

$$Ex_{yıkım} = 407,46\ W$$

olarak elde edilir. Toplam tersinmezlik ve ekserji yıkımları Çizelge 4.4'de gösterilmiştir.

**Çizelge 4.4.** Fancoil ekserji yıkımı ve toplam tersinmezlik tablosu.

MAHAL NO	ISI KAYBI(W)	EKSERJİ KAYBI(W)	TOPLAM TERSİNMEZLİK(W)
1B01	3425	314,38	519,24
1B02	2248	206,34	340,80
1B03	2720	249,67	412,36
1B04	6622	607,83	1003,90
1B05	57611	5288,11	8733,91
Z01	3269	300,06	495,59
Z02	2041	187,34	309,42
Z03	886	81,33	134,32
Z04	257302	23617,75	39007,36
Z05	3709	340,45	562,29
Z06	3779	346,87	572,90
Z07	4449	408,37	674,47
Z08	2301	211,21	348,83
Z09	4859	446,01	736,63
Z10	2794	256,46	423,57
Z11	3224	295,93	488,76
Z12	4377	401,76	663,56
Z13	5279	484,56	800,30
1N01	2340	214,79	354,75
1N02	1423	130,62	215,73
1N03	545	50,03	82,62
1N04	151332	13890,76	22942,15
1N05	3817	350,36	578,66

**Çizelge 4.4.** Fancoil ekserji yıkımı ve toplam tersinmezlik tablosu(devam).

1N06	2030	186,33	307,75
1N07	1614	148,15	244,68
1N08	1958	179,72	296,84
1N09	4383	402,32	664,47
1N10	1455	133,55	220,58
1N11	1612	147,97	244,38
1N12	1603	147,14	243,02
1N13	2068	189,82	313,51
1N14	1977	181,47	299,72
1N15	4496	412,69	681,60
1N16	2030	186,33	307,75
1N17	1495	137,23	226,64
1N18	1854	170,18	281,07
1N19	4383	402,32	664,47
1N20	1783	163,66	270,31
1N21	1867	171,37	283,04
1N22	1859	170,64	281,83
1N23	2068	189,82	313,51
1N24	1977	181,47	299,72
1N25	4496	412,69	681,60
1N26	3856	353,94	584,58
1N27	2611	239,66	395,83
1N28	1456	133,65	220,73
1N29	2570	235,90	389,62
1N30	2347	215,43	355,81
1N31	3495	320,81	529,85
1N32	1749	160,54	265,15
1N33	3431	314,93	520,14
1N34	2346	215,34	355,66
1N35	3086	283,26	467,84
2N01	3931	360,83	595,95
2N02	2340	214,79	354,75
2N03	1611	147,87	244,23
2N04	156976	14408,83	23797,79
2N05	5176	475,11	784,69
2N06	2049	188,08	310,63
2N07	1510	138,60	228,92
2N08	1512	138,79	229,22
2N09	3864	354,68	585,79
2N10	1947	178,72	295,17
2N11	2014	184,87	305,33

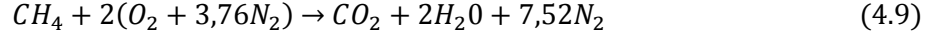
**Çizelge 4.4.** Fancoil ekserji yıkımı ve toplam tersinmezlik tablosu(devam).

2N12	2005	184,04	303,96
2N13	2011	184,59	304,87
2N14	1923	176,51	291,53
2N15	4439	407,46	672,96
2N16	2049	188,08	310,63
2N17	1510	138,60	228,92
2N18	1512	138,79	229,22
2N19	3864	354,68	585,79
2N20	2020	185,42	306,23
2N21	2014	184,87	305,33
2N22	2005	184,04	303,96
2N23	2011	184,59	304,87
2N24	1923	176,51	291,53
2N25	4439	407,46	672,96
2N26	4875	447,48	739,06
2N27	3266	299,79	495,13
2N28	2172	199,37	329,28
2N29	3241	297,49	491,34
2N30	2841	260,78	430,70
2N31	4404	404,24	667,65
2N32	2612	239,76	395,98
2N33	4349	399,19	659,31
2N34	3016	276,84	457,23
2N35	3855	353,85	584,42
3N04	129355	11873,50	19610,41
3N06	2743	251,78	415,84
3N07	2005	184,04	303,96
3N08	2006	184,13	304,11
3N09	4555	418,10	690,54
3N16	2743	251,78	415,84
3N17	2005	184,04	303,96
3N18	2006	184,13	304,11
3N19	4555	418,10	690,54
3N20	6864	630,05	1040,59
3N21	5381	493,92	815,77
3N22	8727	801,05	1323,03
3N23	8311	762,87	1259,96

### 4.3 Kazan Enerji ve Ekserji Analizi

#### 4.3.1 Kazan enerji analizi

Binada bulunan mevcut ısıtma sisteminde kazan doğalgazla çalışmakta olup, sistemin tasarlanmasında kullanılan sıcaklık rejimi 90-70°C'dir. Doğalgazın tamamının metandan oluştuğu kabul edilirse yanma denklemi aşağıdaki ifadeyle belirtilir.



**Çizelge 4.5.** Bileşiklerin entalpi değerleri

	Bileşik	$\bar{h}_f^0$ (kJ/kmol)	$\bar{h}(267\text{ K})$ (kJ/kmol)	$\bar{h}(450\text{ K})$ (kJ/kmol)	$\bar{h}_0$ (kJ/kmol)
Tepkimeye giren bileşikler	CH <sub>4</sub>	-74850	0	-	-
	O <sub>2</sub>	0	7770,4	-	8682
	N <sub>2</sub>	0	7761,7	-	8669
Tepkimedenden çıkan bileşikler	CO <sub>2</sub>	-393520	-	15483	9364
	H <sub>2</sub> O	-241820	-	15080	9904
	N <sub>2</sub>	0	-	13105	8669

Kazan bir tür yanma odası olduğundan ısı girişi olmadığı halde ısı çıkışı verir. Bu nedenle gerçekleşen yanma tipik kararlı akım yanma işlemi olduğundan enerji denkliği;

$$\bar{q}_y = \sum_{\text{reaksiyon}} n_r (\bar{h}_f^0 + \bar{h} + \bar{h}_0)_{\text{reaksiyon}} - \sum_{\text{üretilen}} n_{\bar{u}} (\bar{h}_f^0 + \bar{h} + \bar{h}_0)_{\text{üretilen}} \quad (4.10)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemde;

$n_r$ : Reaksiyona giren kimyasal bileşiğin mol sayısı

$n_{\bar{u}}$ : Reaksiyondan çıkan kimyasal bileşiğin molsayısı

$\bar{h}_f^0$ : Oluşum entalpisi olarak ifade edilmektedir.

Eşitlik 4.10 ve Çizelge 4.5'deki entalpi değerlerinden faydalanılarak;

$$\begin{aligned} \bar{q}_y &= [1(-74850) + 2(0 + 7770,4 - 8682) + 7,52(7761,7 - 8669)] \\ &\quad - [1(-393520 + 15483 - 9364) + 2(-241820 + 15080 - 9904) \\ &\quad + 7,52(0 + 13105 - 8669)] \end{aligned}$$

$$\bar{q}_y = 743834,2 \text{ kJ/kmol } CH_4$$



şeklinde hesaplanır. Molar yanma enerjisi ( $\overline{q}_y$ ), kütleli yanma enerjisine ( $q_y$ ) dönüştürülmek istenirse aşağıdaki bağıntı kullanılır.

$$q_y = \frac{\overline{q}_y}{M_{CH_4}} \quad (4.11)$$

Bu denklemde  $M_{CH_4}$ ; 1 kmol metanın kütleli (16,043 kg/kmol) ifade etmektedir. Böylece kütleli yanma enerjisi;

$$q_y = 46365,03 \text{ kJ/kg } CH_4$$

olur. Yanma sırasında açığa çıkan ısı enerjisi Çizelge 4.2'den alınan binanın toplam ısı kaybı ( $Q_{bina}$ ) ve ısı kazanımının üretici kataloğundan alınan kazan verimi değerlerinden faydalanılarak aşağıda belirtilen Eşitlik 4.12 aracılığıyla hesaplanır.

$$Q_y = \frac{Q_{bina}}{\eta} \quad (4.12)$$

Böylelikle yanma sırasında açığa çıkan ısı enerjisi;

$$Q_y = \frac{1036,847}{0,98} = 1058 \text{ kW}$$

şeklinde hesaplanır. Aşağıda belirtilen Eşitlik 4.13 kullanılarak yakıtın kütleli debisi;

$$\dot{m}_y = \frac{Q_y}{q_y} \quad (4.13)$$

$$\dot{m}_y = \frac{1058}{46365,03} = 0,022818 \text{ kg/s}$$

bulunur.

#### 4.3.2 Kazan ekserji analizi

Binada kullanılan kazan için ekserji dengesi Eşitlik 3.10 aracılığıyla aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$Ex_{yakıt} + Ex_{su \text{ girişi}} + Ex_{hava} = Ex_{su \text{ çıkışı}} + Ex_{yıkım} + Ex_{kayıp} \quad (4.14)$$

Hava çevre koşullarında olduğundan ekserjisi ( $Ex_{hava}$ ) sıfır olarak kabul edilecektir. Böylelikle kazan ekserji dengesi Eşitlik 4.15'de belirtildiği gibi olur.

$$Ex_{yakıt} = Ex_{su çıkışı} - Ex_{su girişi} + Ex_{yıkım} \quad (4.15)$$

Eşitlik 4.15 düzenlendiğinde tersinmezlik ifadesi;

$$\dot{I}_k = Ex_{yakıt} - Ex_{su çıkışı} + Ex_{su girişi} \quad (4.16)$$

haline gelir. Yakıtın potansiyel ve kinetik ekserjileri ihmal edilerek Eşitlik 3.1 yardımıyla yakıtın toplam ekserjisi hesaplanırsa;

$$Ex_{yakıt} = Ex_{yakıt fiziksel} + Ex_{yakıt kimyasal} \quad (4.17)$$

ifadesi oluşur.

**Çizelge 4.6.** Doğalgazın fiziksel ve kimyasal özellikleri.

Doğalgaz	
T (K)	298,15
P (kPa)	600
$C_p$ (kJ/kgK)	2,254
R (kJ/kgK)	0,5183
$T_0$ (K)	267,15
$P_0$ (kPa)	101
$\emptyset$ (-)	1,04

Eşitlik 3.2 sabit basınçtaki özgül ısı ( $C_p$ ) kullanılarak ideal gazlar için aşağıdaki bağıntıya dönüşür.

$$ex_{yakıt fiziksel} = C_p T_0 \left[ \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \left( \frac{T}{T_0} \right) \right] + RT_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.18)$$

Böylece yakıtın fiziksel ekserjisi;

$$\begin{aligned} ex_{yakıt fiziksel} &= 2,254 \times 267,15 \left[ \frac{298,15}{267,15} - 1 - \ln \left( \frac{298,15}{267,15} \right) \right] + 0,5183 \\ &\quad \times 267,15 \ln \frac{600}{101} = 246,83 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

olarak ifade edilir. Yakıtın kimyasal ekserjisi Eşitlik 3.5 ile ve Çizelge 4.4'den alınan kimyasal ekserji faktörü kullanılarak;

$$Ex^K = 1,04 \times 50050 = 52052 \text{ kJ/kg}$$

şeklinde hesaplanır.

**Çizelge 4.7.** Suyun termofiziksel özellikleri

Su	Çıkış	Giriş
T (C)	90	70
P (kPa)	70,18	31,20
h (kJ/kg)	377,1787	293,2848
s (kJ/kgK)	1,1921	0,9545

Suyun fiziksel ekserjisi Eşitlik 3.2 kullanılarak;

$$ex_{su \text{ çıkış}} - ex_{su \text{ giriş}} = h_{su \text{ çıkış}} - h_{su \text{ giriş}} - T_0(s_{su \text{ çıkış}} - s_{su \text{ giriş}})$$

$$ex_{su \text{ çıkış}} - ex_{su \text{ giriş}} = 20,4191 \text{ kJ/kg}$$

bulunur. Suyun kütleli debisi aşağıda belirtilen Eşitlik 4.19'dan faydalanılarak;

$$\dot{m}_{su} = \frac{Q_{bina}}{h_{su \text{ çıkış}} - h_{su \text{ giriş}}} \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_{su} = \frac{1036,847}{83,8939} = 12,359 \text{ kg/s}$$

olarak hesaplanır. Kazanda oluşan tersinmezlik Eşitlik 4.16 düzenlenerek;

$$\dot{I}_k = \dot{m}_y(ex_{yakıt \text{ fiziksel}} + ex_{yakıt \text{ kimyasal}}) - \dot{m}_{su}(ex_{su \text{ çıkış}} - ex_{su \text{ giriş}}) \quad (4.21)$$

ifadesi bulunur. Böylelikle;

$$\dot{I}_k = 0,022818 (246,83 + 52052) - 12,359(20,4191) = 941 \text{ kW}$$

elde edilir. Kazanın ikinci yasa verimi Eşitlik 3.13 kullanılarak;

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = \frac{\dot{m}_{su}(ex_{su \text{ çıkış}} - ex_{su \text{ giriş}})}{\dot{m}_y(ex_{yakıt \text{ fiziksel}} + ex_{yakıt \text{ kimyasal}})}$$

$$\eta_{II} = \frac{252,36}{1193,35} = 0,2115$$

olarak bulunur. Mevcut çalışma sıcaklık rejimine göre hesaplanan kazanın ekserji değerleriyle karşılaştırma yapabilmek için aşağıda 80-60°C ve 70-50°C sıcaklık rejimlerine göre kazanın ekserjisi incelenmiştir. Isıtma sisteminde kullanılan sıcaklık rejiminin 80-60°C olması halinde suyun termofiziksel özellikleri Çizelge 4.8'de belirtilmiştir.

**Çizelge 4.8.** Suyun 80-60°C sıcaklık rejimindeki termofiziksel özellikleri

Su	Çıkış	Giriş
T (C)	80	60
h (kJ/kg)	335,02	251,18
s (kJ/kgK)	1,0756	0,8313

Suyun fiziksel ekserjisi Eşitlik 3.2 kullanılarak;

$$ex_{su\ çıkış} - ex_{su\ giriş} = h_{su\ çıkış} - h_{su\ giriş} - T_0(s_{su\ çıkış} - s_{su\ giriş})$$

$$\begin{aligned} ex_{su\ çıkış} - ex_{su\ giriş} &= (335,02 - 251,18) - 267,15(1,0756 - 0,8313) \\ &= 83,84 - 65,26 = 18,58 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

bulunur. Suyun kütleli debisi Eşitlik 4.19'dan faydalanılarak;

$$\dot{m}_{su} = \frac{1036,847}{83,84} = 12,367 \text{ kg/s}$$

olarak hesaplanır. Kazanda oluşan tersinmezlik Eşitlik 4.16 kullanılarak;

$$\begin{aligned} \dot{I}_k &= 0,022818 (246,83 + 52052) - 12,367(18,58) \\ &= 1193,35 - 229,78 = 963,57 \text{ kW} \end{aligned}$$

elde edilir. Kazanın ikinci yasa verimi Eşitlik 3.13 kullanılarak ;

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = \frac{\dot{m}_{su}(ex_{su\ çıkış} - ex_{su\ giriş})}{\dot{m}_y(ex_{yakıt\ fiziksel} + ex_{yakıt\ kimyasal})}$$

$$\eta_{II} = \frac{229,78}{1193,35} = 0,1925$$

olarak bulunur. Son olarak 70-50°C sıcaklık rejimi için kazan ekserji analizi hesaplamaları yapılmıştır. Isıtma sisteminde kullanılan sıcaklık rejiminin 70-50°C olması halinde suyun termodinamik özellikleri Çizelge 4.9'da belirtilmiştir.

**Çizelge 4.9.** Suyun 70-50°C sıcaklık rejimindeki termodinamik özellikleri

Su	Çıkış	Giriş
T (K)	70	50
h (kJ/kg)	293,07	209,34
s (kJ/kgK)	0,9551	0,7038

Suyun fiziksel ekserjisi Eşitlik 3.2 kullanılarak;

$$ex_{su\ çıkış} - ex_{su\ giriş} = h_{su\ çıkış} - h_{su\ giriş} - T_0(s_{su\ çıkış} - s_{su\ giriş})$$

$$\begin{aligned} ex_{su\ çıkış} - ex_{su\ giriş} &= (293,07 - 209,34) - 267,15(0,9551 - 0,7038) \\ &= 83,73 - 67,13 = 16,6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

bulunur. Suyun kütleli debisi Eşitlik 4.19'dan faydalanılarak;

$$\dot{m}_{su} = \frac{1036,847}{83,73} = 12,383 \text{ kg/s}$$

olarak hesaplanır. Kazanda oluşan tersinmezlik Eşitlik 4.16 kullanılarak;

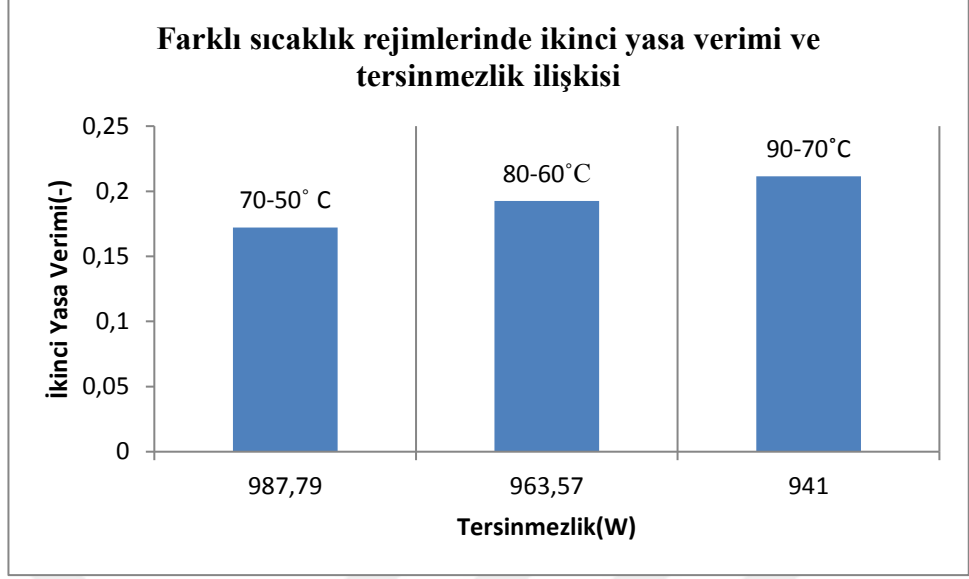
$$\begin{aligned} \dot{I}_k &= 0,022818 (246,83 + 52052) - 12,383(16,6) \\ &= 1193,35 - 205,56 = 987,79 \text{ kW} \end{aligned}$$

elde edilir. Kazanın ikinci yasa verimi Eşitlik 3.13 kullanılarak;

$$\eta_{II} = \frac{\text{Elde edilen ekserji}}{\text{Sağlanan ekserji}} = \frac{\dot{m}_{su}(ex_{su\ çıkış} - ex_{su\ giriş})}{\dot{m}_y(ex_{yakıt\ fiziksel} + ex_{yakıt\ kimyasal})}$$

$$\eta_{II} = \frac{205,56}{1193,35} = 0,1722$$

olarak bulunur.

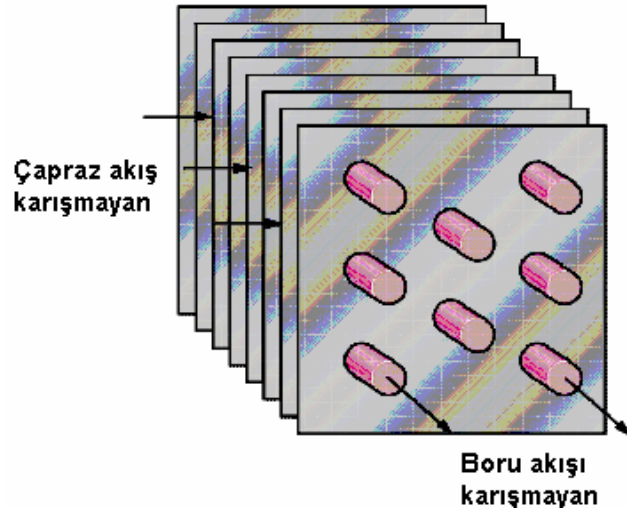


**Şekil 4.6.** Farklı sıcaklık rejimlerinde kazanın II. yasa verimi ve tersinmezlik ilişkisi

Yukarıdaki grafikte binanın ısıtma sisteminde kullanılan kazanın üç farklı çalışma sıcaklığı rejimlerinde tersinmezliği ve ikinci kanun verimi incelenmiştir. Kazan en yüksek ikinci yasa verimine 0,2114 değeri ve en düşük tersinmezliğe 941 kW olarak 90-70 °C çalışma sıcaklığı rejiminde ulaşırken, 70-50°C sıcaklık rejiminde en yüksek tersinmezliğe 987,79 kW olarak ve verim olarak en düşük değeri olan 0,1722 değerine gerilemektedir. Sonuç olarak kazanın çalışma rejim sıcaklığı arttıkça kazanın ikinci kanuna göre verimi artmakta ve tersinmezliği azalmaktadır.

#### 4.3.3 Entropi ve etkinlik incelemesinin fancoil uygulanması

Isı değiştiriciler akış tiplerine ve imalat yapılarına göre sınıflandırılırlar. İncelenen binada bulunan fancoil cihazlarında kullanılan ısı değiştiricisi tipi Şekil 4.7'de görülebileceği üzere her iki akışkanın karışmadığı kanatlı tip çapraz akışlı ısı değiştiricisidir.



**Şekil 4.7.** Çapraz akışlı ısı değiştiricisi

Isıtma sisteminde kullanılan fancoillerde yapılan entropi ve etkinlik ilişkisi analizinde öncelikle sistemin mevcut çalışma değerleri ölçülerek incelenmiş, ardından 80-60°C, 90-70°C ve 70-50°C sıcaklık rejimlerinde teorik hesaplamalar yapılarak karşılaştırma yapılmıştır. Ölçümlerde fancoilde dolaşan suyun debisini ölçmek için debimetre, hava debisini ölçmek için anemometre, sıcaklık ölçümleri için termometre kullanılmıştır. Elde edilen veriler su ve hava için Çizelge 4.10 ve Çizelge 4.11'de belirtilmiştir.

**Çizelge 4.10.** Su için ölçüm verileri

Su	
$T_{su\ giriş} (C)$	82
$T_{su\ çıkış} (C)$	62
$m_{su} (kg/s)$	0,23

**Çizelge 4.11.** Hava için ölçüm verileri

Hava	
$T_{hava\ giriş} (C)$	21,7
$T_{hava\ çıkış} (C)$	60,9
$V(m/s)$	1,1



(a)



(b)

**Şekil 4.8.** Fancoil su sıcaklığı ölçümü (a), Havanın hız ve sıcaklık ölçümü(b).

Fancoil su hattının giriş ve çıkışına bağlanan termometreler ve fancoile hava girişi sırasında havanın hızını ve giriş sıcaklığı ölçümü Şekil 4.8'de gösterilmiştir.

Fancoilin mevcut çalışma değerleri ölçülerek 82-62°C sıcaklık rejimine göre çalıştığı tespit edilerek, bu rejimdeki verilere göre analiz hesaplamaları yapılmıştır. Havanın ölçülen sıcaklıktaki yoğunluğu termodinamik özelliklerine ait tablolardan  $d_{hava}(kg/m^3) = 1,199$  olarak belirlenmiştir. Fancoilin menfez boyutları ölçülerek  $A_{menfez}=1,25.0,3 = 0,375 m^2$  olarak bulunmuştur. Ölçümlerde anemometre kullanıldığı için hava hızından debiye ulaşılması gerekmektedir. Havanın debisi hava hızı değeri kullanılarak aşağıdaki bağıntıdaki gibi bulunur.

$$\dot{V}_{hava} = VA_{menfez}(m^3/s) \quad (4.22)$$

$$\dot{V}_{hava} = VA_{menfez}(m^3/s) = 1,1 \times 0,375 = 0,4125 m^3/s$$

Bu bağıntılardan yola çıkılarak havanın kütleli debisi ise;

$$\dot{m}_{hava} = d_{hava}(kg/m^3) \times \dot{V}_{hava}(m^3/s) \quad (4.23)$$

formülüyle hesaplanmıştır. Böylelikle havanın kütleli debisi ve ısı kapasite hızı

$$\dot{m}_{hava} = 1,199 \times 0,4125 = 0,494 kg/s$$



$$C_{hava} = 0,494 \times 1,007 = 0,498 \text{ kW/C}$$

olarak bulunur. Fancoilde olabilecek maksimum ısı transfer hızı Eşitlik 3.18 aracılığıyla;

$$Q_{maks} = 0,498(82 - 21,7) = 30,02 \text{ kW}$$

olarak elde edilir. Fancoilde oluşan gerçek ısı transfer hızını bulabilmek için suyun ısı kapasite hızı ;

$$C_{su} = m_{su}c_{p,su} = 0,23 \times 4,197 = 0,9653 \text{ kW/C}$$

şeklinde hesaplanır.

$$\dot{Q} = Q_{su} = 0,23 \times 4,197(82 - 62) = 19,30 \text{ kW}$$

bulunmuştur. Böylelikle fancoildeki ısı transferi etkinliği Eşitlik 3.16 ile

$$\varepsilon = \frac{19,30}{30,02} = 0,642$$

olarak bulunur. Fancoildeki entropi üretimi ve entropi üretim sayısı sırasıyla Eşitlik 3.15 ve 3.14 kullanılarak;

$$S_{gen} = 0,23 \times 4,197 \ln\left(\frac{335,15}{355,15}\right) + \left(0,494 \times 1,007 \ln\left(\frac{334,15}{294,85}\right)\right)$$

$$S_{gen} = -0,0559 + 0,0622 = 0,00633 \text{ kW/K}$$

$$N_s = \frac{0,00633}{0,498} = 0,0127$$

şeklinde hesaplanır.

Bu bölümde teorik olarak fancoil çalışma rejimi 80-60°C olması durumuna göre analiz yapılmıştır. Su ve havanın ısıtma rejiminin bu şekilde olması durumundaki özellikleri Çizelge 4.12 ve 4.13'de belirtilmiştir.

**Çizelge 4.12.** Suyun 80-60°C rejimindeki özellikleri

Su	
$T_{su\ giriş} (C)$	80
$T_{su\ çıkış} (C)$	60
$m_{su}(kg/s)$	0,2264

**Çizelge 4.13.** Fancoil giriş havasının özellikleri

Hava	
$T_{hava\ giriş} (C)$	20
$V(m^3/h)$	1270
$\rho_{hava}(kg/m^3)$	1,204

Havanın kütleli debisi Eşitlik 4.23 ile;

$$m_{hava} = 0,4247\ kg/s$$

şeklinde elde edilir. Havanın ısı kapasite hızı ise;

$$C_{hava} = 0,4247 \times 1,007 = 0,4277\ kW/C$$

olarak hesaplanır. Fancoilde olabilecek maksimum ısı transfer hızı Eşitlik 3.18 aracılığıyla ;

$$Q_{maks} = 0,4277(80 - 20) = 25,66\ kW$$

bulunur. Eşitlik 3.17 kullanılarak fancoildeki gerçek ısı transfer hızı ;

$$C_{su} = m_{su}c_{p,su} = 0,2264 \times 4,197 = 0,9502\ kW/C$$

$$Q_{su} = 0,2264 \times 4,197(80 - 60) = 19\ kW$$

şeklinde hesaplanır. Böylelikle fancoildeki ısı transferi etkinliği Eşitlik 3.16 ile

$$\varepsilon = \frac{19}{25,66} = 0,7404$$

değerine ulaşılır. Fancoildeki havanın çıkış sıcaklığı aşağıdaki bağıntı yardımıyla elde edilir.

$$T_{hava \text{ çıkış}} = T_{hava \text{ giriş}} + \frac{Q_{su}}{m_{hava} c_{p,hava}} \quad (4.24)$$

$$T_{hava \text{ çıkış}} = 20 + \frac{19}{0,4277} = 64,42 \text{ C}$$

Fancoildeki entropi üretimi ve entropi üretim sayısı sırasıyla Eşitlik 3.15 ve 3.14 kullanılarak ;

$$S_{gen} = 0,2264 \times 4,197 \ln\left(\frac{333,15}{353,15}\right) + \left(0,4247 \times 1,007 \ln\left(\frac{337,77}{293,15}\right)\right)$$

$$S_{gen} = -0,0554 + 0,06059 = 0,00519 \text{ kW/K}$$

$$N_s = \frac{0,00519}{0,4277} = 0,01213$$

olarak hesaplanır.

Bu bölümde teorik olarak fancoil çalışma rejimi 90-70°C olması durumuna göre analiz yapılmıştır. Su ve havanın ısıtma rejiminin bu şekilde olması durumundaki özellikleri Çizelge 4.14 ve 4.15'de belirtilmiştir.

**Çizelge 4.14.** Suyun 90-70°C rejimindeki özellikleri

Su	
$T_{su \text{ giriş}} (C)$	90
$T_{su \text{ çıkış}} (C)$	70
$m_{su} (kg/s)$	0,2697
$c_{p,su} \text{ kJ/kgK}$	4,206

**Çizelge 4.15.** Fancoil giriş havasının özellikleri

Hava	
$T_{hava \text{ giriş}} (C)$	20
$V (m^3/h)$	1270
$\rho_{hava} (kg/m^3)$	1,204

Havanın kütleli debisi Eşitlik 4.23 ile;

$$m_{hava} = 0,4247 \text{ kg/s}$$

şeklinde elde edilir. Havanın ısı kapasite hızı ise

$$C_{hava} = 0,4247 \times 1,007 = 0,4277 \text{ kW/C}$$

olarak hesaplanır. Fancoilde olabilecek maksimum ısı transfer hızı Eşitlik 3.18 aracılığıyla;

$$Q_{maks} = 0,4277(90 - 20) = 29,94 \text{ kW}$$

bulunur. Eşitlik 3.17 kullanılarak fancoildeki gerçek ısı transfer hızı;

$$C_{su} = m_{su}c_{p,su} = 0,2697 \times 4,206 = 1,1343 \text{ kW/C}$$

$$Q_{su} = 0,2697 \times 4,206(90 - 70) = 22,69 \text{ kW}$$

şeklinde hesaplanır. Böylelikle fancoildeki ısı transferi etkinliği Eşitlik 3.16 ile

$$\varepsilon = \frac{22,69}{29,94} = 0,7578$$

elde edilir. Fancoildeki havanın çıkış sıcaklığı;

$$T_{hava \text{ çıkış}} = 20 + \frac{22,69}{0,4277} = 73,05$$

şeklinde hesaplanır. Fancoildeki entropi üretimi ve entropi üretim sayısı sırasıyla Eşitlik 3.15 ve 3.14 kullanılarak;

$$S_{gen} = 0,2697 \times 4,206 \ln\left(\frac{343,15}{363,15}\right) + \left(0,4247 \times 1,007 \ln\left(\frac{346,2}{293,15}\right)\right)$$

$$S_{gen} = -0,06426 + 0,071136 = 0,006876 \text{ kW/K}$$

$$N_s = \frac{0,006876}{0,4277} = 0,01608$$

Bu bölümde teorik olarak fancoil çalışma rejimi 70-50°C olması durumuna göre analiz yapılmıştır. Su ve havanın ısıtma rejiminin bu şekilde olması durumundaki özellikleri Çizelge 4.16 ve 4.17'de belirtilmiştir.

**Çizelge 4.16.** Suyun 70-50°C rejimindeki özellikleri

Su	
$T_{su\ giriş} (C)$	70
$T_{su\ çıkış} (C)$	50
$m_{su} (kg/s)$	0,1822
$c_{p,su} kJ/kgK$	4,19

**Çizelge 4.17.** Fancoil giriş havasının özellikleri

Hava	
$T_{hava\ giriş} (C)$	20
$V (m^3/h)$	1270
$\rho_{hava} (kg/m^3)$	1,204

Havanın kütleli debisi Eşitlik 4.23 ile;

$$m_{hava} = 0,4247\ kg/s$$

şeklinde elde edilir. Havanın ısı kapasite hızı ise

$$C_{hava} = 0,4247 \times 1,007 = 0,4277\ kW/C$$

olarak hesaplanır. Fancoilde olabilecek maksimum ısı transfer hızı Eşitlik 3.18 aracılığıyla;

$$Q_{maks} = 0,4277(70 - 20) = 21,385\ kW$$

bulunur. Eşitlik 3.17 kullanılarak fancoildeki gerçek ısı transfer hızı ;

$$C_{su} = m_{su}c_{p,su} = 0,1822 \times 4,19 = 0,7634\ kW/C$$

$$Q_{su} = 0,1822 \times 4,19(70 - 50) = 15,268\ kW$$

şeklinde hesaplanır. Böylelikle fancoildeki ısı transferi etkinliği Eşitlik 3.16 ile

$$\varepsilon = \frac{15,268}{21,385} = 0,714$$

elde edilir. Fancoildeki havanın çıkış sıcaklığı ;

$$T_{hava \text{ çıkış}} = 20 + \frac{15,268}{0,4277} = 55,7$$

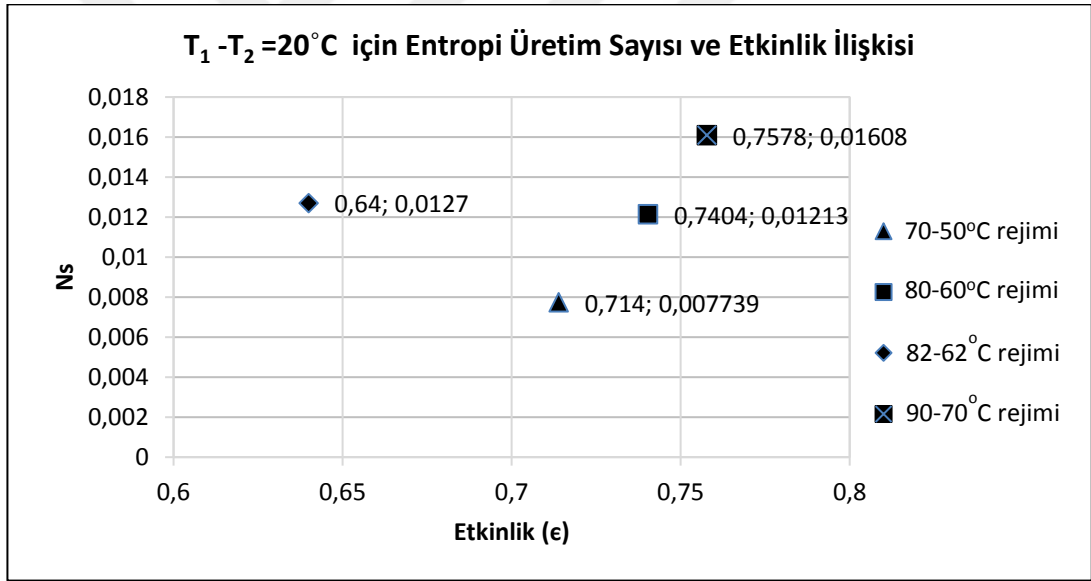
şeklinde hesaplanır. Fancoildeki entropi üretimi ve entropi üretim sayısı sırasıyla Eşitlik 3.15 ve 3.14 kullanılarak ;

$$S_{gen} = 0,1822 \times 4,19 \ln\left(\frac{323,15}{343,15}\right) + \left(0,4247 \times 1,007 \ln\left(\frac{328,85}{293,15}\right)\right)$$

$$S_{gen} = -0,04584 + 0,04915 = 0,00331 \text{ kW/K}$$

$$N_s = \frac{0,00331}{0,4247} = 0,007739$$

olarak bulunur.



**Şekil 4.9.** T<sub>1</sub> - T<sub>2</sub> = 20°C için Entropi Üretim Sayısı ve Etkinlik İlişkisi

Şekil 4.9 incelendiğinde ısı transfer etkinliğinin teorik hesaplama sonuçlarında doğrusal bir artış izlediği, en yüksek değerine ( $\epsilon$ ) = 0,7578, su sıcaklığının en fazla olduğu 90-70°C sıcaklık rejiminde ulaştığı, en düşük ısı transfer etkinliğinin ( $\epsilon$ ) = 0,7114 ise sıcaklığının en düşük olduğu 70-50°C sıcaklık rejiminde olduğu görülmektedir. Ancak mevcut çalışma değerlerinin ölçülerek entropi üretim sayısı ve ısı transfer etkinliği ilişkisinin incelendiği 82-62°C sıcaklık rejiminde ısı transfer etkinliğinin, grafikteki

doğrusal artıştan sapma göstererek teorik hesaplamalar sonucu elde edilen 70-50°C sıcaklık rejimindeki ısı transfer etkinliğinden bile daha düşük olduğu görülmektedir.

Sonuçlar entropi üretim sayısı açısından incelendiğinde su sıcaklığı yükseldikçe entropi üretim sayısı değerlerinin artış eğiliminde olduğu görülmektedir. En düşük entropi üretim sayısı değeri 70-50°C sıcaklık rejiminde  $(N_s) = 0,007739$  kW/K olarak bulunmuştur.

#### 4.4 Hata Analizi

Bu bölümde fancoil cihazının mevcut çalışma koşullarında ölçülen değişkenlerinin hata analizi yapılarak 82-62°C sıcaklık rejimindeki entropi üretimi sayısı etkinlik ilişkisinin incelendiği çalışmadaki toplam hata oranı belirlenecektir.

**Çizelge 4.18.** Hata oluşturan değişkenler ve değerleri.

Hata Oluşturan Değişkenler	Hata Değeri
Sıcaklık ölçümünden kaynaklanan hatalar	±0,6 °C
Hız ölçümünden kaynaklanan hatalar	±0,3 m/s
Tablo değerlerinin okunmasından kaynaklanan hatalar	±0,1
Debi ölçümünden kaynaklanan hatalar	±0,01kg/s
Uzunluk ölçümünden kaynaklanan hatalar	±0,003 m

Çizelge 4.18'de analizde kullanılan cihazların ölçüm esnasındaki hata değerleri belirtilmiştir. Bu değerler referans alınarak analizdeki toplam hata oranını bulmak için öncelikle havanın kütleli debisindeki hata oranı hesaplanır. Bunun için Eşitlik 3.18 aşağıda belirtilen hava debisi ifadesine uygulanırsa;

$$\dot{m}_{hava} = \rho_{hava} \times V \times A_{menfez}$$

$$\dot{m}_{hava} = \rho_{hava} \times V \times a_{menfez} \times b_{menfez}$$

Hava debisi ölçümündeki hata oranı;

$$\frac{W_{m_{hava}}}{m_{hava}} = \left[ \left( \frac{W_{\rho_{hava}}}{\rho_{hava}} \right)^2 + \left( \frac{W_V}{V} \right)^2 + \left( \frac{W_{a_{menfez}}}{a_{menfez}} \right)^2 + \left( \frac{W_{b_{menfez}}}{b_{menfez}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{m_{hava}}}{m_{hava}} = \left[ \left( \frac{0,1}{1,199} \right)^2 + \left( \frac{0,03}{1,1} \right)^2 + \left( \frac{0,003}{1,25} \right)^2 + \left( \frac{0,003}{0,3} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{m_{hava}}}{m_{hava}} = [0,006956 + 0,0007438 + 5,76 \times 10^{-6} + 10^{-4}]^{0,5} = 0,08835$$

şeklinde hesaplanır. Suyun ısı kapasite hızı hata oranı ise

$$C_{su} = m_{su} c_{p,su}$$

$$\frac{W_{C_{su}}}{C_{su}} = \left[ \left( \frac{W_{m_{su}}}{m_{su}} \right)^2 + \left( \frac{W_{c_{p,su}}}{c_{p,su}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{C_{su}}}{C_{su}} = \left[ \left( \frac{0,01}{0,23} \right)^2 + \left( \frac{0,1}{4,197} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{C_{su}}}{C_{su}} = 0,0496$$

olarak elde edilir. Fancoildeki gerçek ısı transfer hızının hata oranı aynı bağıntı yardımıyla;

$$Q_{su} = m_{su} c_{p,su} (T_{su \text{ giriş}} - T_{su \text{ çıkış}})$$

$$\frac{W_{Q_{su}}}{Q_{su}} = \left[ \left( \frac{W_{m_{su}}}{m_{su}} \right)^2 + \left( \frac{W_{c_{p,su}}}{c_{p,su}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{su \text{ giriş}}}}{T_{su \text{ giriş}}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{su \text{ çıkış}}}}{T_{su \text{ çıkış}}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{Q_{su}}}{Q_{su}} = \left[ \left( \frac{0,01}{0,23} \right)^2 + \left( \frac{0,1}{4,197} \right)^2 + \left( \frac{0,02}{82} \right)^2 + \left( \frac{0,02}{62} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{Q_{su}}}{Q_{su}} = 0,00189 + 0,000567 + 5,94 \times 10^{-8} + 10^{-7} = 0,04956$$

olarak hesaplanır. Fancoilde olabilecek maksimum ısı transfer hızındaki hata oranı Eşitlik 3.18 ile;



$$Q_{maks} = C_{min}(T_{su\ giriş} - T_{hava\ giriş})$$

$$\frac{W_{Q_{maks}}}{Q_{maks}} = \left[ \left( \frac{W_{m_{hava}}}{m_{hava}} \right)^2 + \left( \frac{W_{c_{p,hava}}}{c_{p,hava}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{su\ giriş}}}{T_{su\ giriş}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{hava\ giriş}}}{T_{hava\ giriş}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{Q_{maks}}}{Q_{maks}} = \left[ (0,08835)^2 + \left( \frac{0,1}{1,007} \right)^2 + \left( \frac{0,02}{82} \right)^2 + \left( \frac{0,6}{21,7} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{Q_{maks}}}{Q_{maks}} = 0,1357$$

şeklinde elde edilir. Böylelikle fancoildeki ısı transferi etkinliği hata oranı Eşitlik 3.18 den faydalanarak;

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{maks}}$$

$$\frac{W_{\varepsilon}}{\varepsilon} = \left[ \left( \frac{W_{Q_{su}}}{Q_{su}} \right)^2 + \left( \frac{W_{Q_{maks}}}{Q_{maks}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{\varepsilon}}{\varepsilon} = [(0,04956)^2 + (0,1357)^2]^{0,5} = 0,144$$

olarak bulunur. Fancoildeki entropi üretimi hata oranı Eşitlik 3.18 kullanılarak;

$$S_{gen} = m_{su} c_{p,su} \ln \left( \frac{T_{su\ çıkış}}{T_{su\ giriş}} \right) + m_{hava} c_{p,hava} \ln \left( \frac{T_{hava\ çıkış}}{T_{hava\ giriş}} \right)$$

$$\frac{W_{S_{gen}}}{S_{gen}} = \left[ \left( \frac{W_{m_{su}}}{m_{su}} \right)^2 + \left( \frac{W_{c_{p,su}}}{c_{p,su}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{su\ giriş}}}{T_{su\ giriş}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{su\ çıkış}}}{T_{su\ çıkış}} \right)^2 + \left( \frac{W_{m_{hava}}}{m_{hava}} \right)^2 + \left( \frac{W_{c_{p,hava}}}{c_{p,hava}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{hava\ çıkış}}}{T_{hava\ çıkış}} \right)^2 + \left( \frac{W_{T_{hava\ giriş}}}{T_{hava\ giriş}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{S_{gen}}}{S_{gen}} = \left[ \left( \frac{0,01}{0,23} \right)^2 + \left( \frac{0,1}{4,197} \right)^2 + \left( \frac{0,02}{82} \right)^2 + \left( \frac{0,02}{62} \right)^2 + (0,08835)^2 + \left( \frac{0,1}{1,007} \right)^2 + \left( \frac{0,6}{60,9} \right)^2 + \left( \frac{0,6}{21,7} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{S_{gen}}}{S_{gen}} = [(0,04956)^2 + (0,08835)^2 + (0,0993)^2 + (0,00985)^2 + (0,0276)^2]^{0,5}$$

$$\frac{W_{S_{gen}}}{S_{gen}} = 0,1448$$

şeklinde hesaplanır. Entropi üretim sayısı hata oranı;

$$N_s = \frac{S_{gen}}{C_{min}}$$

$$\frac{W_{N_s}}{N_s} = \left[ \left( \frac{W_{S_{gen}}}{S_{gen}} \right)^2 + \left( \frac{W_{m_{hava}}}{m_{hava}} \right)^2 + \left( \frac{W_{c_{p,hava}}}{c_{p,hava}} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{N_s}}{N_s} = \left[ (0,1448)^2 + (0,08835)^2 + \left( \frac{0,1}{1,007} \right)^2 \right]^{0,5}$$

$$\frac{W_{N_s}}{N_s} = 0,1965$$

olarak elde edilir. Böylelikle mevcut çalışma değerleri ölçülerek yapılan 82-62°C çalışma rejimindeki etkinlik ve entropi ilişkisi deneysel çalışmasına hata analizi uygulanarak entropi ve etkinlik ifadelerindeki hata oranları bulunmuştur. Etkinlik ve entropi üretim sayısı değerlerindeki hata oranı sırasıyla %14,4 ve %19,65 olarak bulunmuştur. Hata analizi sonucunda fancoil cihazının etkinlik ve entropi üretim sayısı hesaplanırken elde edilen değerlerin doğruluğunun artması için kullanılan cihazların ölçüm hassasiyetlerinin daha iyi olması gerektiği görülmektedir.

## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Yapılan çalışmada Bursa ilinde bulunan 23675 m<sup>2</sup> net kapalı alana sahip Kamu Binası'nın enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Binanın mevcut ısıtma sistemi -6°C dış hava sıcaklığı, 90-70°C sıcaklık rejimine göre tasarlanmıştır. Binanın teknik hacminde bulunan iki adet 1280 kW kapasiteli doğalgaz yakıtlı sıcak su kazanıyla ısınma sağlanmaktadır.

Isıtma sisteminde kullanılan % 98 verimli ısıtma kazanı için üç farklı sıcaklık rejimine göre (90-70°C, 80-60°C ve 70-50°C) ekserji analizi yapılmıştır. Kazan en yüksek ikinci yasa verimine 0,2114 değeri ve en düşük tersinmezliğe 941 kW olarak 90-70 °C çalışma sıcaklığı rejiminde ulaşırken, 70-50°C sıcaklık rejiminde en yüksek tersinmezliğe 987,79 kW olarak ve verim olarak en düşük değeri olan 0,1722 değerine gerilemektedir. Sonuç olarak kazanın çalışma rejim sıcaklığı arttıkça kazanın ikinci kanuna göre verimi artmakta ve tersinmezliği azalmaktadır.

Çalışma kapsamında binada bulunan bütün mahallerin ekserji analizi yapılmıştır. Binanın tasarım ısıtma rejimine göre, örnek olarak 1.katta bulunan 25 numaralı mahalın ekserji analizleri yapılarak mahaldeki ekserji kayıpları 407,46 W, fancoilden kaynaklı oluşan tersinmezlik ise 308,46 W şeklinde hesaplanmıştır. Binada bulunan diğer mahallerin ekserji kayıpları ve mahallerde bulunan fancoil tersinmezlikleri Çizelge 4.4'te belirtilmiştir.

Bu çalışmada fancoilin mevcut çalışma değerlerinde debi, hava hızı ve sıcaklık bileşenlerinin ölçümleri yapılarak entropi üretim sayısı ve ısı transfer etkinliği ilişkisi incelenmiştir. Elde edilen ölçüm verileri kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda entropi üretim sayısı ( $N_s$ ) = 0,01213, ısı transfer etkinliği( $\epsilon$ ) = 0,64 olarak bulunmuştur. Bulunan değerler üç farklı sıcaklık rejimine göre (90-70°C,80-60°C ve 70-50°C) yapılan teorik hesaplamaların sonuçlarıyla kıyaslanarak gidiş dönüş sıcaklık farkının 20°C olduğu durumlarda entropi üretim sayısı ve ısı transfer etkinliği ilişkisini gösteren Şekil 4.9 oluşturulmuştur. Grafik sonuçları incelendiğinde ısı transfer etkinliğinin teorik hesaplama sonuçlarında doğrusal bir artış izlediği, en yüksek değerine( $\epsilon$ ) = 0,7578,su sıcaklığının en fazla olduğu 90-70°C sıcaklık rejiminde ulaştığı, en düşük ısı transfer etkinliğinin ( $\epsilon$ ) = 0,7114 ise sıcaklığının en düşük olduğu

70-50°C sıcaklık rejiminde olduğu görülmektedir. Ancak mevcut çalışma değerlerinin ölçülerek entropi üretim sayısı ve ısı transfer etkinliği ilişkisinin incelendiği 82-62°C sıcaklık rejiminde ısı transfer etkinliğinin, grafikteki doğrusal artıştan sapma göstererek teorik hesaplamalar sonucu elde edilen 70-50°C sıcaklık rejimindeki ısı transfer etkinliğinden bile daha düşük olduğu görülmektedir. Bununla birlikte çalışmanın son bölümünde yapılan hata analiziyle entropi üretim sayısı ( $N_s$ ) hata oranının 0,19 ve ısı transfer etkinliği hata oranının 0,144 olarak bulunması, grafikteki ayrışmanın sebebinin hata oranlarının değerinin oldukça yüksek olmasından kaynaklandığını ortaya koymaktadır. Yapılan tez çalışmasının sonuçları dikkate alınarak aşağıdaki önerilerde bulunulabilir;

Sistemde en fazla ekserji kaybı kazanda oluşmuştur. Meydana gelen ekserji kaybını azaltmak için atılan ısıdan faydalanmak amacıyla ekonomizör kullanılabilir.

Mahallerdeki enerji kaybını azaltmak ve ısıtma sisteminin çalışma verimliliğinin artırılması için binaya otomasyon sistemi kurulmalıdır. Böylelikle mahaller istenilen sıcaklığa ulaştığında sistem tam yükte çalışmak yerine optimum şartlarda devrede kalacaktır.

Fancoil cihazlarında oluşan tersinmezlikleri azaltmak veya artmasını engellemek amacıyla cihazların yılda iki kere olmak üzere periyodik bakımları yapılmalıdır. Bu şekilde cihazlardaki fan ve filtre kirliliğinin önüne geçilerek sistemin sağlıklı çalışmasının sürekliliği sağlanabilir.

Fancoil entropi üretim sayısı ve etkinlik ilişkisinin incelendiği mevcut çalışma verileriyle yapılan hesaplamaların teorik hesaplamalarla kıyaslanması sonucu ortaya çıkan farklılığın sebebi hata oranıdır. Hata analizi ile bulunun bu hata oranını asgariye indirmek için veri ölçümünde kullanılan cihazlarının çok hassas cihazlar seçilmesi gerekmektedir.

Fancoillerdeki entropi üretimini asgariye indirmek ve ısıtma sisteminin optimizasyonu sağlanması açısından ısıtma sistemi sıcaklık rejiminin 70-50°C olarak belirlenmesi fayda sağlayacaktır. Böylelikle fancoil; ısı transferi etkinliğinin en yüksek olduğu 90-70°C sıcaklık rejimine çok yakın bir ısı transferi etkinliğine sahip olurken

oluşan entropi üretimi ve entropi üretim sayısı değerleri açısından en düşük olduğu koşullarda çalışacaktır.



## KAYNAKLAR

- Akpınar, E.2002.** Tarımsal ürünler için siklon tipi bir kurutucunun geliştirilmesi,*Doktora Tezi*, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Elazığ.
- Balta, M. T. et al.2008.** Evaluating a low exergy heating system from the power plant through the heat pump to the building envelope.*Energy and Buildings* , 40: 1799–1804. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.03.008>
- Bilgili, M. et al.2016.** Bir Split Klimanın Farklı Atmosfer Hava Sıcaklıklarında Enerji ve Ekserji Analizi. 1st International Conference on Engineering Technology and Applied Sciences, Afyonkarahisar.
- Bodvarsson, G., Eggers, D. E.1972.** The exergy of thermal water. *Geothermics*, 1(3):, 93–95. [https://doi.org/10.1016/0375-6505\(72\)90033-8](https://doi.org/10.1016/0375-6505(72)90033-8)
- Çengel, Y., Boles, M.2008.** Termodinamik:Mühendislik Yaklaşımıyla, İzmir Güven Kitabevi.
- Çomaklı, K.2003.** Atatürk Üniversitesi Isıtma Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi, *Doktora Tezi*, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Erzurum
- ENERDATA2019.** <https://yearbook.enerdata.net/total-energy/world-consumption-statistics.html>
- Erduranlı, P.1997.** Enerji Santralına Ekserji Analizi Uygulanması, *Yüksek Lisans Tezi*, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Zonguldak
- Ergün, A.2010.** 80.000 m<sup>2</sup>'lik Isıtma Soğutma İhtiyacı Olan Bir Alışveriş Merkezinin Enerji ve Ekserji Analizi, Gazi Üniversitesi.
- Etemoğlu, A. B.2006.** Bursa Ve Çevresinde Jeotermal Enerjinin Kullanılabilirliğinin Araştırması,*Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt11, Sayı 1, 55–64.
- Gundersen, T.2009.** An Introduction to The Concept of Exergy and Energy Quality. *Science And Technology*, (November):, 1–25.
- Holman, J. .2011.** Experimental Methods for Engineers, McGraw- Hill Book Company.
- Köktürk, U.1999.** Isı Kaybı Proje Hesapları, Nobel Yayınevi, 422 sayfa.
- Kotas, T.1985.** The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Butterworth-Heinemann, 320 pages.
- Rant Z.1956.** Exergy, a new word for “technical available work”, *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens (in German)*,. , 22:, 36–37.
- Sakulpipatsin, P. et al.2010.** An exergy application for analysis of buildings and HVAC systems. *Energy and Buildings*, 42(1):, 90–99. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.07.015>
- Shukuya, M.2009.** Exergy concept and its application to the built environment. *Building and Environment*, 44(7):, 1545–1550. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2008.06.019>
- Tekin, T.1997.** Erzurum Şeker Fabrikasının Ekserji Analizi, *Doktora Tezi*, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kimya Mühendisliği Anabilim Dalı, Erzurum.
- Tetik, T.2011.** Doğalgaz yakitli bireysel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Çorum
- Tsatsaronis, G.1993.** Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems.

*Progress in Energy and Combustion Science*, , 227–257. [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(93\)90016-8](https://doi.org/10.1016/0360-1285(93)90016-8)

**Utlu, Z., Tekin, S.2015.** Merkezi Isıtma Sistemlerinin Termodinamik Analizi Ve Yanma Havası Sıcaklık Değişimlerinin Ekserji Verimliliğine Etkisinin İncelenmesi. 12.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.

**Wei, Z., Zmeureanu, R.2009.** Exergy analysis of variable air volume systems for an office building. *Energy Conversion and Management*, 50(2):, 387–392. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.09.010>

**Xu, Z. M. et al.1996.** A modified entropy generation number for heat exchangers. *Journal of Thermal Science*, 5(4):, 257–263. <https://doi.org/10.1007/BF02653232>

**YEGM2019.** [http://www.yegm.gov.tr/verimlilik/b\\_en\\_ver\\_b\\_2.aspx](http://www.yegm.gov.tr/verimlilik/b_en_ver_b_2.aspx) .

**Yildiz, A., Güngör, A.2009.** Energy and exergy analyses of space heating in buildings. *Applied Energy*, 86(10):, 1939–1948. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.010>

**Yilmaz, M.2012.** Türkiye ' nin Enerji Potansiyeli ve Yenilenebilir Enerji Kaynaklarının Elektrik Enerjisi Üretimi Açısından Önemi The energy potential of Turkey and its importance of renewable energy sources in terms of electricity production. , 4(2):, 33–54.

**Yucer, C. T., Hepbasli, A.2011.** Thermodynamic analysis of a building using exergy analysis method. *Energy and Buildings*, 43(2–3):, 536–542. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.10.019>

**Yucer, C. T., Hepbasli, A.2012.** Exergoeconomic analysis of a central heating system from the generation stage to the building envelope. *Energy and Buildings*, 47:., 592–599. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.12.036>

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Emre KILINÇER  
Doğum Yeri ve Tarihi : BURSA 26/11/1986  
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu  
Lise : Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi, 2004  
Lisans : Balıkesir Üniversitesi, 2009

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Hitit Üniversitesi, Bursa Teknik Üniversitesi

İletişim (e-posta) : emre.kilincer@btu.edu.tr