

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
TERMODİNAMİK BİLİM DALI**

**MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ REKTÖRLÜK BİNASI ISITMA VE
SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

SEZER SEVİM

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi ALİ YURDDAŞ**



MANİSA-2019

TEZ ONAYI

Sezer SEVİM tarafından hazırlanan " MANİSA CELAL BAYAR NİVERSİTESİ REKTÖRLÜK BİNASI ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ "adlı tez çalışması 02/05/2019 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri önünde Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Ali YURDDAŞ
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



Jüri Üyesi

Prof. Dr. Yunus ÇERÇİ
Adnan Menderes Üniversitesi



Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Yiğit AKSOY
Manisa Celal Bayar Üniversitesi



TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Sezer SEVİM

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	I
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	III
ŞEKİLLER DİZİNİ	V
TABLO DİZİNİ	VI
ÖZET	VIII
ABSTRACT	IX
1. GİRİŞ	1
1.1. Ekserji Analizi Literatür Özeti	4
2. GENEL BİLGİLER	12
2.1. Termodinamiğin Temel Kavramları	12
2.2. Termodinamiğin Birinci Kanunu	12
2.2.1. Kütleinin Korunumu İlkesi	14
2.2.2. Enerjinin Korunumu İlkesi	14
2.2.3. Akış İşİ	15
2.2.4. Akışkanın Toplam Enerjisi	15
2.3. Sürekli Akışı Açık Sistem (SASA)	16
2.3.1. Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütleinin Korunumu	16
2.3.2. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemde Enerjinin Korunumu	17
2.4. Termodinamiğin İkinci Kanunu	17
2.4.1. Isıl Verim	18
2.5. Tersinir ve Tersinmez Hal Değişimleri	18
2.6. Entropi	19
2.6.1. Kontrol Hacmi İçin Entropi Dengesi	21
2.7. Mühendislik Sistemlerinin İkinci Kanun Analizi	21
2.7.1. SASA Sistemlerin İkinci Kanun Çözümlemesi	22
3. ISITMA, SOĞUTMA VE HAVALANDIRMA SİSTEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ	26
3.1. Materyal	26
3.1.1. Merkezi Isıtma Sistemi	26
3.1.2. Merkezi Soğutma Sistemi	27
3.1.3. Havalandırma Sistemi	29
3.2. Isıtma ve Soğutma Sistemi Enerji Analizleri	30

3.2.1. Merkezi Isıtma Sistemi Enerji Analizi	30
3.2.2. Merkezi Soğutma Sistemi Enerji Analizi	34
3.3. Isıtma ve Soğutma Sistemi Ekserji Analizleri	36
3.3.1. Merkezi Isıtma Sistemi Ekserji Analizi	36
3.3.2. Merkezi Soğutma Sistemi Ekserji Analizi	44
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	49
4.1. Enerji Analizi İle İlgili Sonuçlar	49
4.1.1. Isıtma Sisteminde Elde Edilen Sonuçlar	49
4.1.2. Soğutma Sisteminde Elde Edilen Sonuçlar	50
4.2. Ekserji Analizi İle İlgili Sonuçlar	51
4.2.1. Isıtma Sisteminde Elde Edilen Sonuçlar	51
4.2.2. Soğutma Sisteminde Elde Edilen Sonuçlar	53
4.3. Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması	55
4.3.1. Isıtma Sistemi Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	55
4.3.2. Soğutma Sistemi Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	57
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	59
5.1. Sonuçlar	59
5.2. Öneriler	59
5.2.1. Kazan İçin Öneriler	60
5.2.2. Fan-coil Üniteleri İçin Öneriler	60
5.2.3. Chiller İçin Öneriler	61
5.2.4. Klima Santrali İçin Öneriler	62
KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ	65

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler Açıklama

C_p	Sabit Basınçta Özgül Isı (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)
η	Verim
Q	Toplam Isı Geçişi (kJ)
\dot{Q}	Birim Zamandaki Isı 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 ³ /kg)
W	Toplam İş (kJ)
ex	Özgül Ekserji (kJ/kg)
Ex	Toplam Ekserji (kJ)
\dot{Ex}	Birim Zamandaki Ekserji Miktarı (kW)
z	Yükseklik (m)
Ψ	Akış İş (kJ/kg)
H_a	Yakıt Alt Isıl Değeri (kJ/kg)
$\dot{m}_{yakıt}$	Yakıt Kütleli Debisi (kg/s)

Kısaltmalar Açıklama

ch	Kimyasal Ekserji
ke	Kinetik Ekserji
kh	Kontrol Hacmi
pe	Potansiyel Ekserji
ph	Fiziksel Ekserji
SASA	Sürekli Akışlı Açık Sistem
EER	Enerji Etkinlik Oranı

İndisler Açıklama

ç	Çıkan
g	Giren
ü	Üretim



ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. 2016 Yılı Enerji Denge Tablosu	2
Şekil 2.1. Termodinamik Kapalı Sistem	12
Şekil 2.2. Termodinamik Açık Sistem (Kontrol Hacmi)	14
Şekil 2.3. Termodinamik Açık Sistem (Kontrol Hacmi) Kütle Geçişi	15
Şekil 2.4. İki İtten Tersinir Hal Değişiminden Oluşan Tersinir Çevrim	20
Şekil 2.5. Kullanılabilir Enerji ve Kullanılmayan Enerji	21
Şekil 2.6. SASA Sistem Makine Örneği	23
Şekil 3.1. Merkezi Isıtma Tesisatı Kazan Dairesi Görünümü	26
Şekil 3.2. Bina Isıtma Tesisatı Akış Şeması	27
Şekil 3.3. Merkezi Soğutma Tesisatı Pompa Dairesi	28
Şekil 3.4. Hava Soğutmalı Su Soğutma Grubu Gösterimi	28
Şekil 3.5. Bina Soğutma Tesisatı Akış Şeması	29
Şekil 3.6. Klima Santrali Isıtma ve Soğutma Batarya Bağlantıları	29
Şekil 3.7. Sıcak Su Kazanı Enerji Analizi Gösterimi	30
Şekil 3.8. Klima Santrali Enerji Analizi Gösterimi	33
Şekil 3.9. Fan-coil Enerji Analizi Gösterimi	33
Şekil 3.10. Soğutma Grubu Enerji Analizi Gösterimi	34
Şekil 3.11. Klima Santrali Enerji Analizi Gösterimi	35
Şekil 3.12. Fan-coil ünitesi Enerji Analizi Gösterimi	36
Şekil 3.13. Sıcak Su Kazanı Ekserji Analizi Gösterimi	37
Şekil 3.14. Klima Santrali Ekserji Analizi Gösterimi	42
Şekil 3.15. Fan-coil Ekserji Analizi Gösterimi	43
Şekil 3.16. Soğutma Grubu (Chiller) Ekserji Analizi Gösterimi	45
Şekil 3.17. Klima Santrali Ekserji Analizi Gösterimi	46
Şekil 3.18. Fan-coil Ekserji Analizi Gösterimi	47
Şekil 4.1. Isıtma Sistemine Ait Sankey (Enerji Akış) Diyagramı	50
Şekil 4.2. Soğutma Sistemine Ait Sankey (Enerji Akış) Diyagramı	51
Şekil 4.3. Isıtma Sistemine Ait Grassmann Diyagramı	53
Şekil 4.4. Soğutma Sistemine Ait Grassmann Diyagramı	54
Şekil 4.5. Isıtma Sistemi Enerji ve Ekserji Kayıpları	56
Şekil 4.6. Isıtma Sistemi Enerji ve Ekserji Verimleri	56
Şekil 4.7. Soğutma Sistemi Enerji ve Ekserji Kayıpları	58
Şekil 4.8. Soğutma Sistemi Enerji ve Ekserji Verimleri	58

TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 1.1. Enerji ve Ekserji Kavramlarının Karşılaştırılması	3
Tablo 3.1. Doğalgazı Oluşturan Bileşenler	30
Tablo 3.2. Reaksiyona Giren ve Çıkan Bileşiklerin Entalpi Değerleri	31
Tablo 3.3. Baca Gazı Kütleli Analiz Değerleri	40
Tablo 3.4. Baca Gazlarının Termodinamik Özellikleri	40
Tablo 3.5. Baca Gazlarının Termomekanik, Kimyasal ve Toplam Ekserjileri ..	41
Tablo 3.6. Çevrenin Tanımı (Moran ve Shapiro)	41
Tablo 4.1. Isıtma Sistemi Cihazlarına Ait Termofiziksel Özellikler	49
Tablo 4.2. Isıtma Sistemi Ekipmanlarının Enerji Kayıpları ve Verimleri	49
Tablo 4.3. Soğutma Sistemi Cihazlarına Ait Termofiziksel Özellikler	50
Tablo 4.4. Soğutma Sistemi Ekipmanlarının Enerji Kayıpları ve Verimleri	51
Tablo 4.5. Isıtma Sistemi Cihazlarına Ait Termofiziksel Özellikler	52
Tablo 4.6. Isıtma Sistemi Ekipmanlarının Ekserji Kayıpları ve Verimleri	52
Tablo 4.7. Soğutma Sistemi Cihazlarına Ait Termofiziksel Özellikler	53
Tablo 4.8. Soğutma Sistemi Ekipmanlarının Ekserji Kayıpları ve Verimleri	54
Tablo 4.9. Isıtma Sistemi Enerji ve Ekserji Sonuçlarının Karşılaştırılması	55
Tablo 4.10. Soğutma Sistemi Enerji ve Ekserji Sonuçlarının Karşılaştırılması ..	57

TEŞEKKÜR

Çalıőmamın her aőamasında bana destek olan, bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren çok değerli danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi ALİ YURDDAŞ 'a, çalıőmalarım sırasında manevi desteğini her zaman hissettiğim değerli arkadaőım Makine Mühendisi Metin DEMİR' e, öğrenim hayatım boyunca beni maddi ve manevi olarak destekleyen ve hep yanımda olan aileme yürekten teşekkür ederim.

Sezer SEVİM
Manisa, 2019



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ REKTÖRLÜK BİNASI ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Sezer SEVİM

Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ali YURDDAŞ

Günümüzde konut ve ticari binalarda kullanılan ısıtma ve soğutma sistemlerinin çalıştırılması için ilk enerji kaynağı olarak ya fosil yakıtlar ya da fosil yakıtlardan üretilen elektrik enerjisi kullanılmaktadır. Ülkemiz genelinde elektriğin büyük bir kısmının doğalgazdan üretildiği, doğalgazın ise yurt genelinde sadece %7 mertebelerinde sağlanabildiği, geri kalan miktarın yurt dışından temin edildiği bilinmektedir. Bu gerçek üzerine konut ve ticari binalarda ekserji verimi yüksek sistemlerin kurulması, enerji kaynaklarının daha verimli ve akıllıca kullanılmasına olanak sağlayacaktır.

Bu tez projesi kapsamında, binada kurulu mevcut ısıtma ve soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizlerinin yapılp sistem performanslarının tespit edilmesi, yapılması gereken iyileştirmelerinin yapılarak sistemin termoekonomik bir yapıya kavuşturulması amaçlanmıştır. Binada, mevcut ısıtma tesisatı bünyesindeki sıcak su kazanlarında enerji kaynağı (yakıt) olarak doğalgaz, soğutma sistemi bünyesindeki hava soğutmalı su soğutma gruplarında ise enerji kaynağı olarak elektrik kullanılmaktadır.

Yapılan analiz sonucunda ısıtma sisteminde en büyük ekserji yıkımının sıcak su kazanında, soğutma sisteminde ise en büyük ekserji yıkımının su soğutma grubunda olduğu tespit edilmiştir. Elde edilen diğer noktasal veriler de değerlendirildiğinde, ısıtma ve soğutma sistem verimliliklerinin artırılması için gerekli iyileştirmeye önerileri değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler:(enerji , ekserji, hvac, entropi)

2019, 65 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF MANİSA CELAL BAYAR UNIVERSITY RECTORATE BUILDING HEATING AND COOLING SYSTEM

Sezer SEVİM

**Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Dr. Lecturer. Member Ali YURDDAŞ

Today, as the first energy source for the operation of heating and cooling systems used in residential and commercial buildings, either fossil fuels or fossil fuels are used. It is known that most of the electricity in our country is produced from natural gas, and natural gas can be supplied in only 7% of the country and the remaining amount is obtained from abroad. On this fact, the establishment of systems with high exergy efficiency in residential and commercial buildings will enable the energy resources to be used more efficiently and intelligently.

Within the scope of this thesis project, the energy and exergy analyzes of the existing heating and cooling system installed in the building were carried out and the system performances were determined, and the necessary improvements were made and the system was aimed to be a thermo-economic structure. In the building, hot water boilers within the existing heating installation use natural gas as energy source (fuel) and air cooled water chillers within the cooling system are used as energy source.

As a result of the analysis, it was determined that the biggest exergy destruction in the heating system was in the hot water boiler and the largest exergy destruction in the cooling system was in the water cooling group. Considering the other point data obtained, the improvement suggestions for improvement of heating and cooling system efficiency were evaluated.

Keywords: (energy, exergy, hvac, entropy)

2019, 65 pages

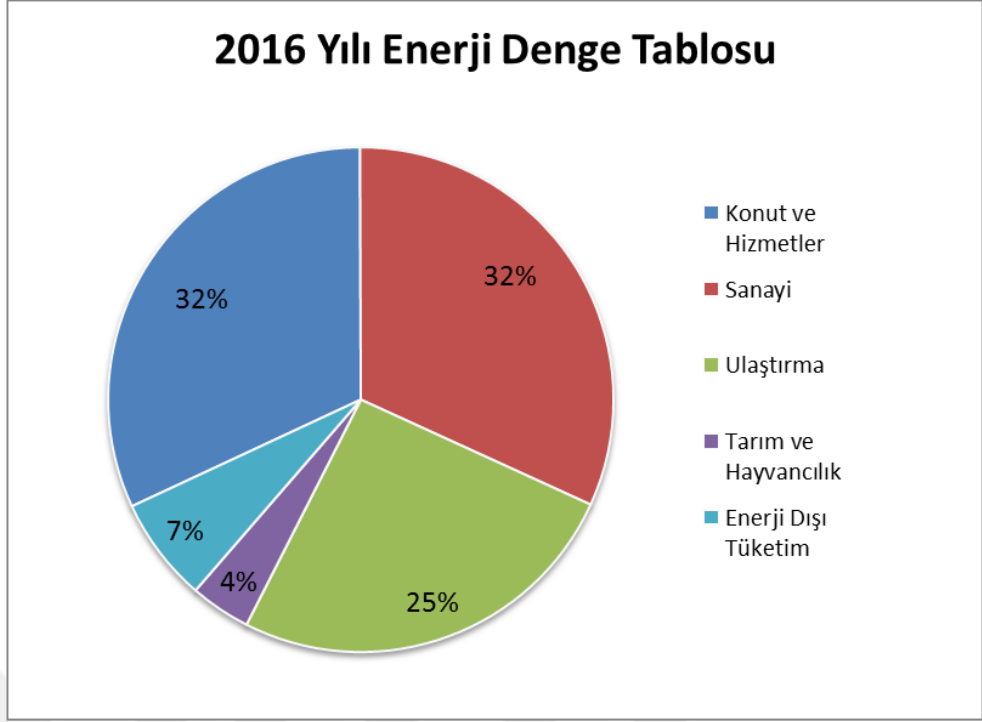
1. GİRİŞ

Dünya genelinde enerji ihtiyacının sürekli olarak artmasına karşılık kullanmaya alışkın olduğumuz yenilenemeyen enerji kaynakları da aksi yönde azalmaktadır. Bu enerji arz ve talep dengesizliği ile enerji maliyetleri pahalılaşmakta ve enerjiye olan ulaşılabilirlik zorlaşmaktadır. Yenilenemeyen enerji kaynağı olarak nitelendirdiğimiz ve kullanım oranı oldukça yüksek olan fosil yakıtların çevresel zararları göz önüne alındığında, ihtiyacımız olan enerji kaynağının elde edilmesi, çevresel ve ekonomik olarak kullanılması önem arz etmektedir [1].

Fosil yakıtların tükenme tehlikesi ile karşı karşıya kalınması yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasına yol açmıştır. Bu yöntem sistem ekserji verimlerinin yükselmesine dolayısıyla küresel ısınma sebebi olan karbon salınımlarının düşmesine olanak sağlamıştır.

Son zamanlarda dünyada yapılan konutsal ve ticari binaları incelediğimizde HVAC sistemlerinde düşük sıcaklıklı ısıtma ve yüksek sıcaklıklı soğutmanın tercih edildiği görülmektedir. Ayrıca hava-toprak-su kaynaklı ısı pompalarının, PV güneş panelleri ve düz - parabolik güneş kolektörlerinin sisteme entegre edildiği, karbon salınımı düşük yeşil bina olarak nitelendirdiğimiz binaların tasarımına başlanmış ve net sıfır enerjili binaların yapılması amaçlanmıştır. Bu konuda yurt dışında yasal düzenlemeler getirilmiştir(Leed sertifikası, Eco design vb). Bu çalışmalar birincil enerji kaynaklarından maksimum fayda sağlanması ve yüksek ekserji verimli sistemlerin geliştirilmesi anlamına gelmektedir. Girdi enerji maliyetlerinin azaltılması için yüksek ekserji verimli sistemlerin yasal zorunluluk haline getirilmesi gerekmektedir.

Konut ve Hizmetler sektörü %32'lik payla nihai enerji tüketiminde sanayi sektörünün hemen önünde birinci sırada yer almaktadır. Türkiye, enerjide dışa bağımlılığın yüksek olduğu ülkeler arasında yer almaktadır. Birincil enerji verilerine göre ithal enerji kaynaklarının oranı 2016'da % 76'ya (27milyar\$) ulaşmıştır. Birincil enerji tüketimindeki talep artışı yıllık ortalama %4 mertebelerinde gerçekleşmektedir. Önümüzdeki 15 yıllık dönem içerisinde bu talebin yılda yaklaşık %6 oranında artış göstermesi beklenmektedir [2].



Şekil 1.1. 2016 Yılı Enerji Denge Tablosu [2]

2016 yılı verileri dikkate alındığında konut ve ticari yapıların enerji tüketimindeki payı oldukça yüksek bir seviyededir. Bu yapılarda ise enerji tüketiminin % 80-85’lik kısmı iklimlendirme amaçlı kullanılmaktadır[3]. Son verilere göre ısıtma ve soğutma sistemlerine bağlı enerji tüketim miktarı tüketilen tüm enerji miktarının %20’si seviyelerine ulaşmıştır. Bu yüzden enerjinin akılcı ve verimli kullanımı önem kazanmıştır [4].

Termodinamik biliminde enerjiiyi bir sistemin iş yapabilme özelliği, ekserjiyi ise bir sistemin hareket üretebilme ve iş yapabilme özelliği olarak tanımlayabiliriz. Bir hal çevriminde enerji miktarı diğer enerji biçimlerine dönüşürken korunabilir ancak ekserji miktarı sadece tersinir çevrimlerde korunabilir, gerçek hal değişimlerinde ise meydana gelen tersinmezliklerden dolayı tüketilir [4].

Konut ve ticari yapılarda kullanılan HVAC sistemler projelendirilirken termodinamiğin 1.kanunundan faydalanmak ve enerji denklıklarına göre tasarım yapmak alışılmış bir durumdur. Ancak enerjinin niceliği kadar niteliğini de öne çıkaran termodinamiğin 2. Kanununa göre ekserji analizi yapılarak gerçek

kullanılabilir enerjinin tespit edilmesi, tersinmezliklerin ve entropi artışının en çok hangi noktalarda arttığının belirlenmesi açısından daha doğru bir seçenektir.

Bir termodinamik sistemde ekserji analizi yapmanın gerekliliğini aşağıda maddeler halinde sıralayabiliriz [5]:

- a) Enerjinin kullanımının çevresel etkilerinin saptanmasında sağlam bir göstergedir.
- b) Isıtma ve soğutma sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasının yanı sıra kütle ve enerjinin korunumu denklemlerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- c) Sistem üzerinde kayıp ve atıkların olduğu noktaların belirlenmesinde ve gerçek sistem veriminin hesaplanmasında faydalıdır.
- d) Mevcut bir sistemin incelenmesinde belirlenen verimsizliğin azaltılarak, yüksek verimli ısıtma ve soğutma sistemleri tasarımının olabilirliğini gösteren uygun bir yöntemdir.
- e) Sürdürülebilirliğin devam edebilmesi için kilit bir uygulamadır.
- f) Enerji ile ilgili politikaların belirlenmesinde kullanılacak bir yöntemdir.

Tablo 1.1. Enerji ve Ekserji Terimlerinin Kıyaslanması [5]

<u>Enerji</u>	<u>Ekserji</u>
Sadece sistem özelliklerine bağlı olup çevresel özelliklerden bağımsızdır.	Hem sistem hem de çevre özelliklerin her ikisine bağlıdır.
Matematiksel olarak sıfır harici değerler alır.	Matematiksel olarak sıfıra eşittir.
Tüm sistemler termodinamiğin birinci kanunu ile gösterilir.	Sadece tersinir çevrim ile çalışan sistemler için termodinamiğin birinci yasasıyla gösterilir.
Hareket ya da hareket üretebilme yeteneğidir.	İş ya da iş üretebilme yeteneğidir.
Bir sistemde her zaman korunur.	Sadece tersinir sistemlerde korunurken tersinmez sistemlerde her zaman tüketilir.
Miktar ve niceliği belirtir.	Niceliğin yanı sıra niteliği de belirtir.

1.1. Ekserji Analizi Literatür Özeti

Küresel enerji kaynaklarının akılcı ve ekonomik kullanılması termodinamiğin 1. ve 2. kanunları ile belirlenir. Bir ısı sistem içerisine giren enerjinin maliyeti ürün içinde hesaplanır. Termodinamiğin 1. kanunu gereği enerji yok edilemez ancak termodinamiğin 2.kanunu incelendiğinde enerjiden %100 iş elde edilemediği açık bir şekilde görülebilir. Ekserji analizi sayesinde enerji kaynaklarının verimli kullanılması sağlanmış olunur [4].

Enerji ve ekserji üzerine birçok araştırmalar yapılmıştır. Ekserji terimi ilk kez “Rant” tarafından 1953 yılında ortaya konmuştur. 1. ve 2. kanun kavramları önce Von MAYER daha sonra da Carnot tarafından 19. yüzyılın ikinci yarısında tespit edilmiştir. Termodinamik alanında ciddi anlamda çalışmalar Gibbs tarafından 19. yüzyılın ikinci yarısında yapılmıştır. 2.kanun analizinin temelleri 1889 yılında “Gouy” ve 1898 yılında Stodola tarafından yapılmış ve çok sonraları isimlendirilmiştir. (Szargut, 1980) 2.kanun analizi 1907 yılında Jonguet ve 1905 yılında Stodola tarafından sunulmuştur [6].

Özgener, Leyla ve Hepbaşlı, Arif, [4] Hvac sistemleri enerji ve ekserji analizleri hakkında bilgi verdikten sonra 30 m² lik, 10 kişilik bir ofis için toprak kaynaklı ısı pompasının (JIP) enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmada toprak kaynaklı (jeotermal) ısı pompasının enerji ve ekserji denklileri belirlenerek, enerji ve ekserji yıkımları hakkında sayısal bilgiler verilmiştir. Ekserji analizinin enerji sistemlerinin tasarımı, optimizasyonu (en iyilendirilmesi) ve gerçek performansının belirlenmesinde yararlı bir araç olduğunu belirtmişlerdir.

Güngör, Ali, Karaçaylı, İbrahim, Şimşek, Erdoğan, Canlı, Yücel, [7] Geri Dönüş Havalı iklimlendirme santralinin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan ekserji analizine göre iklimlendirme santraline klimatize edilen havanın sıcaklığı arttıkça, dış ortam havasıyla olan sıcaklık farkından dolayı ekserji değerinin yükseldiğini, böylece dış ortam şartlarına yakın sıcaklıklarda yapılan iklimlendirme sistemlerinin düşük kaliteli enerjiye ihtiyaç duyduğunu tespit etmişlerdir.

Yücer, Cem Tahsin, [8] örnek bir ısıtma sistemini incelemiş ve toplam ekserji değerinin 107 kw en büyük ekserji kaybının üretim basamağında 65,23 kw olarak

gerçekleştiğini ve üretim basamağındaki ekipmanın daha verimli olanı ile değiştirilmesi gerektiğini daha uygun olacağını savunmuştur.

Ergün, Alper, [9] yaptığı çalışmada Ankara'da ki 80.000 m²'lik ısıtma soğutma ihtiyacı olan bir alışveriş merkezinde 3 yıl süren deneylerden elde edilen verileri kullanarak enerji (termodinamiğin 1. kanunu) ve ekserji (termodinamiğin 2. kanunu) analizleri yapılmıştır. Kazan, su soğutma grubu, fan-coil üniteleri, dry-cooler, eşanjör ve sirkülasyon pompalarından soğutma sistemi üzerinde yaptığı ölçümler neticesinde Isıtma sistemi için yapılan enerji analizlerinde en düşük verimin eşanjörde, en yüksek verimin ise kazanda; ekserji analizlerinde ise en düşük verimin kazanda, en yüksek verimin ise eşanjörde olduğu tespit edilmiştir. Yaz soğutma sistemi için yapılan enerji analizlerinde en yüksek verimin chillerde, en düşük verimin ise fan coil hattında; ekserji analizlerinde ise en düşük verimin chillerde en yüksek verimin klima santrali hattında olduğu tespit edilmiştir. Kış soğutma sistemi için yapılan enerji analizlerinde en yüksek verimin klima santralleri, en düşük verimin ise dry coolerda ekserji analizlerinde ise en düşük verimin fan coillerde en yüksek verimin ise soğutma eşanjöründe olduğu tespit edilmiştir.

Tetik, Tuğba, [10] yapmış olduğu çalışmada, enerji kaynağı olarak doğalgaz kullanan bir ısıtma sistemini farklı çalışma şartları doğrultusunda deneysel olarak incelemiştir. Deneye konu olan sistem; hermetik kombi, farklı büyüklüklerde üç adet panel radyatör ve gaz sarfiyatının ölçülmesinde kullanılan gaz analiz cihazından oluşmaktadır. Sistemde sirküle edilen suyun sıcaklığı, debisi, kombi içerisinde yakılan gazın debisi ve dış hava sıcaklığı gibi ölçülebilen ve değiştirilebilen sistem parametrelerini farklı çalışma şartlarında incelemiş ve sistemin enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Ayrıca sistem parametrelerinde yapılan değişikliklerin egzoz gazları üzerindeki etkilerini analiz etmiştir. Sonuç olarak sistemde dolaşan suyun sıcaklığı ve debisi arttığında panel radyatörlerden ortama verilen ısı miktarı ile radyatörde üretilen entropi miktarı ve tersinmezliklerin arttığını tespit etmiştir. Ancak kombi içerisinde yakılan doğalgaz debisindeki artış miktarı fazla olmadığından, ortama verilen ısı miktarı, radyatörlerdeki entropi üretimi ve tersinmezlik değerlerinde fazla değişim olmadığını gözlemlemiştir.

Yıldırım, Alper, [11] yapmış olduğu çalışmada 1 adet değişken soğutucu debili dış ünite ve 2 adet iç ünite üzerinde yapmış olduğu ölçümler neticesinde cihazların performansları hakkında sonuçlara ulaşmıştır. Performans değerlendirilmesinde, ekserji verimlilikleri, özgül ekserji indeksleri (akımı), ekserjetik iyileştirme potansiyeli gibi bazı termodinamik parametreler kullanılmıştır. Yapılan çalışma neticesinde, incelenen sistemde meydana gelen en çok tersinmezliğin ve iyileştirme potansiyeli akımının kondenserde olduğu belirlenmiştir. Farklı şartlarda yapılan deneylerde sistemin soğutma performans etkinlik katsayısının 3.3-3.7 arasında, ekserji veriminin ise %82-89 arasında değiştiği tespit edilmiştir. Kondenserdeki ekserji yıkımı ve farklı EER değerlerine göre farklı ekserji verimleri tespit etmiştir.

Balta, Tolga, Dinçer, İbrahim, Hepbaşlı, Arif, [12] taban alanı 117 m² ve hacmi 351 m³ olan bir binada kullanılacak HVAC sistemi için farklı türlerde enerji kaynaklarının sistem bazında performans ve sürdürülebilirlik analizlerini yapmışlardır. Birinci sistem ısı pompası, ikinci sistem yoğuşmalı kazan, üçüncü sistem geleneksel bir sıcak su kazanı, dördüncü sistem ise yenilenebilir veya yenilenemeyen enerji kaynakları tarafından tahrik edilen bir güneş kolektörüdür. Yapılan çalışma sonunda IEA-ECBCS bölüm 37'ye göre sistem ekserji verimlilikleri sırasıyla %3.66 , %3.31, %2.91 ve %12.64 olarak, sürdürülebilirlik endeksleri ise sırasıyla 1.039, 1.034, 1.030 ve 1.144 çıkmıştır. En büyük ekserji verimliliği ile en büyük sürdürülebilirlik oranı ise güneş kolektörü kullanımında tespit edilmiştir.

Fang, Xing, Jin, Xinqiao, Du, Zhimin, Wang, Yijun, [13] yapmış oldukları çalışmada Çin'in Haikou şehrinde bulunan toplam alanı 99300 m² ve klima santralleri ile klimatize edilen alanı 67950 m² olan havaalanında çalışan hvac sisteminin farklı çalışma stratejilerindeki ekserji analizlerini yaparak sistemin çalışma performanslarını belirlemiştir. İncelemenin daha hassas sonuçlar verebilmesi için hvac sistemi üç alt sisteme indirgenmiş olup bunlar sırasıyla soğutma kuleleri, su soğutmalı hava soğutma grupları ve klima santralleridir. Farklı çalışma stratejileri A,B,C,D,E olarak gruplandırılmış ve bunların ilk dördü sisteme sabit çalışma değerleri atanıp sistemde meydana gelen ekserji yıkımları ve geliştirme performansları hesap edilmiştir. Ancak strateji E incelemesinde, soğutma sisteminin saatlik yük ihtiyacı doğrultusunda alt sistemlerin vermiş olduğu tepkileri ve ekserji

yıkımları ile geliştirme performanslarını analiz etmişlerdir. Burada en verimli sistem çalışma stratejisi, günün saatlik yük ihtiyaçlarına karşılık sistemin bu ihtiyaçlardaki yüklerde çalışmasını sağlayan kontrol stratejisi E olmuştur. Çalışma stratejileri karşılaştırıldığında saatlik soğutma yüküne göre kontrol edilen Strateji E'nin, HVAC sisteminin işletme performansını Strateji A'ya kıyasla %11,9 artırabildiği gösterilmiştir.

Vakiloroaya, Vahid, Samali, Bijan, Fakhar, Ahmad, Pishghadam, Kambiz, [14] yapmış oldukları çalışmada konutsal ve ticari binaların soğutulmasında kullanılan soğutma makinelerini farklı bir yaklaşımla ele almışlar ve sistem performanslarını bu doğrultuda incelemişlerdir. Soğutulacak olan havanın veya suyun geleneksel tarzda bireysel olarak soğutma makinelerinden tek başına elde edilmesi yerine, bu makinelerin farklı kombinasyonlarla birleştirilmesi ile elde edilen hibrit sistemlerden elde edilmesiyle ekserji yıkımlarının düşürüleceğini iddia etmişler ve bu hibrit sistemlerin çalışma performanslarını incelemişlerdir. Direkt veya indirekt evaporatif soğutma makineleri, ısı geri kazanımı, termal enerji depolama, toprak kaynaklı ısı pompası, tavan soğutma uygulaması, desikant soğutma sistemi, değişken debili soğutma cihazları vb. soğutma sistemlerini farklı kombinasyonlarla birleştirerek hibrit kullanımı neticesinde, soğutma sisteminin ihtiyacı olan elektrik enerjisinde ciddi oranda düşüşler tespit etmişlerdir. Ayrıca her bir sistemin maliyet, avantaj ve dezavantajlarını açıklamışlardır.

Yıldız, Abdullah, Güngör, Ali, [15] yapmış oldukları çalışmada İzmir'de ofis olarak kullanılan bir mahallin ısıtma sistemine ait enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Kullanılacak olan ısıtma sistemleri üç farklı seçimle belirlenmiştir. Bunlar sırasıyla LNG (sıvı doğalgaz) kullanılan konvansiyonel bir kazan, yine LNG kullanılan yoğuşmalı bir kazan ve son olarak da hava kaynaklı bir ısı pompası olarak düşünülmüştür. Ofis taban alanı 240 m² ve hacmi 720 m³ olup ısı kayıp ve kazançları TS EN ISO 13789 standardına göre hesaplanmıştır. Hesaplamalarda iç ortam 20 °C ve dış ortam 0 °C kabul edilmiştir. Kullanılan üç farklı ısıtma sisteminin hesaplanan enerji verimlilik değerleri sırasıyla % 63,6, % 53,9 , % 80,9 ve ekserji verimlilikleri ise sırasıyla % 8,69, % 8,68 , % 6,66 olarak hesap edilmiştir. Çevresel açıdan en uygun sistemin ısı pompalı sistem olduğunu ancak sistem seçimi

yapılırken ekonomik yönlerin de göz önünde bulundurularak ekzonomik analizlerin yapılmasını tavsiye etmişlerdir.

Du, Zhimin, Jin, Xinqiao, Fang, Xing, Fan, Bo [16] yapmış oldukları çalışmada soğutma sistemine ait mükemmel kontrol indeksi (CIP) adı verdikleri bir performans değerlendirme kriteri üzerine analizler yapmışlardır. CIP değeri, ideal çalışma düzenindeki ekserji kaybı değerinin gerçek çalışma düzenindeki ekserji kaybına oranı olarak tanımlanmıştır. Ekserji kaybının en düşük olduğu ideal çalışma düzenindeki en büyük CIP değerini 1 kabul ederek sistemin yaz ve kış çalışma şartlarında bu değere ne kadar yaklaşıldığı belirlenirse, sistemin ekserji tüketimi hakkında bilgi sahibi olunabileceği belirtilmiştir. %56.3 ile en büyük enerji tüketim değerine sahip olan su soğutma gruplarının farklı stratejilerde çalıştırarak sistemin ekserji kayıplarını belirlemişlerdir. Bu çalışmada en büyük CIP değeri, soğutma yük ihtiyacındaki değişimin kontrol edildiği çalışma düzenine ek olarak, soğutma gruplarına ait COP ve PLR (kısmi yük oranı) değerlerinin de çalışma stratejisi içerisinde dahil edildiği çalışma düzeninde elde edilmiştir.

Chengqin, Ren, Nianping, Li, Guangfa, Tang, [17] yapmış oldukları çalışmada öncelikle Hvac sistemlerde oldukça geniş yer tutan evaporatif soğutma sistemleri ve bu sistemlerde dolaştırılan nemli havanın ekserji analizine ait genel prensipleri açıklamışlar daha sonra da konuyla ilgili bir örnek çalışma gerçekleştirmişlerdir. Verilen örnek çalışmada içerisinde on adet personelin çalıştığı 30 m² lik bir ofis ortamı incelenmiştir. Mahallin klima santrali ile klimatize edildiği, her bir personel için saatlik 30 m³ taze hava ihtiyacının olduğu belirtilmiştir. Ayrıca yaz ve kış çalışma şartlarında, çalışmada belirtilen rejim şartlarında mahallin ısı kaybı ve ısı kazancı, santral hava giriş ve çıkış sıcaklıkları, havaya ait bağıl nem değerleri, mahalde dolaştırılması gereken hava debisi hesap edilmiştir. Klasik bir klima santrali ile klimatize edilen mahallin ekserji analizi tablolar halinde verilmiştir. Ancak yapılan çalışmada havanın ön soğutmaya tabi tutulması amacıyla su ile nemlendirilmesi ve havanın yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulması esasına dayanan evaporatif soğutma işlemine tabi tutulmasının ekserji yıkımını azalttığı belirlenmiştir. Çalışmada direk evaporatif soğutma, indirekt evaporatif soğutma ve rejeneratif evaporatif soğutma yöntemleri verilen örnek için analiz edilmiş ve elde edilen sonuçlar tablolar halinde gösterilmiştir. Bu yöntemler arasında ekserji verimi

en yüksek evaporatif soğutma yöntemi rejeneratif evaporatif soğutma yöntemi olmuştur. Ancak indirekt evaporatif soğutma yöntemine ait ısı değişimindeki etkinliğin rejeneratif evaporatif soğutma yöntemindeki performansın geliştirilmesinde büyük bir öneme sahip olduğu belirtilmiştir.

Sakulpipatsin, P., Itard, L.C.M., Van der Kooi, H.J., Boelman, E.C., Luscuere, P.G., [18] yapmış oldukları çalışmada taban alanı 100 m² ve duvar yüksekliği 10 metre olan kübik bir ofis ortamında çalışan hvac sistemine ait enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Ofiste 30 personelin olduğu kabulü ile öncelikle sistemin yaz soğutma ve kış ısıtma çalışma şartlarına göre ısı kayıp ve kazançlarını hesaplamışlardır. Hesaplamalarda binanın Hollanda iklim şartlarında olduğu kabulü yapılmıştır. Ayrıca yapılan hesaplamalarda mahallin mekanik havalandırma ve infiltrasyondan kaynaklı ısı kayıp ve kazanç değerleri de dikkate alınmıştır. Yapılan analizlerde ısıtma durumunda binanın ve hvac sistemin ortalama enerji verimliliği 60°C / 40°C sıcak su rejiminde %77.55 olmasına rağmen ekserji verimliliği % 3.3 olarak hesaplanmıştır. Termal ısı kaynağının, sanayi atığı olan 90 °C sıcaklıktaki atık sudan karşılanması durumunda sistemin ekserji verimliliğinin %17.15 e çıkartılabileceği belirtilmiştir. Soğutma durumunda ise yüksek sıcaklıkta soğutma prensibi ile çalışan hvac sistemin ortalama ekserji verimi % 6.81 olarak hesaplanmıştır.

Çalışkan, Hakan, Dinçer, İbrahim, Hepbaşlı, Arif, [19] yapmış oldukları çalışmada patenti Maisotsenko'ya ait olan, ısı ve kütle transferi gerçekleştiren hava soğutma ısı değiştiricisinde havanın evaporatif soğutma yöntemiyle soğutulmasını farklı ölü hal sıcaklıklarına göre analiz etmişlerdir. Çalışmada Maisotsenko'nun yöntemi dışında üç farklı geleneksel evaporatif soğutma yöntemi de değerlendirmeye dahil edilmiştir. Daha önce yapılan çalışmalara ait literatür incelendiğinde havanın soğutulması prosesinde, Maisotsenko cycle (M-Cycle) adını verdikleri soğutma yöntemi ile beraber direkt/indirekt evaporatif soğutma yöntemi, sürdürülebilirlik değerlendirmesi ve ekserji analizinin hepsinin bir arada değerlendirildiği bir çalışmanın olmadığını vurgulamışlardır. Yeni yöntem olarak tarif edilen M-Cycle yönteminde hava yaş termometre sıcaklığının altındaki sıcaklığa soğutulabilmektedir. İç ortam hava sıcaklığı sabit kalmak koşuluyla çevre ortam sıcaklığının -5 °C den 50 °C ye kadar her 5 °C 'lik artış ile 12 farklı ölü hal

durumuna göre soğutma sistem analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar neticesinde, yaz soğutma sisteminde, 23 °C sıcaklığın altındaki ölü hal sıcaklık değerlerinde her bir soğutma sisteminin ekserji verimliliklerinin birbirine yakın olduğu, 23 °C ölü hal sıcaklığının üzerindeki sıcaklıklarda yeni sistemin ekserji veriminin diğer üç sisteme göre daha yüksek olduğu, 50 °C ölü hal sıcaklığında ise % 60.32 ile maksimum ekserji verim değerine ulaştığı tespit edilmiştir. Ayrıca SI metoduna göre hesaplanan sürdürülebilirlik değerleri incelendiğinde 23 °C ölü hal sıcaklığının üzerindeki sıcaklık değerlerinde yeni sistemin SI oranının diğer sistemlere göre yüksek olduğu belirtilmiştir.

Ghazikhania, M., Khazaeab, I., Vahidifar, S., [20] yapmış oldukları çalışmada İran'da konut amaçlı kullanılan ve 15 m x 9 m x 3 m ölçülerinde olan bir mahallin hvac sisteminde klimatize edilen havanın iki farklı nemlendirme yöntemine ait ekserji analizini yapmışlardır. Yapılan analiz sonucunda birinci yöntem sabit entalpili nemlendirme yöntemindeki tersinmezlik miktarının ikinci yöntem olan sabit sıcaklıktaki buharlı nemlendirme yöntemindeki tersinmezlik miktarından %1 ila % 2 civarı daha düşük olduğu, sabit entalpili nemlendirme yönteminde ekserji kaybının daha az olduğu gösterilmiştir. Ayrıca yapılan analizde havanın sabit sıcaklıkta nemlendirilebilmesi için % 12 lik daha fazla güce ihtiyacı olduğu hesap edilmiştir

Kanoğlu, Mehmet, Çarpınlioğlu, Melda Özdiç, Yıldırım, Murtaza, [21] yapmış oldukları çalışmada buhar sıkıştırımlı ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerine alternatif olan desikant soğutma sisteminin enerji ve ekserji verimliliklerini incelemişlerdir. Kurulan açık çevrimli desikant soğutma deney düzeneği üzerinde desikant tamburu, rotary rejeneratör, evaporatif soğutucular, elektrikli ısıtıcı rezistans bulunmakta ve soğutulacak mahale giden ve dönen hava bu kompanantler üzerinden birbirine zıt yönlerde sirküle edilmektedir. Komponentlerin giriş ve çıkış termodinamik özelliklerinin belirlenmesiyle sistemin enerji ve ekserji denklileri yardımıyla verimlilikler hesap edilmiştir. Sırasıyla Rotary rejeneratör enerji verimi %57.5 ve ekserji verimi % 38.7, evaporatif soğutucu-1 enerji verimi %95.3 ve ekserji verimini %14.7, evaporatif soğutucu-2 enerji verimi %91.8 ve ekserji verimi %58.3, elektrikli ısıtıcı ekserji verimini %53.7, desikant tambur enerji verimi %40.7 ve ekserji verimi % 76.1, tüm sistemin ekserji verimi ise % 11.1 olarak hesap edilmiştir.

Martinaitisa, Vytautas, Streckienea, Giedre, Bagdanaviciusb, Audrius, Bielskusa, Juozas, [22] yapmış oldukları çalışmada dört farklı hava şartlandırma ünitesinin (AHU) değişken dış hava sıcaklıklarına göre ekserji verimliliğini incelemişlerdir. Birinci havalandırma ünitesi bir adet besleme fanı, bir adet egzost fanı ve sudan havaya ısı değiştirici eşanjör (WAH) ihtiva etmektedir. İkinci havalandırma ünitesi iki adet fan ve sudan havaya ısı değiştiricisine (WAH) ek olarak bir adet havadan havaya ısı geri kazanım eşanjörü (HRE) ihtiva etmektedir. Üçüncü havalandırma ünitesi iki adet fan ile beraber bir adet ısı pompası (HP) ihtiva etmektedir. Son olarak dördüncü havalandırma ünitesi ise iki adet fan, ısı pompası (HP) ve bir adet havadan havaya ısı geri kazanım eşanjörü (HRE) ihtiva etmektedir. Burada mahal havası ve dış havanın kuru hava olduğu, besleme ve egzost hava debisinin eşit olduğu, hava şartlandırma ünitelerinin mükemmel derecede yalıtımlı olduğu, mahal içerisinde herhangi başka bir ısı kaynağının olmadığı, mahal içerisindeki hava değişim oranı ve oda sıcaklıklarının tüm sistemler için aynı olduğu kabul edilmiştir. Yapılan incelemede birbirinden farklı yedi kombinasyon değerlendirilmiştir. Bunlar sırasıyla AHU 1 ile WAH (AHU1); AHU 2 ile WAH ve HRE % 60 verimlilikte (AHU2-60); AHU 2 ile WAH ve HRE %70 verimlilikte (AHU2-70); AHU 2 ile WAH ve HRE %80 verimlilikte (AHU2-80); AHU 3 ile HP (AHU3); AHU 4 ile HP ve HRE % 70 verimlilikte (AHU4-70); AHU 4 ile HP ve HRE %70 verimlilikte ileri seviyede HP kontrol kullanımı (AHU4R-70) olarak isimlendirilmiştir. Yapılan analizde en büyük COP değeri AHU4R-70 kombinasyonunda, en düşük COP değeri ise AHU-1 kombinasyonunda elde edilmiştir. En büyük ekserji verimliliği AHU2-80, kombinasyonunda en düşük ekserji verimi ile en büyük ekserji yıkımı ise AHU 3 kombinasyonunda elde edilmiştir.

Bu çalışmanın yapılış amacı binada kurulu ısıtma ve soğutma sistemini bir bütün (sistem + çevre) olarak ele alıp, termodinamiğin 1.kanuna göre enerji analizi, termodinamiğin 2. kanuna göre ekserji analizlerini yaparak sistemde üretilen entropi miktarı ve tersinmezlikleri dolayısıyla sistemin enerji ve ekserji performanslarını hesaplamaktır. Enerji ekonomisi gereği ısıtma ve soğutma sistemindeki ekserji yıkımlarının yüksek olduğu noktaları tespit edip, yapılması gereken iyileştirmelerin neler olduğunun belirlenmesi, bu sayede ekserji verimlerinin yükseltilip ısıtma ve soğutma sisteminin ekonomik bir yapıya kavuşmasının sağlanmasıdır.

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Termodinamiğin Temel Kavramları

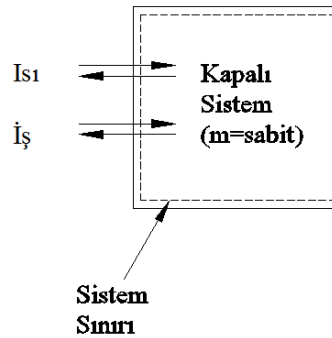
Termodinamiğin birinci kanunu, kütle ve enerjinin korunumunu ifade eder ve enerjinin termodinamiksel bir özellik olduğunu belirtir. Termodinamiğin ikinci kanunu, enerjinin niceliğinin (miktarının) yanı sıra niteliğinin de dikkatle incelenmesi gerekliliğini vurgular ve evrendeki tüm hal değişimlerinin enerjinin niteliğini azaltan doğrultuda gerçekleştiğini belirtir. Termodinamiğin sıfıncı kanunu da; iki ayrı sistemin diğer bir üçüncü sistem ile dengede olmaları durumunda, kendi aralarında da ısıl dengede olacaklarını da açıklar [23].

Çözümlenecek olan termodinamik sistem ya belirli kütle ya da uzayda ayrılmış bir bölgedir. Sistemin dışındaki kütle veya bölgeye ise çevre denir. Termodinamik sistemler kapalı sistem veya açık sistem diye başlıca iki kısımda incelenir. Kapalı sistemin (kontrol kütlesi) sınırlarından kütle geçişi olmaz. Bu yüzden bu sistemlere sabit sistem de denir.

Kapalı sistemler incelenirken iş ve ısının kapalı sistem sınırlarından geçebildiği, kütle geçişine ise izin verilmediği bilinmelidir. Kontrol hacmi olarak bilinen açık sistemlerde ise kapalı sistemlere ek olarak kütle de geçebileceği bilinmelidir.

2.2. Termodinamiğin Birinci Kanunu

Termodinamiğin 1. Yasası enerjinin korunumunu açıklar. Birinci yasaya göre sistem ve çevresinin etkileşimi esnasında, sistem tarafından kaybedilen enerji, çevresi tarafından kazanılan enerjiye eşit olmak zorundadır.



Şekil 2.1. Termodinamik Kapalı Sistem

Kapalı bir sistemde enerji sistemin sınırlarını ısı veya iş olarak geçebilir. Kapalı sistem (sabit kütle) için termodinamiğin birinci kanunu veya enerjinin korunumu ilkesi eşitlik 2.1'de ki gibi ifade edilebilir:

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

Yukarıdaki ifadelerin açılımı aşağıdaki gibidir:

$$Q = \sum Q_g - \sum Q_c \text{ (ısı geçişi ile giren ve çıkan enerji)}$$

$$W = \sum W_g - \sum W_c \text{ (iş olarak giren veya çıkan enerji)}$$

$$\Delta E = E_2 - E_1 \text{ (sistemin toplam enerji değişimi)}$$

Sistemin toplam enerjisini E, iç enerji U, kinetik enerji KE ve potansiyel enerji PE oluşturur. Bu sebeple bir hal değişimi esnasında sisteme ait olan toplam enerji değişimini, iç enerji, kinetik enerji ve potansiyel enerjideki değişimlerin oluşturduğunu söyleyebiliriz.

$$\Delta E = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad (2.2)$$

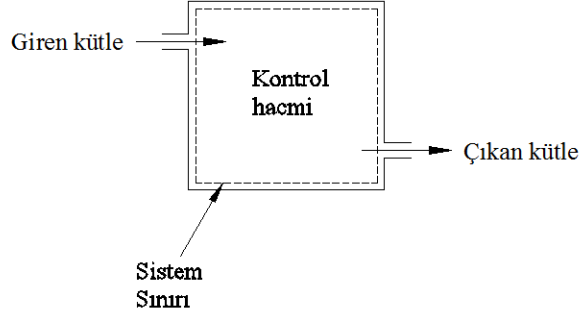
Gerçek sistemlerin büyük çoğunluğu hareketsiz olduğundan dolayı sistemlerin hızlarında veya kütle merkezlerinin bulunduğu noktada hal değişimi esnasında bir değişiklik olmaz. Bu sebepten sabit kapalı sistemde kinetik ve potansiyel enerji değişimleri dikkate alınmayabilir. Bu bilgiler ışığında birinci kanun eşitlik 2.3'de ki gibi yazılabilir.

$$Q - W = \Delta U \text{ (kJ)} \quad (2.3)$$

Kapalı sistemlerin aksine birçok mühendislik uygulamasında sistem sınırından kütle giriş ve çıkışı olduğu için bu sistemleri kontrol hacmi olarak tanımlayabiliriz. Türbin, kompresör, lüle, boyler vb. sistemlerin içerisinden kütle akışı gerçekleşir. Bu yüzden bu sistemler için kontrol hacmi (açık sistem) tanımlaması yapılması daha uygundur.

2.2.1. Kütlenin Korunumu İlkesi

Kütle, enerji gibi korunum kanunları ile ifade edilebilir, yoktan var veya vardan yok edilemez. Kontrol hacimleri incelenirken sınırlarda gerçekleşen kütle geçişlerinden dolayı kontrol hacmine giren ve çıkan kütlenin hesabının yapılması gerekir.



Şekil 2.2. Termodinamik Açık Sistem (Kontrol Hacmi)

Kütlenin korunumu yasası kontrol hacmi (KH) veya açık sistem için eşitlik 2.4’de ki gibi yazılabilir:

$$\sum m_g - \sum m_c = \Delta m_{KH} \quad (2.4)$$

$\sum m_g$ = Kontrol hacmine giren toplam kütle

$\sum m_c$ = Kontrol hacminden çıkan toplam kütle

Δm_{KH} = Kontrol hacmi içindeki toplam kütle değişimi

2.2.2. Enerjinin Korunumu İlkesi

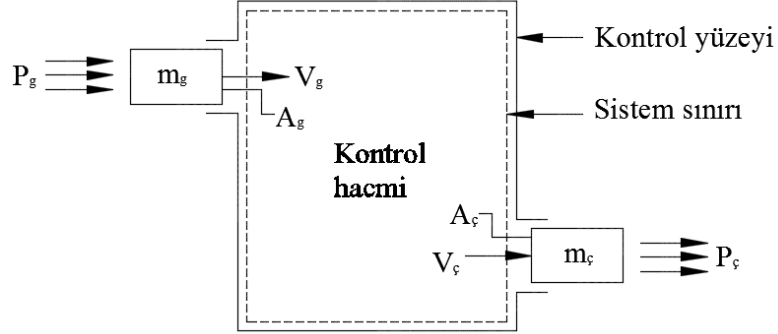
Termodinamik kapalı bir sistemde toplam enerji sistemin çevresiyle ısı ve iş etkileşimi sonucunda değişebilir. Açık sistemlerde ise ısı ve iş etkileşimine ilave olarak kütle giriş çıkışı ile de değişebilir. Genel bir kontrol hacmi için, enerjinin korunumu ilkesi eşitlik 2.5’de gösterildiği gibidir:

$$Q-W + \sum E_g - \sum E_c = \Delta E_{KH} \quad (2.5)$$

Akışkanın kontrol hacmine girmesi ve sonrasında kontrol hacminden çıkması için yapılması gereken işe akış işi adı verilir.

2.2.3. Akış İşi

Termodinamik açık sistemlerde mevcut giriş ve çıkışlarda kütle akışının olabilmesi için gerekli olan işe akış işi adı verilir.



Şekil 2.3. Termodinamik Açık Sistem (Kontrol Hacmi) Kütle Geçişi

Şekildeki akışkan parçasını sistem sınırından içeri itebilmek için yapılan iş (akış işi),

$$W_{\text{akış}} = FL = PAL = PV \text{ (kj)} \quad (2.6)$$

Birim kütle için de ;

$$w_{\text{akış}} = Pv \text{ (kj/kg)} \quad (2.7)$$

2.2.4. Akışkanın Toplam Enerjisi

Bir maddenin toplam enerjisi iç enerji, kinetik enerji ve potansiyel enerji oluşturmaktadır, birim kütle için eşitlik 2.8'de ki gibi yazılabilir:

$$e = u + ke + pe = u + \frac{1}{2} V^2 + gz \text{ (kj/kg)} \quad (2.8)$$

V : akışkan hızı,

z : akışkanın bir dış referans noktasına göre yüksekliği

Termodinamik açık sistemlerde akışkanın sahip olduğu akış enerjisi de denklem (2.8)' e ilave edilir ise birim kütle için toplam enerjisi (θ) eşitlik 2.9'da ki gibi yazılabilir:

$$\theta = Pv + e = Pv + (u + ke + pe) \quad (2.9)$$

$h = u + Pv$ olarak alınırsa eşitlik 2.10 elde edilir.

$$\theta = h + ke + pe = h + \frac{1}{2} V^2 + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.10)$$

2.3. Sürekli Akışı Açık Sistem (SASA)

Gerçek hayatta kullanılan türbin, kompresör, lüle vb. makinelerin termodinamik çözümlemesi için sürekli akışlı sürekli açık sistem adı ile bilinen ve gerçeğe çok yakın bir modelleme yapılabilir. Çözümlemeyi kolaylaştırmak açısından sürekli akışlı sürekli açık sistem için yapılan kabuller aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Kontrol hacmi (SASA) merkezi hareketsizdir.
2. Kontrol hacmi (SASA) içerisindeki kütle özellikleri sistemin her noktasında eşittir ve zamanla değişmez.
3. Kontrol hacmi (SASA) sınırlarından geçen kütle debisi, ısı ve iş zamanla değişmez.

2.3.1. Sürekli Akışlı Açık Sistemde Kütle Korunumu

Sürekli akışlı sürekli açık sistemde, kontrol hacmi içindeki kütle zamana bağlı olarak değişmez. Giren kütle çıkan kütleyle eşit olmak zorundadır.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \quad (\text{kg/s}) \quad (2.11)$$

Türbin, kompresör, pompa, lüle gibi makinelerin birçoğunda sadece bir giriş ve bir çıkış sözkonusu olduğundan dolayı giriş hali 1 indisiyle, çıkış hali ise 2 indisiyle gösterilebilir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (\text{kg/s}) \quad (2.12)$$

Sürekli akışlı açık bir sistemde giren ve çıkan akışların kütledebileri aynı olmakla beraber hacimsel debileri ($\dot{V} = VA$, m^3/s) birbirinden farklı olabilir.

2.3.2. Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistemde Enerjinin Korunumu

Sürekli akışlı sürekli açık sistemde, kontrol hacmi içerisinde toplam enerjinin sabit olduğu ve değişmediğinden dolayı kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olma zorunluluğu vardır. Sürekli akışlı sürekli açık sistem için, termodinamiğin birinci kanunu bir diğer ismiyle enerjinin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \theta_\zeta - \sum \dot{m}_g \theta_g \quad (2.13)$$

$\theta = h + ke + pe$ olarak göz önüne alınırsa enerjinin korunumu ilkesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left[h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g z_\zeta \right] - \sum \dot{m}_g \left[h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g \right] \quad (\text{kW}) \quad (2.14)$$

Açık sistemlerin bir girişli ve bir çıkışlı (tek akışlı) olduğunda giriş ve çıkış halleri sırasıyla 1 ve 2 indisleriyle gösterilip, kütle debisinin zamana bağlı değişmediği göz önüne alınırsa ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$), bu sistem için enerji korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} + g (z_2 - z_1) \right] \quad (\text{kW}) \quad (2.15)$$

Denklem birim kütle (\dot{m}) için aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$q-w = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} + g (z_2 - z_1) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.16)$$

$$\text{veya } q-w = \Delta h + \Delta ke + \Delta pe \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.17)$$

SASA sistemlerde akışkanın geçişi esnasında kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinde önemli bir değişiklik olmaz. Bu nedenden dolayı $\Delta ke \cong 0$ ve $\Delta pe \cong 0$ kabul edilebilir. Böylece denklem aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$q-w = \Delta h \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.18)$$

2.4. Termodinamiğin İkinci Kanunu

Termodinamiğin ikinci kanunu, bir hal değişiminin hangi yönde gerçekleşebileceği hakkında bilgi verir. 1. kanun enerjinin niceliği hakkında bize bilgiler verirken, 2. kanun enerjinin niteliği hakkında da bilgiler verir.

Termodinamiğin 1. ve 2. kanununa uymayan bir hal değişiminin gerçekleşmesi mümkün değildir.

2.4.1. Isıl Verim

Bir ısı makinesinin verimi, makineden elde edilen net iş değerinin makineye verilen ısı enerjisiye oranı olarak tanımlanır ve η_{th} ile gösterilir. Bir ısı makinesinin ısı verimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_{giren}} = \frac{Q_{giren} - Q_{çıkan}}{Q_{giren}} = 1 - \frac{Q_{çıkan}}{Q_{giren}} \quad (2.19)$$

Gerçek mühendislik uygulamalarında termodinamik bir çevrimin gerçekleşebilmesi için mutlaka yüksek sıcaklıktaki (T_H) ısı enerjisi deposu ile düşük sıcaklıktaki (T_L) ısı enerjisi deposu arasında çalışma zorunluluğu vardır. Sadece tek bir ısı kaynağından enerji alarak çalışabilen bir makine yapmak mümkün değildir. T_H sıcaklığındaki (yüksek sıcaklık) ısı enerjisi deposundan ısı makinesine aktarılan ısı enerjisiye Q_H , ısı makinesinden T_L sıcaklığındaki (düşük sıcaklık) ısı enerjisi deposuna aktarılan enerjiye Q_L diyebiliriz. (Q_H ve Q_L mutlak değerleri ile verim hesabına girerler). Bu durumda verim ifadesini aşağıdaki gibi sadeleştirebiliriz:

$$W_{net,çıkan} = Q_H - Q_L \quad (2.20)$$

$$\text{ve } \eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_H} \quad (2.21)$$

$$\text{veya } \eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (2.22)$$

Bir ısı makinesinin verimi ne kadar yüksek olur ise aynı net işi elde edebilmek için gerekli enerji daha az maliyetli olacaktır.

2.5. Tersinir ve Tersinmez Hal Değişimleri

Ekserji kavramının iyi anlaşılabilmesi için tersinir ve tersinmez hal değişimlerinin çok iyi kavraması gerekmektedir. Günlük hayattaki ısı makinelerini incelediğimizde termodinamiğin ikinci yasasına göre hiçbir ısı makinesinin veriminin %100 olmadığını görmekteyiz. Bu noktada iki kavramdan bahsedebiliriz: tersinir ve tersinmez hal değişimleri.

Eğer bir hal değişiminden sonra hem sistem hem de çevresi ilk hallerine geri dönebiliyorlarsa bu tür hal değişimine tersinir hal değişimi denilir. Bunun aksine tersinmez hal değişimlerinde sistemin ve çevrenin ilk hallerine dönmesi olanaksızdır.

Tersinir hal değişimleri tersinmez hal değişimlerinin incelenmesi açısından önemlidir. Tersinir bir hal değişimi bir sistemin ulaşabileceği hayali bir üst sınır olarak düşünülebilir. Tersinmez bir hal değişimi tersinir bir hal değişimine ne kadar yaklaşabilirse elde edilecek net iş de o ölçüde artacaktır. Aynı sıcaklık değerleri arasında çalışan tersinir ve tersinmez ısı makinelerinin verimlerine ait kıyaslama aşağıdaki gibi belirtilmiştir.

$$\eta_{th} \begin{cases} < \eta_{th,tr} & \text{tersinmez ısı makinesi} \\ = \eta_{th,tr} & \text{tersinir ısı makinesi} \\ > \eta_{th,tr} & \text{olanaksız} \end{cases}$$

Günümüzde gerçek iş makinelerinin ısı verimleri incelendiğinde beklenilenden daha düşük olduğu görülecektir. Kıyaslama yapılırken o sıcaklıklar arasında çalışan tersinir bir ısı makinesinin verimiyle kıyaslamak gerekir. Çünkü bir iş makinesinin verimi, o makinenin ulaşabileceği en üst sınır tersinir olduğu zamandır.

2.6. Entropi

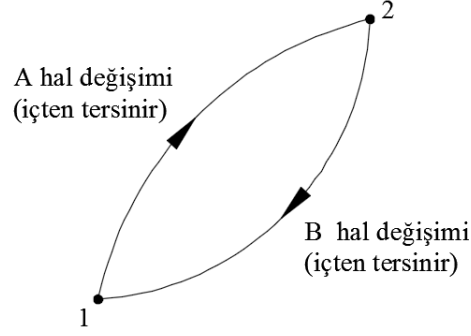
Ekserji analizini anlamak için entropi kavramının iyi anlaşılması gerekmektedir. Entropi enerji gibi korunabilen bir özellik değildir.

$$S_{\text{üretim,çevrim}} = - \oint \frac{\delta Q}{T} \quad (2.23)$$

Yukarıdaki eşitlikte yer alan $S_{\text{üretim,çevrim}}$ çevrim boyunca üretilen entropi olarak tanımlanır ve çevrim esnasında oluşan tersinir çevrimden (mükemmel çevrim) uzaklaşmanın bir ölçüsüdür. Entropi üretimi içten tersinmez çevrimler için sıfırdan büyük bir değer, içten tersinir çevrimler için sıfırdır.

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{içten,tr}} = 0 \quad (2.24)$$

Bu konunun daha iyi anlaşılabilmesi için, A ve B ile gösterilen iki içten tersinir hal değişiminden oluşan bir termodinamik çevrimi inceleyelim.



şekil 2.4. İki İçten Tersinir Hal Değişiminden Oluşan Tersinir Çevrim

$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten,tr}} = 0$ denklemi bu içten tersinir çevrime uygulanırsa,

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten,tr}} = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A + \int_2^1 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B = 0 \quad (2.25)$$

denklemi elde edilir. İkinci integralin sınırları ters çevrilip integralin işareti değiştirilirse

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_A = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_B \quad (2.26)$$

eşitliği bulunur. Clausius bu eşitliğe entropi adını vermiştir. Entropiyi S simgesiyle gösterip ve aşağıdaki gibi tanımlayabiliriz:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} \quad (\text{kJ/K}) \quad (2.27)$$

Sistem birim kütlesi için entropi veya özgül entropi, s ile gösterilir ve birimi kJ/kgK dir. Bir hal değişimi esnasında sistemin entropi değişimi $dS = \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}}$ denklemi ilk ve son haller arasında integre edilerek bulunabilir:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T}\right)_{\text{içten tr}} \quad (\text{kJ/K}) \quad (2.28)$$

2.6.1. Kontrol Hacmi İçin Entropi Dengesi

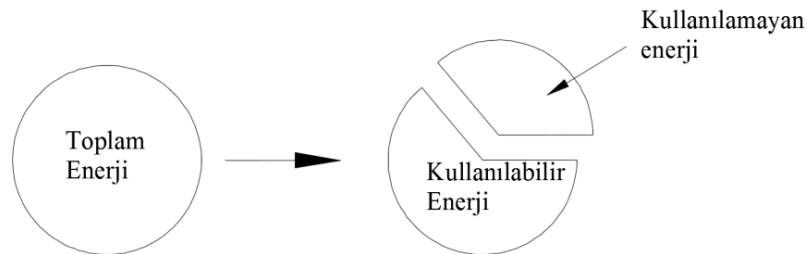
Kontrol hacminden geçen kütle enerji yanında entropiye de sahiptir. Entropi ve enerji kontrol hacminden içeriye veya dışarıya doğru kütle akışı vasıtasıyla taşınır, birim zamanda kontrol hacminden içeri veya dışarı taşınan entropi veya enerji, kütle debisiyle orantılıdır. Akışı bir boyutlu olarak ele alırsak denklemini şöyle ifade edilebiliriz:

$$\underbrace{\frac{dS_{KH}}{dt}}_{\text{Birim zamanda entropi değişimi}} = \underbrace{\sum \frac{\dot{Q}_K}{T_K}}_{\text{Birim zamanda ısıyla geçen entropi}} + \underbrace{\sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_ç s_ç}_{\text{Birim zamanda kütleyle aktarılan entropi}} + \underbrace{\dot{S}_{\text{üretim,KH}}}_{\text{Birim zamanda KH içindeki entropi üretimi}} \quad (2.29)$$

2.7. Mühendislik Sistemlerinin İkinci Kanun Analizi

Belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek işe kullanılabilirlik adı verilir. İş ise çevrimin ilk hali, son hali ve izlediği yola bağlıdır. Genelde ilk hal belli olup sistemden en çok işin elde edilebilmesi için son hal ölü hal koşullarında olmalıdır. Termodinamik bir sistemin ölü hal şartlarında olması, çevresiyle termodinamik olarak dengede koşullarında olması demektir. Sistem ölü hal durumundayken etrafını kaplayan çevre sıcaklığında ve basıncında olup sistemden elde edilecek iş değeri sıfırdır. Sistemin ölü hal özellikleri (P_0 , T_0 , h_0 , u_0 , ve s_0) sıfır indisıyla gösterilir. Farklı bir veri olmadıkça ölü hal sıcaklığı $T_0=25^\circ\text{C}$, $P_0=1$ atmosfer(101.325 kPa) alınacaktır. Bir sistemin ölü hal koşullarındaki kullanılabilirlik değeri sıfırdır.

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir.



Şekil 2.5. Kullanılabilir Enerji Ve Kullanılmayan Enerji

Tersinmezlik (I) , tersinir iş W_{tr} ile yararlı iş W_y arasındaki fark olarak belirtilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$I = W_{tr} - W_y \text{ (kj)} \quad (2.30)$$

Birim kütle için

$$i = w_{tr} - w_y \text{ (kj/kg)} \quad (2.31)$$

Bir hal değişimi sırasında birim zamanda oluşan tersinmezlik \dot{I} ile gösterilir:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y \text{ (kW)} \quad (2.32)$$

Tersinir iş için tanımlanan 1. kanun verimi yerine tersinmez iş için 2. kanun tanımının yapılması daha uygundur. İkinci yasa verimi gerçek ısı verimin aynı koşullar altında ulaşılabilecek tersinir ısı verime bölünmesi sonucu elde edilir.

$$\eta_{II} = \frac{W_y}{W_{tr}} \text{ (iş yapan makineler için)} \quad (2.33)$$

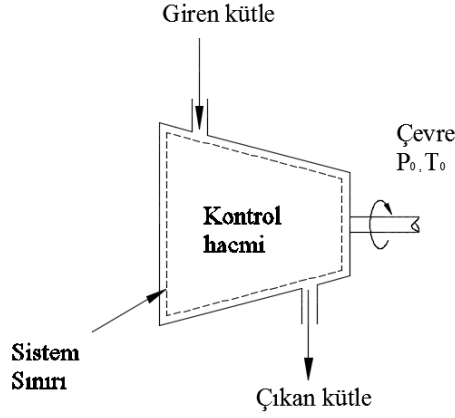
$$\eta_{II} = \frac{W_{tr}}{W_y} \text{ (iş gerektiren makineler için)} \quad (2.34)$$

İş yapan ve iş gerektiren makineler için tanımlanan ikinci yasa verimi bu makineler haricindeki tüm hal değişimlerini de kapsayacak şekilde aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\eta_{II} = \frac{\text{sistemden elde edilen kullanılabilirlik}}{\text{sisteme sağlanan kullanılabilirlik}} \quad (2.35)$$

2.7.1. SASA Sistemlerin İkinci Kanun Çözümü

Sürekli akışlı sürekli açık sistem için aşağıdaki türbin örneği verilebilir. Türbinler giriş koşulundaki yüksek basınç ve yüksek sıcaklıktaki akışkanın çıkış koşullarında düşük basınç ve sıcaklık değerlerine genişlemesi ile hal değişiminden geçen ve bu sayede iş yapan ısı makineleridir.



Şekil 2.6. SASA Sistem Makine Örneği

Yukarıdaki türbin (SASA) örneği için termodinamiğin birinci ve ikinci kanun denklikleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\text{Birinci kanun } \dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g z_\zeta \right) - \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g \right) \quad (2.36)$$

$$\text{İkinci kanun } \dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_\zeta s_\zeta - \sum \dot{m}_g s_g + \frac{\dot{Q}_{\text{çevre}}}{T_0} \quad (\text{kJ/K}) \quad (2.37)$$

Burada $\dot{Q}_{\text{çevre}} = -\dot{Q}$ ve $\dot{S}_{\text{üretim}}$ açık sistemin toplam entropi üretimidir. Bu iki denklemi kullanarak ısı geçişi yok edilirse gerçek iş (\dot{W}) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g z_\zeta - T_0 s_\zeta \right) - T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2.38)$$

\dot{W} , bu örnekte hem gerçek iş hem de yararlı iştir. Çünkü sürekli akışlı açık sistemlerin sınırları sabit olup, çevre işinden bahsedilemez. $\dot{S}_{\text{üretim}}$, yukarıdaki denklemde sıfıra eşitlenir ise tersinir iş bulunur.

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + g z_g - T_0 s_g \right) - \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + g z_\zeta - T_0 s_\zeta \right) \quad (\text{kW}) \quad (2.39)$$

Sürekli akışlı sürekli açık sistemde şekil 2.6'da ki örnekte olduğu gibi bir giriş ve bir çıkışı varsa, denklem aşağıdaki gibi basitleştirilebilir:

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} \left[\left(h_g - h_\zeta \right) - T_0 \left(s_g - s_\zeta \right) + \frac{V_g^2 - V_\zeta^2}{2} + g \left(z_g - z_\zeta \right) \right] \quad (\text{kW}) \quad (2.40)$$

birim kütle için de aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{W}_{tr} = (h_g - h_c) - T_0 (s_g - s_c) + \frac{V_g^2 - V_c^2}{2} + g(z_g - z_c) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.41)$$

$$\dot{W}_{tr} = T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.42)$$

Akış Ψ ile gösterilir ise yukarıdaki giriş hali indissiz olarak, çıkış hali de 0 indisiyle gösterilirse denklem aşağıdaki gibi sadeleşir ($V_0 = 0, z_0 = 0$).

$$\Psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{Vg^2}{2} + g z \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.43)$$

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_c \Psi_c \quad (\text{kW}) \quad (2.44)$$

$$\dot{w}_{tr} = \psi_g - \psi_c \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.45)$$

$$\dot{W}_{tr} = \Psi_g - \Psi_c \quad (\text{kW}) \quad (2.46)$$

SASA sistemde birim zamanda tersinmezlik \dot{I} veya birim kütle için tersinmezlik i , aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{I} = \dot{W}_{tr} - \dot{W}_y = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (\text{KW}) \quad (2.47)$$

$$i = w_{tr} - w_y = T_0 s_{\text{üretim}} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.48)$$

SASA sistem ile T_R sıcaklığındaki bir ısı enerjisi deposu arasında \dot{Q}_R miktarında ısı geçişi olduğu düşünülürse, tersinir iş bağıntısı açık sistem için termodinamiğin birinci ve ikinci kanun denklemleri yazılıp, sistemin çevresiyle olan ısı geçişini belirten terim yok edilerek eşitlik 2.49'daki gibi bulunur:

$$\dot{W}_{tr} = \sum \dot{m}_g \Psi_g - \sum \dot{m}_c \Psi_c - \dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) \quad (\text{kW}) \quad (2.49)$$

Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri dikkate alınmadığı zaman, adyabatik türbinin ikinci kanun verimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_{II,türbin} = \frac{w}{w_{tr}} = \frac{h_1 - h_2}{\psi_1 - \psi_2} \text{ veya } \eta_{II,türbin} = 1 - \frac{T_0 S_{üretim}}{\psi_1 - \psi_2} \quad (2.50)$$

Burada $S_{üretim} = s_2 - s_1$ olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri dikkate alınmadığı zaman, adyabatik kompresör için ikinci kanun verimi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\eta_{II,komp} = \frac{w_{tr}}{w} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1} \text{ veya } \eta_{II,komp} = 1 - \frac{T_0 S_{üretim}}{h_2 - h_1} \quad (2.51)$$

$$S_{üretim} = s_2 - s_1 \quad (2.52)$$



3. ISITMA, SOĞUTMA VE HAVALANDIRMA SİSTEMİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZLERİ

3.1. Materyal

Araştırma konusu olarak Manisa Celal Bayar Üniversitesi Rektörlük Binası'nda mevcut kurulu olan ısıtma ve soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Binada genel manada aşağıdaki HVAC tesisat sistemleri mevcuttur.

*Merkezi Isıtma Sistemi

*Merkezi Soğutma Sistemi

*Havalandırma Sistemi

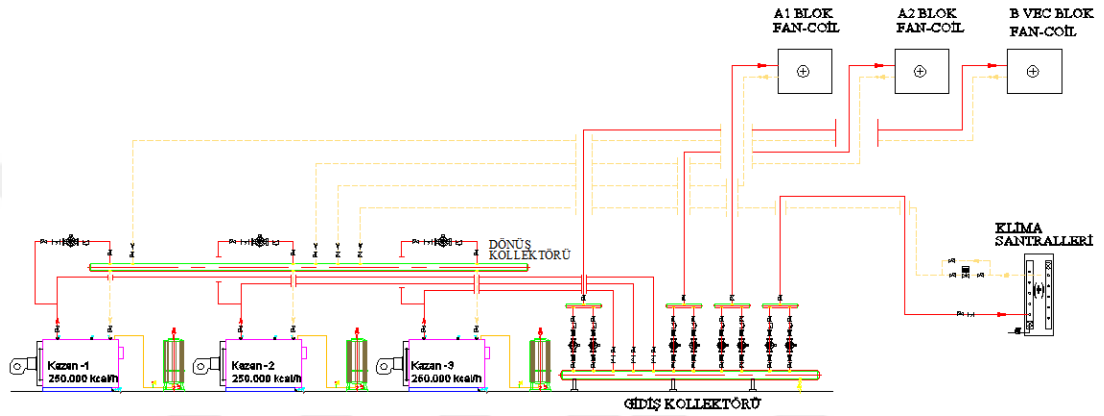
3.1.1. Merkezi Isıtma Sistemi

Binada kışın ısıtma prosesinde kazan dairesinde (Şekil 3.1.) bulunan 3 geçişli sıcak su kazanlarından faydalanılmaktadır. Kazanlarda birincil enerji girdisi olarak doğalgaz kullanılmakta olup, doğalgazın brülör vasıtasıyla yakılmasıyla sıcak su elde edilmektedir. Kazanlar kaskad sistem düzeninde montajlanmış olup eş yaşlandırılmalı olarak çalışmaktadır. Kazanların her biri 250260 kcal/h ısıl güce sahip olup, üzerlerinde modülasyonlu doğalgaz brülörü mevcuttur. Brülör doğalgaz çalışma gaz basıncı 300 mbar olup kullanılan doğalgaz alt ısıl değeri 8250 kcal/h dir. Sıcak su kazanı çıkış su sıcaklığı 90 °C, dönüş su sıcaklığı 70 °C olarak tasarlanmıştır.



Şekil 3.1. Merkezi Isıtma Sistemi Kazan Dairesi Görünümü

Şekil 3.2. de gösterildiği gibi sıcak su kazanlarından elde edilen sıcak su gidiş kolektörüne ulaşmakta daha sonra sirkülasyon pompaları vasıtasıyla binada bulunan fan-coillerde sirküle edilmekte ve bu sayede bina içi mahallerde statik ısıtma işlemi yapılmaktadır. Ayrıca aynı gidiş kolektörden klima santrallerinin ısıtıcı serpantinlerine de sıcak su temini yapılmakta ve santral serpantin hava çıkış sıcaklığı tasarım sıcaklıklarına ulaşmaktadır. Klima santralleri serpantin çıkışında bulunan iki yönlü servomotorlu vanalar ile ısıtıcı serpantine giren ve çıkan su debisi otomatik olarak ayarlanmaktadır. Böylece enerji tasarrufu sağlanmış olmaktadır.



Şekil 3.2. Bina Isıtma Sistemi Akış Şeması

3.1.2. Merkezi Soğutma Sistemi

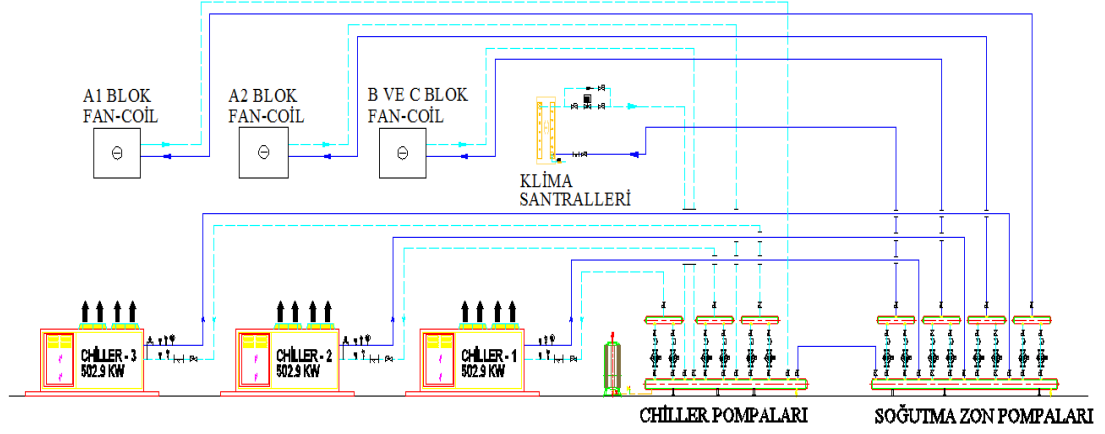
Binada yazın soğutma prosesinde, bina teras katında bulunan 3 adet hava soğutmalı su soğutma grubundan faydalanılmaktadır. Soğutma grupları vidalı kompresörlü olup her biri 502.9 KW soğutma kapasitesine sahiptir. Soğutma gruplarının EER değeri 3.3 dür. Bina soğutma tesisatı rejim şartları soğutma grubu çıkışı 7 °C, soğutma grubu dönüşü 12 °C tasarlanmış olup; sistem bu sıcaklıklarda mikroişlemcili panel vasıtasıyla çalışmaktadır. Soğutma gruplarının dönüş hattına montajlanmış sirkülasyon pompaları (Şekil 3.3.) ile gruplara dönüş suyu basılmakta, daha sonra soğutma gruplarından elde edilen soğutma suyu ise çatı katındaki manevra odasında (Şekil 3.5.) bulunan zon sirkülasyon pompaları vasıtasıyla binada bulunan fan-coillerde dolaştırılmaktadır ve bu sayede mahallerde soğutma işlemi yapılmaktadır. Aynı şekilde klima santrallerinden geçirilen havanın soğutulma işlemi için de aynı kolektörden soğuk su temini yapılmaktadır. Santral soğutucu serpantin dönüşündeki iki yönlü servomotorlu vana ile serpantinden geçen su debisi otomatik olarak ayarlanmaktadır. Bu durum Şekil 3.5.'de akış şeması ile gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Merkezi Soğutma Sistemi Pompa Dairesi



Şekil 3.4. Hava Soğutmalı Su Soğutma Grubu Gösterimi



Şekil 3.5. Bina Soğutma Sistemi Akış Şeması

3.1.3. Havalandırma Sistemi

Binada bulunan toplantı salonu, seminer salonu vb. özel mahallerin taze hava ihtiyacını gidermek, ayrıca ortamda oluşan zararlı partiküllerin seyreltilmesi ve egzost edilmesi için havalandırma tesisatı kurulmuştur. Bu santraller ile hem yaz hem de kış işletmesinde mahallerin taze hava gereksinimleri karşılanmaktadır. Santral içerisinden geçen havanın ısıtılması için santral ısıtıcı serpantinlerinden sıcak su ve soğutulması için santral soğutucu serpantinlerinden soğuk su geçirilmekte ve hava bu sayede şartlandırılmaktadır. Ayrıca santral içerisindeki 1.kademe G4 filtre (torba filtre) ve 2.kademe F7 filtre (kaset filtre) ile hava içerisindeki partiküllerden yaklaşık %80 ila %90 oranlarına arındırılmakta bu sayede mahallere temiz hava gönderilmektedir.



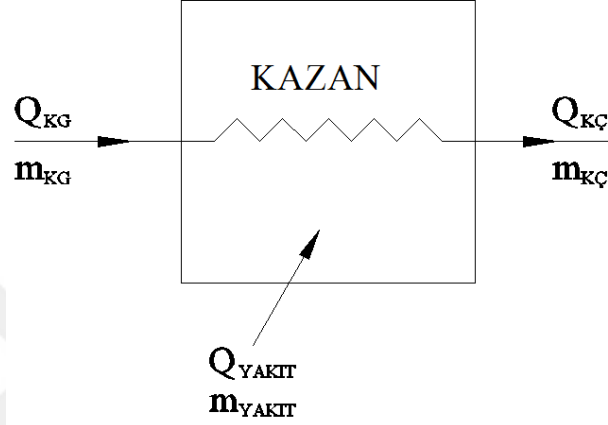
Şekil 3.6. Klima Santrali Isıtma ve Soğutma Batarya Bağlantıları

3.2. Isıtma ve Soğutma Sistemi Enerji Analizleri

3.2.1. Merkezi Isıtma Sistemi Enerji Analizi

3.2.1.1. Sıcak Su Kazanı Enerji Analizi

Sıcak su kazanlarındaki enerji analizini yapabilmek için kazana giren ve kazandan çıkan enerji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu değerler aşağıdaki şekilde detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Sıcak Su Kazanı Enerji Analizi Gösterimi

Yakıtın yanması ile açığa çıkan enerji eşitlik 3.1. ile bulunur:

$$\dot{Q}_{\text{yakıt}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} \times H_a \quad (3.1)$$

Burada;

$\dot{m}_{\text{yakıt}}$ = Yakıtın kütleli debisi (kg/s).

H_a = Yakıtın alt ısı değeri.

Sıcak su kazanında doğalgazdan elde edilen ısı enerjisi kullanılmaktadır. Doğalgazı oluşturan bileşenler Tablo 3.1' de gösterilmiştir.

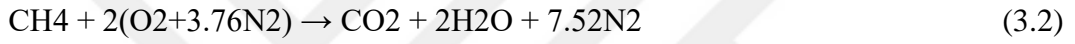
Tablo 3.1. Doğalgazı Oluşturan Bileşenler

Bileşik	Formül	Hacimsel Oran (%)
Metan	CH ₄	92,72
Etan	C ₂ H ₆	2,96
Propan	C ₃ H ₈	1,01
Bütan	C ₄ H ₁₀	0,42

Pentan	C5H12	0,09
Hekzan	C6H14	0,05
Azot	N2	2,2
Karbondioksit	CO2	0,5

Tablo 3.1. incelendiğinde doğalgaz kompozisyonunun % 92,72 gibi büyük bir oranda metandan oluştuğu diğer bileşenlerin de çok düşük yüzdelere tekabül ettiği görülmektedir. Bu çalışmada yakıcının, hesaplamalarda kolaylık olması açısından %100 metandan oluştuğu kabul edilecek ve yanma denklemi bu kabule uygun oluşturulacaktır [1].

Doğalgazın tamamının metandan oluştuğu kabul edilerek, doğalgaz yanma denklemi eşitlik 3.2'deki gibi yazılabilir;



Tablo 3.2. Reaksiyona giren ve çıkan bileşiklerin entalpi değerleri

Açıklama	Bileşik	\bar{h}_f^0 (kJ / kmol)	\bar{h} (273 K) (kJ / kmol)	\bar{h} (450 K) (kJ / kmol)	\bar{h}^0 (kJ / kmol)
Reaksiyona Giren bileşikler	CH_4	-74850	0	-	0
	O_2	0	7946	-	8682
	N_2	0	7937	-	8669
Reaksiyondan Çıkan bileşikler	CO_2	-393520	-	15483	9364
	H_2O	-241820	-	15080	9904
	N_2	0	-	13105	8669

$$\bar{q}_{yanma} = \sum_{reaksiyon} n_r (\bar{h}_f^0 + \bar{h} + \bar{h}^0) - \sum_{üretilen} n_{\bar{u}} (\bar{h}_f^0 + \bar{h} + \bar{h}^0) \quad (3.3)$$

n_r : Reaksiyona giren kimyasal bileşiğin mol sayısı

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

$$\bar{q}_{yanma} = [1(-74850) + 2(0 + 7946 - 8682) + 7,52(0 + 7937 - 8669)] - [1(-393520 + 15483 - 9364) + 2(-241820 + 15080 - 9904) + 7,52(0 + 13105 - 8669)]$$

$$\bar{q}_{yanma} = 745503,64 \text{ kJ/kmol}$$

$M_{CH_4} = 16.043 \text{ kg/kmol}$ (1 kmol metanın kütlesi)

$$q_{yanma} = \frac{\bar{q}_{yanma}}{M_{yakit}}$$

$$q_{yanma} = \frac{745503.64}{16.043} = 46469.09 \text{ (kJ/kg) (1 kg metanın ısı değeri)}$$

\dot{Q}_{yanma} = Yanma sırasında açığa çıkan ısı enerjisi değeri (kw)

$Q_{kazan} = 873 \text{ kW}$ (3 adet kazan kapasitesi)

$\eta = 0.90$ (Kazan yanma verimi)

$$Q_{yanma} = \frac{Q_{kazan}}{\eta} = \frac{873}{0.90} = 970 \text{ kw}$$

$$\dot{m}_{yakit} = \frac{Q_{yanma}}{q_{yanma}} = \frac{970}{46469.09} = 0.02087 \text{ kg/s} = 75 \text{ kg/h (Doğalgaz yakıt debisi)}$$

Kazanda meydana gelen kayıp ise eşitlik 3.4'den bulunur:

$$\dot{Q}_{KK} = \dot{Q}_{Yakit} - [\dot{m}_K \times (h_{KÇ} - h_{KG})] \quad (3.4)$$

Burada;

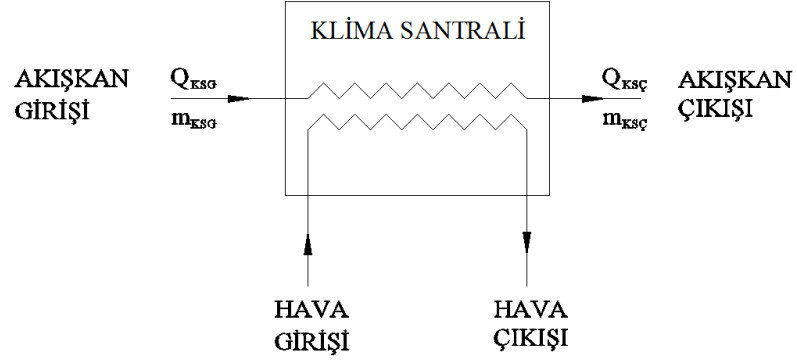
\dot{m}_K = Kazandaki akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_{KG} = Kazan girişindeki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

$h_{KÇ}$ = Kazan çıkışındaki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

3.2.1.2. Klima Santrali Isıtma Hattının Enerji Analizi

Klima santrallerindeki enerji analizini yapabilmek için santral ısıtma serpantinine giren ve çıkan akışkan enerji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu değerler aşağıdaki şekilde detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Klima Santrali Enerji Analizi Gösterimi

Klima santrali enerji analiz değerleri belirlendikten sonra eşitlik 3.5 ile enerji analizi yapılabilir.

$$\dot{Q}_{KS} = [\dot{m}_{KS} \times (h_{KSG} - h_{KSÇ})] \quad (3.5)$$

Burada;

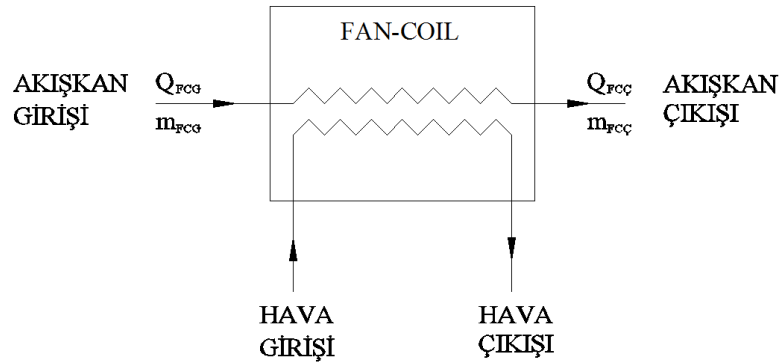
\dot{m}_{KS} = Klima santrali hattındaki akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_{KSG} = Klima santralinin girişindeki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

$h_{KSÇ}$ = Klima santralinin çıkışındaki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

3.2.1.3. Fan-coil Isıtma Hattının Enerji Analizi

Fan-coil ünitelerindeki enerji analizini yapabilmek için fan-coil ünitesi ısıtma serpantinine giren ve çıkan akışkan enerji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bunlar aşağıdaki şekilde detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Fan-coil Enerji Analizi Gösterimi

Fan-coil enerji analiz değerleri belirlendikten sonra eşitlik 3.6 ile enerji analizi yapılabilir.

$$\dot{Q}_{FC} = [\dot{m}_{FC} \times (h_{FCG} - h_{FÇG})] \quad (3.6)$$

Burada;

\dot{m}_{FC} = Fan coil hattındaki akışkanın kütlesel debisi (kg/s)

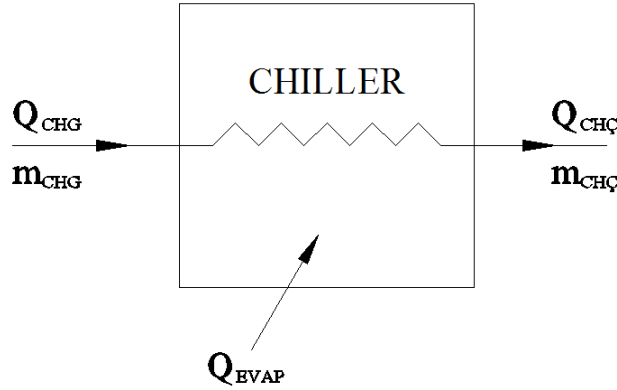
h_{FCG} = Fan coil hattının girişindeki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

$h_{FÇG}$ = Fan coil hattının çıkışındaki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

3.2.2. Merkezi Soğutma Sistemi Enerji Analizi

3.2.2.1. Soğutma Grubu (Chiller) Enerji Analizi

Su soğutma gruplarındaki (Chiller) enerji analizini yapabilmek için evaporatöre giren ve çıkan enerji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu değerler aşağıdaki şekilde detaylı olarak gösterilmiştir.



şekil 3.10. Soğutma Grubu Enerji Analizi Gösterimi

Su soğutma grubu enerji analiz değerleri belirlendikten sonra eşitlik 3.7 ile enerji analizi yapılabilir.

$$\dot{Q}_{CH} = \dot{Q}_{Evap} - [\dot{m}_{CH} \times (h_{CHG} - h_{CHÇ})] \quad (3.7)$$

Burada;

\dot{m}_{CH} = Eşanjörün ısıtma hattındaki akışkanın kütlesel debisi (kg/s)

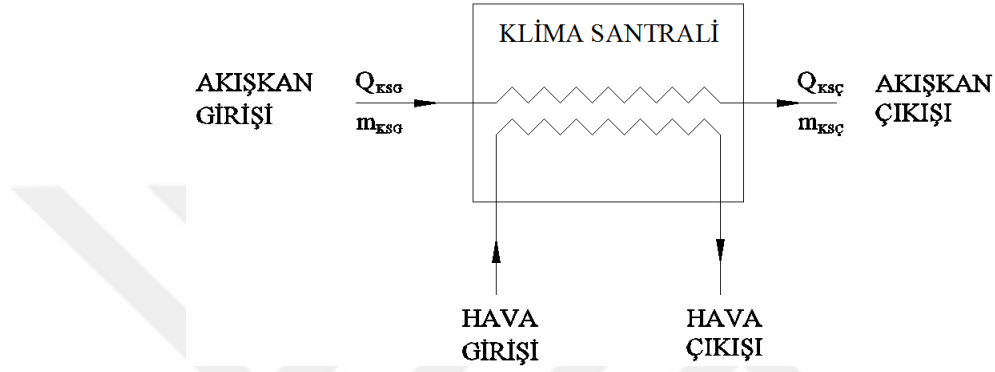
h_{CHG} = Chillerin girişindeki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

$h_{CHÇ}$ = Chillerin çıkışındaki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

\dot{Q}_{Evap} = Chillerin soğutma kapasitesi (kW)

3.2.2.2. Klima Santrali Soğutma Hattı Enerji Analizi

Klima santrallerindeki enerji analizini yapabilmek için santral soğutma serpantinine giren ve çıkan akışkan enerji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu değerler aşağıdaki şekilde detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Klima Santrali Enerji Analizi Gösterimi

Klima santrali enerji analiz değerleri belirlendikten sonra eşitlik 3.8 ile enerji analizi yapılabilir.

$$\dot{Q}_{KS} = [\dot{m}_{KS} \times (h_{KSG} - h_{KSÇ})] \quad (3.8)$$

Burada;

\dot{m}_{KS} = Klima santrali hattındaki akışkanın kütleli debisi (kg/s)

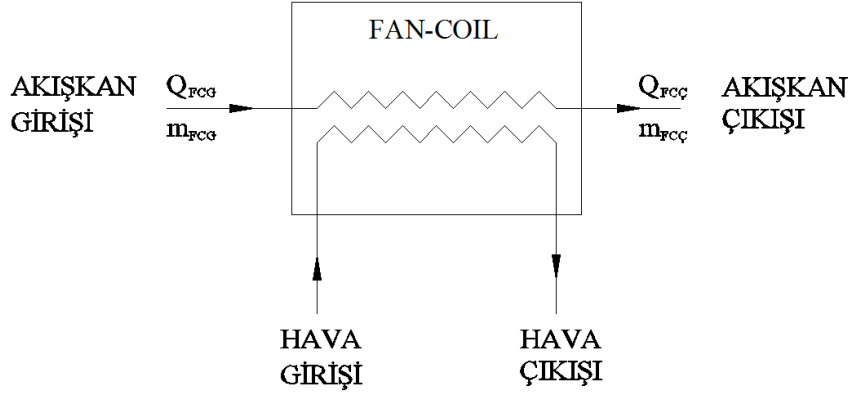
h_{KSG} = Klima santrali hattının girişindeki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

$h_{KSÇ}$ = Klima santrali hattının çıkışındaki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

dir.

3.2.2.3. Fan-coil Soğutma Hattı Enerji Analizi

Fan-coil ünitelerinde enerji analizini yapabilmek için ünite soğutma serpantinine giren ve çıkan akışkan enerji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu değerler aşağıdaki şekilde detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Fan-Coil Ünitesi Enerji Analizi Gösterimi

Fan-coil ünitesindeki enerji analiz değerleri belirlendikten sonra eşitlik 3.9 ile enerji analizi yapılabilir.

$$\dot{Q}_{FC} = [\dot{m}_{FC} \times (h_{FCG} - h_{FCC})] \quad (3.9)$$

Burada;

\dot{m}_{FC} = Fan coil hattındaki akışkanın kütleli debisi (kg/s)

h_{FCG} = Fan coil hattının girişindeki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

h_{FCC} = Fan coil hattının çıkışındaki akışkanın entalpi değeri (kJ/kg)

Tüm ısıtma ve soğutma sistem elemanlarına ait enerji girdi ve çıktı değerleri yukarıdaki eşitliklerden bulunduktan sonra enerji verim değerlerini bulmak için aşağıdaki eşitlik 3.10 kullanılır.

$$\eta_I = \frac{\Sigma \dot{Q}_{Çıkan}}{\Sigma \dot{Q}_{Giren}} \quad (3.10)$$

Enerji verim değeri ısıtma ve soğutma sistemindeki her bir cihaz için hesaplanmış ve tablolar halinde verilmiştir.

3.3. Isıtma ve Soğutma Sistemi Ekserji Analizleri

3.3.1. Merkezi Isıtma Sistemi Ekserji Analizi

Ekserji iş veya iş üretebilme yeteneğidir. Bir sistemin ekserji hesabının yapılabilmesi için çevresinin sahip olduğu şartların da bilinmesi gerekir. Bir sistem

belirli bir halden tersinir süreçler yoluyla, çevresi ile termodinamik denge durumuna getirildiğinde elde edilebilecek iş miktarı o maddenin ekserjisine eşittir [24].

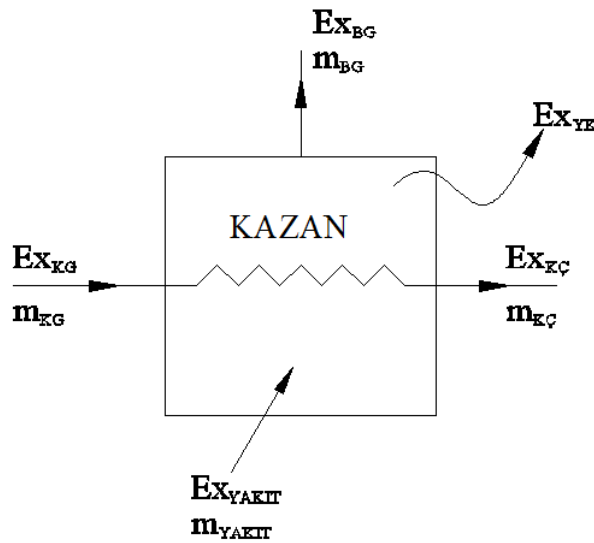
Sıcaklığı (T) ve basıncı (P) özgül entalpisi (h) ve özgül entropisi (s) olan bir maddenin özgül ekserjisi veya kullanılabilirliği eşitlik 3.11'deki gibi yazılabilir:

$$Ex = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.11)$$

3.3.1.1. Sıcak Su Kazanı Ekserji Analizi

Binaların ısıtılmasında kullanılan sıcak su kazanları, içerisinde yakılan yakıtın yanma enerjisini kazan içerisindeki boru demetleri vasıtasıyla ısı taşıyıcı akışkana aktaran ve bu sayede ısıtma işlemi gerçekleştiren cihazlardır. Yanma neticesinde kazan yanma odası ve duman borularında oluşan ısıl enerjinin tamamının, ısı değiştiricinin diğer tarafındaki ısı taşıyıcı akışkana aktarılması mümkün olmamaktadır. Kazana giren ısının bir miktarı kazan yüzeylerinden çevre ortama, bir miktarı ise baca gazı vasıtasıyla atmosfere atılmakta bir kısmı da entropi artışı sebebiyle kazan içerisinde yok olmaktadır. Kazanda meydana gelen bu kayıplar sonrasında enerjinin çok düşük bir miktarı işe dönüşmektedir. Kazan ekserji verimi enerji veriminin aksine çok düşük mertebelere düşmektedir.

Sıcak su kazanlarındaki ekserji analizini yapabilmek için kazana giren ve kazandan çıkan ekserji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu değerler Şekil 3.13.'de detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Sıcak Su Kazanı Ekserji Analizi Gösterimi

Sıcak su kazanı ekserji analiz değerleri belirlendikten sonra aşağıdaki eşitlikler yardımıyla ekserji analizi yapılabilir.

$$\Sigma Ex_{giren} = \Sigma Ex_{çıkan} + \Sigma Ex_{kayıp} \quad (3.12)$$

$$Ex_{yakıt} + Ex_{KG} = Ex_{KÇ} + Ex_{YK} + Ex_{BG} + Ex_{kayıp} \quad (3.13)$$

$$Ex_{kayıp} = Ex_{yakıt} + Ex_{KG} - (Ex_{KÇ} + Ex_{YK} + Ex_{BG}) \quad (3.14)$$

-Yakıtın yanmasıyla oluşan ekserji

Enerji analizi bölümünde doğalgaz yakıtını oluşturan en büyük bileşen metan olduğu için yanma denklemi yazılırken bütün yakıtın metandan (CH₄) oluştuğu kabul edilmiştir.

Yakıtın ekserji değeri birim kütle için eşitlik 3.15 ile bulunur [25].

$$\epsilon_{yakıt} = H_a \times \varphi \quad (3.15)$$

Yakıtın toplam ekserji değerini hesaplayabilmek için birim kütle için hesaplanan ekserji değeri sistemde dolaşan toplam kütle ile çarpılarak sonuca ulaşılır [25]. Kimyasal ekserji faktörü φ değeri 1,04 alınmıştır[26].

$$\Sigma Ex_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} \times \epsilon_{yakıt} \quad (3.16)$$

-Kazan yüzeylerinden ısı transferi ile oluşan kayıplar

Kazan yüzeylerinden, kazanı çevreleyen ortama doğru bir miktar ısı kaybı olur. Bu kayıp kazan yüzeyinden gerçekleşen ekserji kaybı olarak adlandırılır ve eşitlik 3.17 ile hesaplanır.

$$\Sigma Ex_{YK} = \dot{Q}_{Kayıp} \left(1 - \frac{T_0}{T_{Kds}} \right) \quad (3.17)$$

Buradaki $\dot{Q}_{\text{Kayıp}}$ değeri; yakıtın yanması ile oluşan ekserjinin, kazan bünyesindeki ekserji değerinden çıkarılması ile bulunur ve eşitlik 3.18 ile hesaplanır [25].

$$\dot{Q}_{\text{Kayıp}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} \times H_a - [Q_{\text{kazan}} + (\dot{m}_{\text{N}_2} \Delta h_{\text{N}_2} + \dot{m}_{\text{CO}_2} \Delta h_{\text{CO}_2} + \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \Delta h_{\text{H}_2\text{O}})] \quad (3.18)$$

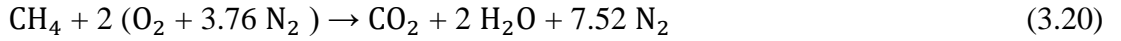
Eşitlik 3.18 'de bulunan $\dot{Q}_{\text{Kayıp}}$ değeri Eşitlik 3.17'de yerine konulduğu zaman yüzeyinden gerçekleşen ekserji kaybı bulunur.

-Baca gazlarının ekserji analizi

Baca gazlarının ekserji analizi eşitlik 3.19 ile hesaplanır.

$$\Sigma EX_{\text{BG}} = \Sigma \dot{M}_i \times EX_i \quad (3.19)$$

Kazandan baca gazı ile kaybolan ekserji analizinin yapılabilmesi için öncelikle yakıtın gerçek yanma denkleminin bilinmesi gerekiyor. Yakıtın tamamen metandan (CH₄) meydana geldiği kabulü ile gerçek yanma denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:



Gerçek yanma denklemi bulunduktan sonra yanma ürünlerinin toplam kütlesi aşağıdaki eşitlikten hesaplanır. Yanma denkleminde de görüldüğü üzere yanma ürünleri CO₂, H₂O ve N₂'dir.

$$\dot{M}_{\text{Top}} = (1 \times M_{\text{CO}_2}) + (2 \times M_{\text{H}_2\text{O}}) + (7.52 \times M_{\text{N}_2}) \quad (3.21)$$

Yanma ürünlerinin toplam kütlesi hesaplandıktan sonra her bir yanma ürününün toplam kütle içerisindeki yüzdelik değerleri aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$Y_i = \frac{\dot{M}_i}{\dot{M}_{\text{Top}}} \quad (3.22)$$

Doğal gazın yanma verimi % 92 olduğu için yanma işlemi gerçekleştiğinde baca gazı kütlesi % 8 değerinde bir kayıpla çıkacaktır [9].

$$\dot{M}_{Bg} = (\dot{M}_{Yakıt} + \dot{M}_{Hava}) \times 0.92 \quad (3.23)$$

Bu formülde yakıtla birlikte tepkimeye giren hava kütlesi (\dot{M}_{Hava}) ihmal edilebilir. Böylece baca gazının kütleli debisi bulunmuş olur. Baca gazının kütleli debisi bulunduğundan sonra yanma ürünlerinin bu kütle içerisindeki değerleri yüzdesel değerlerin yardımı ile hesaplanır.

$$\dot{M}_i = \dot{M}_{Bg} \times y_i \quad (3.24)$$

Baca gazları için yapılan işlemler ve bulunan sonuçlar Tablo 3.3. 'de gösterilmiştir.

Tablo 3.3. Baca Gazı Kütleli Analiz Değerleri

Baca Gazı	\dot{M}_i (g)	\dot{M}_{Top} (g)	$y_i = \frac{\dot{M}_i}{\dot{M}_{Top}}$ (%)	\dot{M}_{Bg} (kg/s)	$\dot{M}_i = \dot{M}_{Bg} \times y_i$ (kg/s)
N ₂	210.56	290.59	73.4	0.1315	0.096521
H ₂ O	36	290.59	12.3	0.1315	0.0161745
CO ₂	44	290.59	15.2	0.1315	0.019988

Baca gazından kaynaklı ekserji değerini hesaplayabilmek için öncelikle yanma ürünlerinin her biri için termomekanik ve kimyasal ekserji değerleri hesaplanır, daha sonra baca gazı ekserji kaybı hesaplanır. Baca gazı sıcaklık değeri tam yükte 185 °C olarak alınmıştır. Tablo 3.4'te baca gazlarının ve bu gazlara bağlı ortam sıcaklığının termodinamik özellikleri verilmiştir.

Tablo 3.4. Baca Gazlarının Termodinamik Özellikleri

Baca Gazı	h (kJ/kmol)	s (kJ/kmol)	h ₀ (kJ/kmol)	s ₀ (kJ/kmol)
N ₂	13340.2	204.0406	8669	191.502
H ₂ O	15358.4	203.3444	9904	188.720
CO ₂	15829.4	230.854	9364	213.685

Yanma ürünlerinin termomekaniksel, kimyasal ve toplam ekserji değerleri Tablo 3.5.'te verilmiştir.

Tablo 3.5. Baca Gazlarının Termomekanik, Kimyasal ve Toplam Ekserjileri

Baca Gazı	$EX_{TM} = (h-h_0) - T_0(s-s_0)$ (kj/kmol)	$EX_{Kim} = \bar{R}T_0 \ln(1/y_{\zeta_i}^e)$ (kj/kmol)	$EX_{Top_i} = EX_{TM_i} + EX_{Kim_i}$ (kj/kmol)	EX_{Top_i} (kj/kg)
N ₂	934.697	691	1625.697	58.0606
H ₂ O	1096.329	8663.09	8769.419	487.189
CO ₂	1319.238	19752	21071.238	478.891

Tablodaki $y_{\zeta_i}^e$ değeri baca gazlarının çevredeki bulunma yüzdesidir. Bu değerler Tablo 3.6.'da verilmiştir.

Tablo 3.6. Çevrenin Tanımı (Moran ve Shapiro)

Referans Bileşen	Mol Kesri (%)
N ₂	75.6700
CO ₂	0.03450
H ₂ O	3.03000

Bulunan değerler eşitlik 3.25'de yerine konulduğu zaman baca gazları için toplam ekserji değeri hesaplanır.

$$\Sigma EX_{BG} = \dot{M}_{N_2} \times EX_{Top_{N_2}} + \dot{M}_{CO_2} \times EX_{Top_{CO_2}} + \dot{M}_{H_2O} \times EX_{Top_{H_2O}} \quad (3.25)$$

-Kazan girişi ekserji değeri

Isıtma sisteminden sıcak su kazanına dönen suyun (\dot{m}_{Kazan}) ekserji değeri eşitlik 3.26 ile bulunur.

$$EX_{KG} = \dot{m}_{Kazan} [(h_{KG} - h_0) - T_0 (s_{KG} - s_0)] \quad (3.26)$$

-Kazan çıkış ekserji değeri

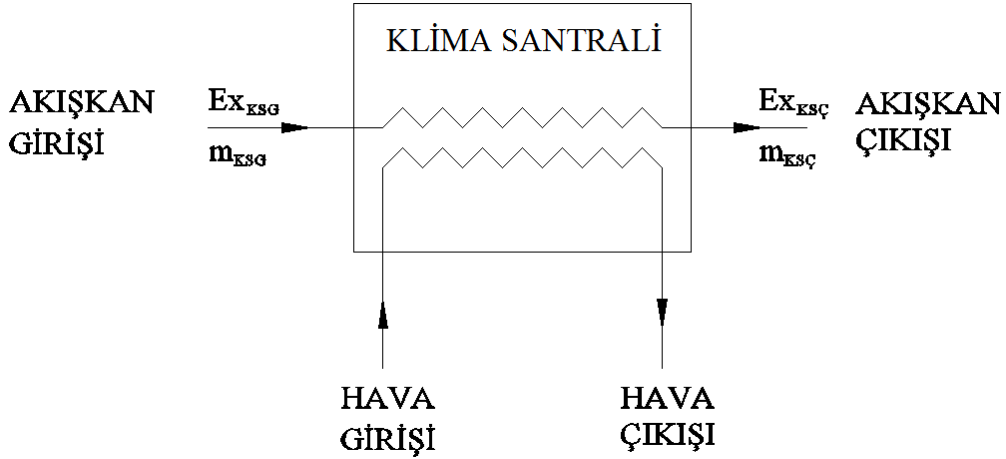
Sıcak su kazanından ısıtma sistemine giden suyun (\dot{m}_{Kazan}) ekserji değeri eşitlik 3.27 ile bulunur.

$$Ex_{KÇ} = \dot{m}_{Kazan} [(h_{KÇ} - h_0) - T_0 (s_{KÇ} - s_0)] \quad (3.27)$$

3.3.1.2. Klima Santrali Isıtma Ekserji Analizi

Klima santralleri içerisinde geçen havanın klimatize edildiği cihazlardır. Havanın klimatize edilmesi santral içerisinde ısı değiştiricileri (serpantin) ile mümkündür. Genelde kullanılan serpantinler sulu ve DX (direk genleşmeli) serpantinlerdir. Serpantine giren ve çıkan akışkan özellikleri tasarımcıya havanın şartlandırılması açısından bir takım bilgiler verir.

Klima santrallerindeki ekserji analizini yapabilmek için santral ısıtma serpantinine giren ve çıkan ekserji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu değerler aşağıdaki şekilde detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Klima Santrali Ekserji Analizi Gösterimi

Klima santrali ekserji analiz değerleri belirlendikten sonra aşağıdaki eşitliklerden ekserji analizi yapılabilir.

-Klima Santrali Giriş Ekserji Değeri

Klima santrali ısıtıcı bataryalarına giren sıcak su 90 °C’de olup, ekserji değeri eşitlik 3.28 ile hesaplanır.

$$Ex_{KSG} = \dot{m}_{KS} [(h_{KSG} - h_0) - T_0 (s_{KSG} - s_0)] \quad (3.28)$$

-Klima Santrali Çıkış Ekserji Değeri

Klima santralin ısıtıcı bataryalarından çıkan suyun sıcaklığı 70 °C olup ekserjisi eşitlik 3.29 ile hesaplanır.

$$EX_{KSÇ} = \dot{m}_{KS} [(h_{KSÇ} - h_0) - T_0 (s_{KSÇ} - s_0)] \quad (3.29)$$

Klima santrali hattına ait ekserji değerleri belirlendikten sonra ekserji kayıpları aşağıdaki eşitlikler yardımı ile hesaplanır.

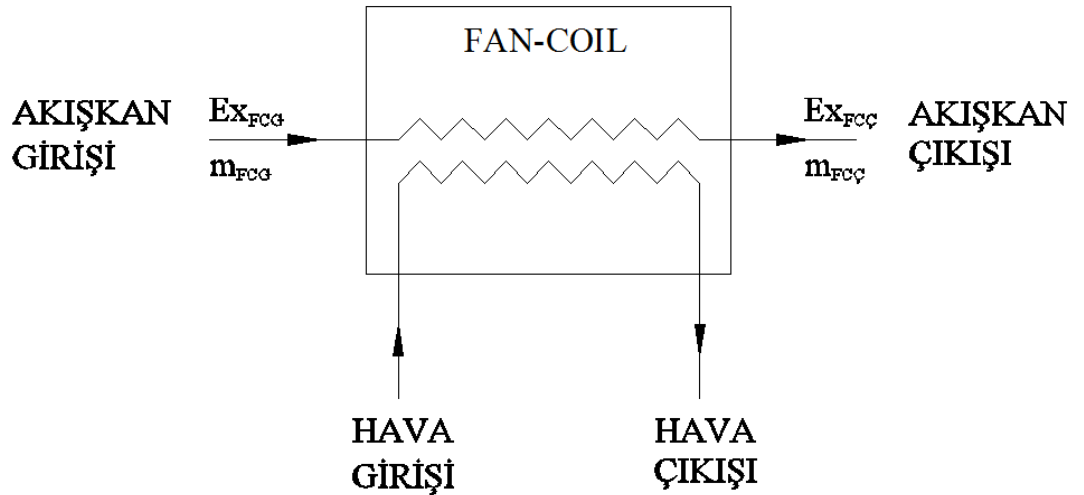
$$\sum EX_{giren} = \sum EX_{çıkan} + \sum EX_{kayıp} \quad (3.30)$$

$$EX_{KSG} = EX_{KSÇ} + EX_{KAYIP} \quad (3.31)$$

$$EX_{KAYIP} = EX_{KSG} - EX_{KSÇ} \quad (3.32)$$

3.3.1.3. Fan-coil Isıtma Hattı Ekserji Analizi

Fan-coil ünitelerindeki ekserji analizini yapabilmek için ünite ısıtma serpantinine giren ve çıkan ekserji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu değerler aşağıda Şekil3.15.'de detaylı olarak gösterilmiştir



Şekil 3.15. Fan-coil Ekserji Analizi Gösterimi

Fan-coil üniteleri ekserji analiz değerleri belirlendikten sonra aşağıdaki eşitliklerden ekserji analizi yapılabilir.

-Fan-Coil Isıtma Girişi Ekserji Değeri

Fan-coil ünitelerine giren suyun sıcaklığı 80 °C olup ekserjisi eşitlik 3.33 ile bulunur.

$$EX_{FCG} = \dot{m}_{FC} [(h_{FCG} - h_0) - T_0 (s_{FCG} - s_0)] \quad (3.33)$$

-Fan- Coil Isıtma Çıkışı Ekserji Değeri

Fan-Coillerden 60 °C de sıcak su çıkmakta olup, ekserji değeri eşitlik 3.34 ile hesaplanır.

$$EX_{FCÇ} = \dot{m}_{FC} [(h_{FCÇ} - h_0) - T_0 (s_{FCÇ} - s_0)] \quad (3.34)$$

-Fan-Coil Isıtma Hattı İçin Toplam Ekserji Kaybı

Fan coil hattına ait parametreler belli olduktan sonra kayıplar aşağıdaki eşitlikler yardımı ile hesaplanır.

$$\sum EX_{giren} = \sum EX_{çıkan} + \sum EX_{kayıp} \quad (3.35)$$

$$EX_{FCG} = EX_{FCÇ} + EX_{KAYIP} \quad (3.36)$$

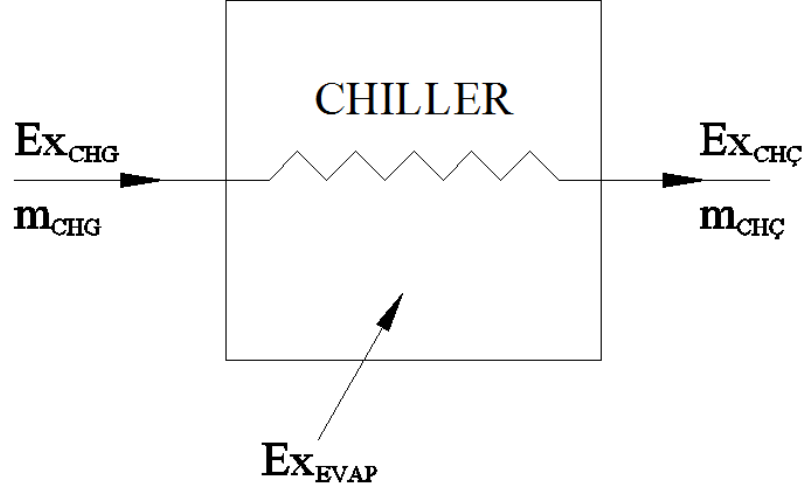
$$EX_{KAYIP} = EX_{FCG} - EX_{FCÇ} \quad (3.37)$$

3.3.2. Merkezi Soğutma Sistemi Ekserji Analizi

3.3.2.1. Su Soğutma Grubu (Chiller) Ekserji Analizi

Binanın soğutulmasında teras katında 3 adet hava soğutmalı su soğutma grubu yer almaktadır. Gruplar vidalı kompresörlü olup, soğutma devresinde R134A soğutucu akışkanı kullanılmaktadır. Her bir soğutma grubunun kapasitesi 502.9 kw değerindedir.

Soğutma grubundaki ekserji analizini yapabilmek için evaporatöre giren ve çıkan ekserji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bunlar aşağıda Şekil 3.16.'da detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Soğutma Grubu (Chiller) Ekserji Analizi Gösterimi

Soğutma grubu girişindeki (tesisat dönüş suyu) su sıcaklığı 12 °C olup ekserji değeri aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$EX_{CHG} = \dot{m}_{CH} [(h_{CHG} - h_0) - T_0 (s_{CHG} - s_0)] \quad (3.38)$$

Soğutma grubu çıkışındaki (tesisat gidiş suyu) su sıcaklığı 7 °C olup ekserji değeri aşağıdaki eşitlikle bulunur

$$EX_{CHÇ} = \dot{m}_{CH} [(h_{CHÇ} - h_0) - T_0 (s_{CHÇ} - s_0)] \quad (3.39)$$

Soğutma grubu için toplam ekserji kaybı aşağıdaki eşitliklerden hesaplanır.

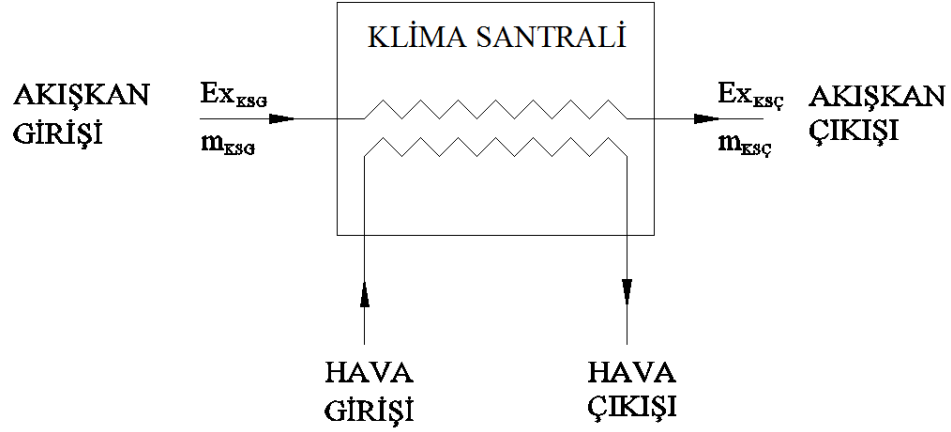
$$\sum EX_{giren} = \sum EX_{çıkan} + \sum EX_{kayıp} \quad (3.40)$$

$$EX_{CHG} + EX_{Evap} = EX_{CHÇ} + EX_{KAYIP} \quad (3.41)$$

$$EX_{KAYIP} = EX_{CHG} - EX_{CHÇ} \quad (3.42)$$

3.3.2.2. Klima Santrali Soğutma Ekserji Analizi

Klima santrallerindeki (Şekil 3.17.) ekserji analizini yapabilmek için santral soğutma serpantinine giren ve çıkan ekserji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bu değerler aşağıdaki şekilde detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Klima Santrali Ekserji Analizi Gösterimi

Klima santrali ekserji analiz değerleri belirlendikten sonra aşağıdaki eşitliklerden ekserji analizi yapılabilir.

-Klima Santrali Giriş Ekserji Değeri

Klima santrali soğutucu bataryalarına giren su sıcaklığı 7 °C olup ekserji değeri eşitlik 3.43 ile hesaplanır.

$$EX_{KSG} = \dot{m}_{KS} [(h_{KSG} - h_0) - T_0 (s_{KSG} - s_0)] \quad (3.43)$$

-Klima Santrali Çıkışı Ekserji Değeri

Klima santrali soğutucu bataryalarından çıkan su sıcaklığı 12 °C olup ekserji değeri eşitlik 3.44 ile hesaplanır.

$$EX_{KSÇ} = \dot{m}_{KS} [(h_{KSÇ} - h_0) - T_0 (s_{KSÇ} - s_0)] \quad (3.44)$$

Klima santraline ait tüm ekserji değeri belli olduktan sonra ekserji kayıpları aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanır.

$$\sum Ex_{giren} = \sum Ex_{çıkan} + \sum Ex_{kayıp} \quad (3.45)$$

$$Ex_{KSG} + Ex_{Evap} = Ex_{KSÇ} + Ex_{KAYIP} \quad (3.46)$$

$$Ex_{KAYIP} = Ex_{KSG} - Ex_{KSÇ} \quad (3.47)$$

3.3.2.3. Fan-coil Soğutma Ekserji Analizi

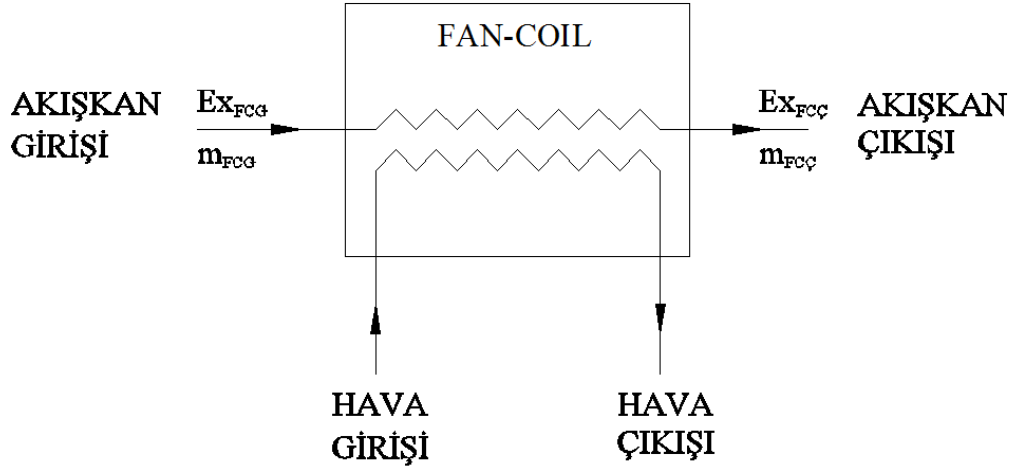
Fan-coil ünitelerindeki ekserji analizini yapabilmek için ünite soğutma serpantinine giren ve çıkan ekserji değerlerini bilmemiz gerekmektedir. Bunlar aşağıda Şekil 3.18.'de detaylı olarak gösterilmiştir.

Fan-coil ünitesi ekserji analiz değerleri belirlendikten sonra aşağıdaki eşitliklerden ekserji analizi yapılabilir.

-Fan-Coil Ünitesi Soğutma Giriş Ekserji Değeri

Fan-coil ünitesi soğutucu bataryalarına giren su sıcaklığı 7 °C olup, ekserji değeri eşitlik 3.48 ile hesaplanır.

$$Ex_{FCG} = \dot{m}_{FC} [(h_{FCG} - h_0) - T_0 (s_{FCG} - s_0)] \quad (3.48)$$



Şekil 3.18. Fan-coil Ekserji Analizi Gösterimi

-Fan-Coil Ünitesi Soğutma Çıkış Ekserji Değeri

Fan-coil ünitesi soğutucu bataryalarından çıkan su sıcaklığı 12 °C olup, ekserji değeri eşitlik 3.49 hesaplanır.

$$EX_{FC\dot{C}} = \dot{m}_{FC} [(h_{FC\dot{C}} - h_0) - T_0 (s_{FC\dot{C}} - s_0)] \quad (3.49)$$

Fan-coil ünitelerine ait tüm ekserji değeri belli olduktan sonra ekserji kayıpları aşağıdaki eşitliklerle bulunur.

$$\sum EX_{giren} = \sum EX_{çıkan} + \sum EX_{kayıp} \quad (3.50)$$

$$EX_{FCG} = EX_{FC\dot{C}} + EX_{KAYIP} \quad (3.51)$$

$$EX_{KAYIP} = EX_{FCG} - EX_{FC\dot{C}} \quad (3.52)$$

Tüm ısıtma ve soğutma sistem elemanlarına ait ekserji değerleri bulunduktan ve kayıplar hesaplandıktan sonra sistemlerin ekserji verim değerlerini bulmak için eşitlik 3.53 kullanılır.

$$\eta_{II} = \frac{\sum EX_{çıkan}}{\sum EX_{giren}} \quad (3.53)$$

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Enerji Analizi İle İlgili Sonuçlar

Bina ısıtma ve soğutma sisteminin enerji analizinde 3. bölümde verilen eşitlikler kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ısıtma ve soğutma tesisatının her bir bölümü için ayrı ayrı çizelgeler halinde verilmiştir.

4.1.1. Isıtma Sisteminde Elde Edilen Sonuçlar

3.bölümde şekil 3.2.'de gösterilen akış şemasındaki her bir cihazın giriş ve çıkış noktalarının sıcaklık, entalpi, debi değerleri ve yine 3.bölümde belirtilen enerji denklileri kullanılarak hesaplanan enerji değerleri Tablo 4.1.'de verilmiştir.

Tablo 4.1. Isıtma Sistemi Cihazlarına Ait Termofiziksel Özellikler

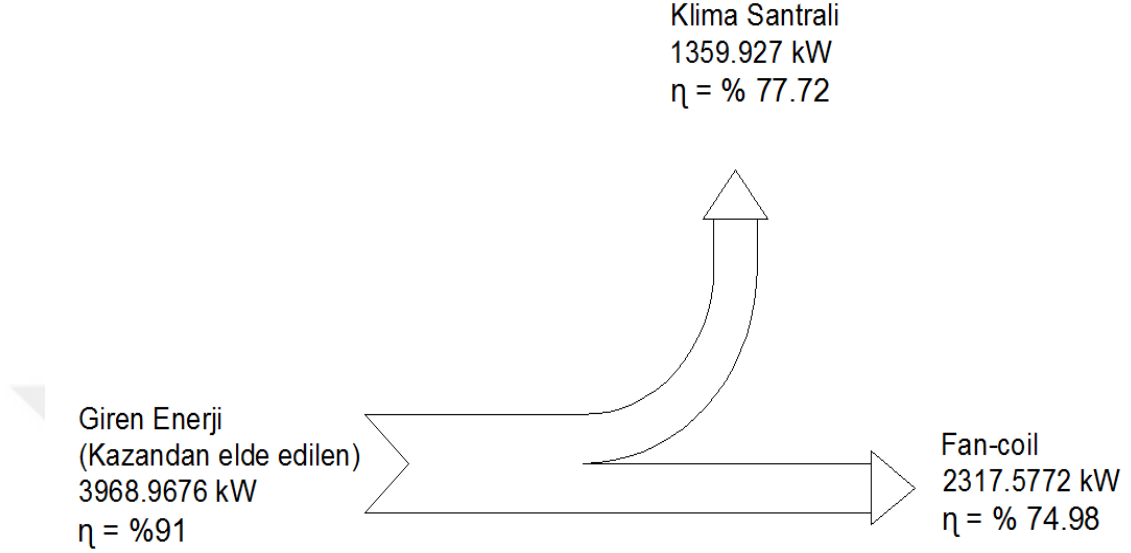
No	Açıklaması	Akışkan tipi	Sıcaklığı T (°C)	Entalpi h (kJ/kg)	Kütleli Debi \dot{m} (kg/s)	Enerji Miktarı (kW)
1	Kazan girişi	Su	70	292.98	10.53	3085.0794
2	Kazan çıkışı	Su	90	376.92	10.53	3968.9676
3	Klima santrali girişi	Su	90	376.92	3.608	1359.927
4	Klima santrali çıkışı	Su	70	292.98	3.608	1057.07
5	Fan-coil ünitesi girişi	Su	80	334.91	6.92	2317.5772
6	Fan-coil ünitesi çıkışı	Su	60	251.13	6.92	1737.8196

Tablo 4.1.'de verilen değerler enerji verim denkleminde yerine konulduğunda Tablo 4.2. elde edilir.

Tablo 4.2. Isıtma Sistemi Ekipmanlarının Enerji Kayıpları ve Verimleri

No	Cihaz İsmi	ΣQ_{Giren} (kW)	$\Sigma Q_{Çıkan}$ (kW)	$\Sigma Q_{Kayıp}$ (kW)	Enerjik verim (η_i)
1	Kazan	970	883.8882	86.112	0.91
2	Klima santrali	1359.927	1057.07	302.857	0.7772
3	Fan-coil ünitesi	2317.5772	1737.8196	579.7576	0.7498

Tablo 4.2.'deki sonuçları daha iyi yorumlayabilmek için enerji analiz değerleri Şekil 4.1.'de sankey diyagramında gösterilmiştir. Diyagram sayesinde sistem kayıp noktaları ve değerleri gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Isıtma Sistemine Ait Sankey (Enerji Akışı) Diyagramı

4.1.2. Soğutma Sisteminde Elde Edilen Sonuçlar

3.bölümde şekil 3.5.'te gösterilen akış şemasındaki her bir cihazın giriş ve çıkış noktalarının sıcaklık, entalpi, debi değerleri ve yine 3.bölümde belirtilen enerji denklikleri kullanılarak hesaplanan enerji değerleri Tablo 4.3.'te verilmiştir

Tablo 4.3. Soğutma Sistemi Cihazlarına Ait Termofiziksel Özellikler

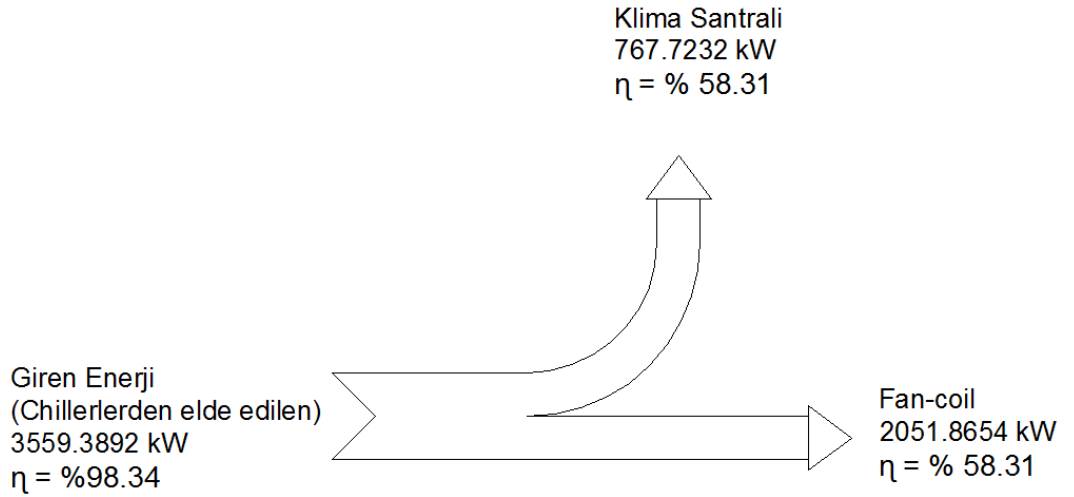
No	Açıklaması	Akışkan tipi	Sıcaklığı T (°C)	Entalpi h (kJ/kg)	Kütleli Debi \dot{m} (kg/s)	Enerji Miktarı (kW)
1	Chiller girişi	Su	12	50.402	70.62	3559.3892
2	Chiller çıkışı	Su	7	29.392	70.62	2075.6630
3	Klima santrali girişi	Su	7	29.392	15.232	447.6989
4	Klima santrali çıkışı	Su	12	50.402	15.232	767.7232
5	Fan-coil ünitesi girişi	Su	7	29.392	40.71	1196.5483
6	Fan-coil ünitesi çıkışı	Su	12	50.402	40.71	2051.8654

Tablo 4.3’de verilen değerler enerji verim denkleminde yerine konulduğunda Tablo 4.4. elde edilir.

Tablo 4.4. Soğutma Sistemi Ekipmanlarının Enerji Kayıpları ve Verimleri

No	Cihaz İsmi	ΣQ_{Giren} (kW)	$\Sigma Q_{Çıkan}$ (kW)	$\Sigma Q_{Kayıp}$ (kW)	Enerjik verim (η_i)
1	Chiller	1508.7	1483.7262	24.9738	0.9834
2	Klima santrali	767.7232	447.6989	320.0243	0.5831
3	Fan-coil ünitesi	2051.8654	1196.5483	855.3171	0.5831

Tablo 4.4 deki sonuçları daha iyi yorumlayabilmek için enerji analiz değerleri Şekil 4.2.’de sankey diyagramında gösterilmiştir. Diyagram sayesinde sistem kayıp noktaları ve değerleri gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Soğutma Sistemine Ait Sankey (Enerji Akış) Diyagramı

4.2. Ekserji Analizi İle İlgili Sonuçlar

Bina ısıtma ve soğutma sisteminin ekserji analizinde 3. bölümde verilen eşitlikler kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar ısıtma ve soğutma tesisatının her bir bölümü için ayrı ayrı çizelgeler halinde verilmiştir.

4.2.1. Isıtma Sisteminde Elde Edilen Sonuçlar

3.bölümde Şekil 3.2.’de gösterilen akış şemasındaki her bir cihazın giriş ve çıkış noktalarının sıcaklık, entalpi, debi değerleri ve yine 3.bölümde belirtilen ekserji denklikleri kullanılarak hesaplanan ekserji değerleri Tablo 4.5.’te verilmiştir.

Tablo 4.5. Isıtma Sistemi Cihazlarına Ait Termofiziksel Özellikler

No	Açıklaması	Akışkan tipi	Sıcaklık T (°C)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)	Kütleli Debi \dot{m} (kg/s)	Ekserji ψ (kJ/kg)	Ekserji Miktarı (kW)
1	Kazan girişi	Su	70	292.98	0.9549	10.53	13.015	137.048
2	Kazan çıkışı	Su	90	376.92	1.1925	10.53	26.15	275.36
3	Klima santrali girişi	Su	90	376.92	1.1925	3.608	26.15	94.35
4	Klima santrali çıkışı	Su	70	292.98	0.9549	3.608	13.015	46.958
5	Fan-coil ünitesi girişi	Su	80	334.91	1.0753	6.92	19.066	131.94
6	Fan-coil ünitesi çıkışı	Su	60	251.13	0.8312	6.92	8.0276	55.55

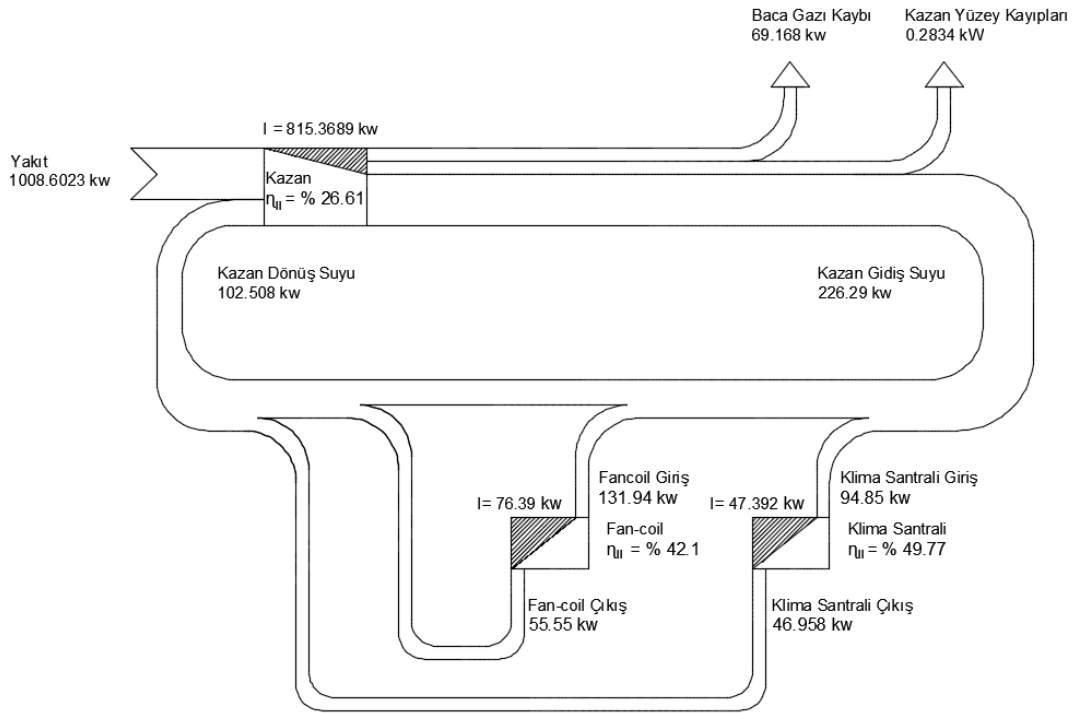
Tablo 4.5.'te verilen değerler ekserji verim denkleminde yerine konulduğunda Tablo 4.6. elde edilir.

Tablo 4.6. Isıtma Sistemi Ekipmanlarının Ekserji Kayıpları Ve Verimleri

No	Cihaz İsmi	ΣEx_{Giren} (kW)	$\Sigma Ex_{Çıkan}$ (kW)	$\Sigma Ex_{Kayıp}$ (kW)	Ekserjik verim (η_u)
1	Kazan	1111.1103	295.7414	815.3689	0.2661
2	Klima santrali	94.35	46.958	47.392	0.4977
3	Fan-coil ünitesi	131.94	55.55	76.39	0.421

Tablo 4.6 deki sonuçları daha iyi yorumlayabilmek için ekserji analiz değerleri Şekil 4.3.'te Grassmann diyagramında gösterilmiştir. Diyagram sayesinde sistem kayıp noktaları ve değerleri gösterilmiştir.

Grassman diyagramı sistemde kullanılabilir enerjisi ve tersinmezlikleri her bir cihaz için ayrı ayrı gösteren ve ekserji kaybının yüksek olduğu yerler için yorum yapabilmemize yardımcı olan diyagramlardır. Diyagrama ve çizelgelere bakıldığında sistemde en yüksek verimle çalışan cihaz klima santralidir, en büyük kayıp (tersinmezlik) kazanda meydana gelmiştir.



Şekil 4.3. Isıtma Sistemine Ait Grassmann Diyagramı

4.2.2. Soğutma Sisteminde Elde Edilen Sonuçlar

3.bölümde şekil 3.2’de gösterilen akış şemasındaki her bir cihazın giriş ve çıkış noktalarının sıcaklık, entalpi, debi değerleri ve yine 3.bölümde belirtilen ekserji denklilikleri kullanılarak hesaplanan ekserji değerleri Tablo 4.7.’de verilmiştir

Tablo 4.7. Soğutma Sistemi Cihazlarına Ait Termofiziksel Özellikler

No	Açıklaması	Akışkan tipi	Sıcaklık T (°C)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kg K)	Kütleli Debi \dot{m} (kg/s)	Ekserji ψ (kJ/kg)	Ekserji Miktarı (kW)
1	Chiller girişi	Su	12	50.402	0.1804	70.62	1.238	87.427
2	Chiller çıkışı	Su	7	29.392	0.1060	70.62	2.3813	168.16
3	Klima santrali girişi	Su	7	29.392	0.1060	15.232	2,3813	36.272
4	Klima santrali çıkışı	Su	12	50.402	0.1804	15.232	1.238	18.857
5	Fan-coil ünitesi girişi	Su	7	29.392	0.1060	40.71	2.3813	96.943
6	Fan-coil ünitesi çıkışı	Su	12	50.402	0.1804	40.71	1.238	50.398

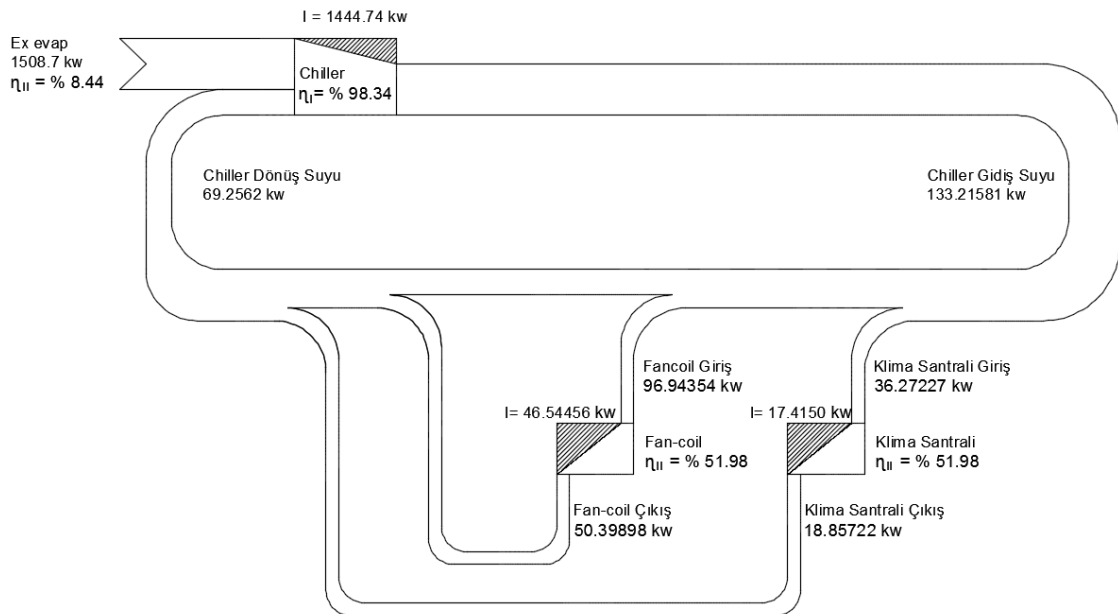
Tablo 4.7’de verilen değerler ekserji verim denkleminde yerine konulduğunda Tablo 4.8. elde edilir.

Tablo 4.8. Soğutma Sistemi Ekipmanlarının Ekserji Kayıpları ve Verimleri

No	Cihaz İsmi	ΣEx_{Giren} (kW)	$\Sigma Ex_{Çıkan}$ (kW)	$\Sigma Ex_{Kayıp}$ (kW)	Ekserjik verim (η_{II})
1	Chiller	1577.9562	133.21581	1444.74	0.08442
2	Klima santrali	36.27227	18.85722	17.4150	0.5198
3	Fan-coil ünitesi	96.94354	50.39898	46.54456	0.5198

Tablo 4.8 deki sonuçları daha iyi yorumlayabilmek için ekserji analiz değerleri Şekil 4.4’de Grassmann diyagramında gösterilmiştir. Diyagram sayesinde sistem kayıp noktaları ve değerleri gösterilmiştir.

Grassman diyagramı sistemde kullanılabilir enerjiyi ve tersinmezlikleri her bir cihaz için ayrı ayrı gösteren, ekserji kaybının yüksek olduğu yerler için yorum yapmamıza yardımcı olan diyagramlardır. Grassmann diyagramına bakıldığında en yüksek ekserji verimi soğutma grubunda en düşük ekserji verimi ise klima santrali ve fan-coil ünitelerindedir.



Şekil 4.4. Soğutma Sistemine Ait Grassmann Diyagramı

4.3. Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması

4.3.1. Isıtma Sistemi Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

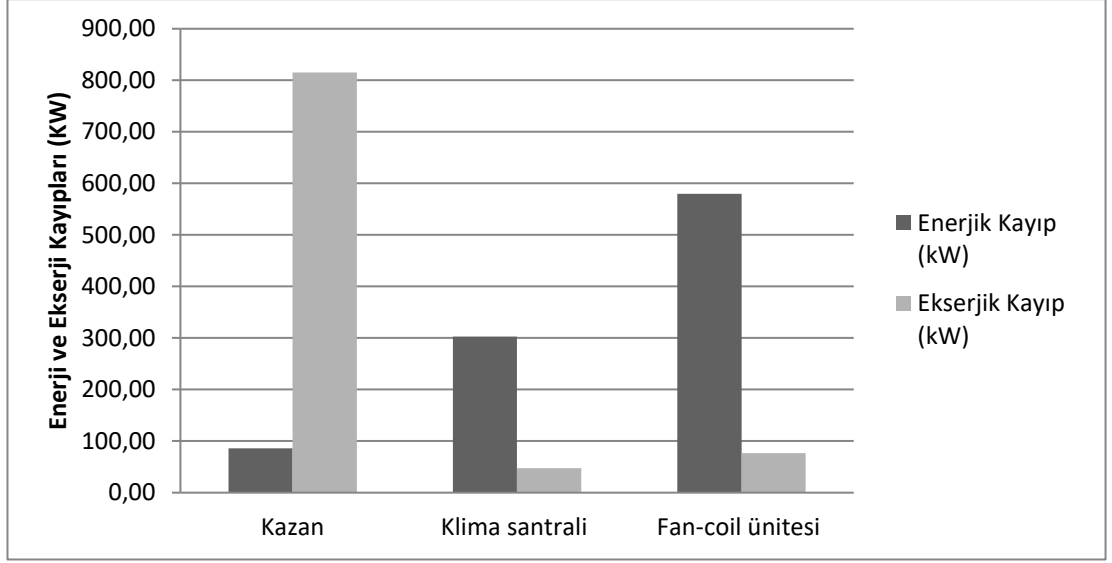
Isıtma sistemine ait kazan, klima santrali ve fan-coil ünitelerinin enerji ve ekserji analiz sonuçları aşağıda Tablo 4.9.'da karşılaştırılmıştır. Tabloda her bir cihaza ait enerji kaybı, ekserji kaybı, enerjilik verim ve ekserjilik verim değerleri yer almaktadır.

Tablo 4.9.'da ısıtma sistemiyle ilgili sonuçlar incelendiğinde sıcak su kazanı enerji kaybı 86.112 kw, enerji verimi %91 iken, kazan ekserji kaybı 815.3689 kw olup, ekserji verimi ise %26.61 dir. Klima santrali enerji kaybı 302.857 kw, enerji verimi %77.72 iken, ekserji kaybı 47.392 kw, ekserji verimi %49.77 dir. Fan-coil üniteleri enerji kaybı 579.7576 kw, enerji verimi %74.98 iken, ekserji kaybı 76.39kw, ekserji verimi % 42.1 dir. Burada en çok ekserji kaybı ve en düşük ekserji verimi sıcak su kazanına aittir.

Tablo 4.9. Isıtma Sistemi Enerji ve Ekserji Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

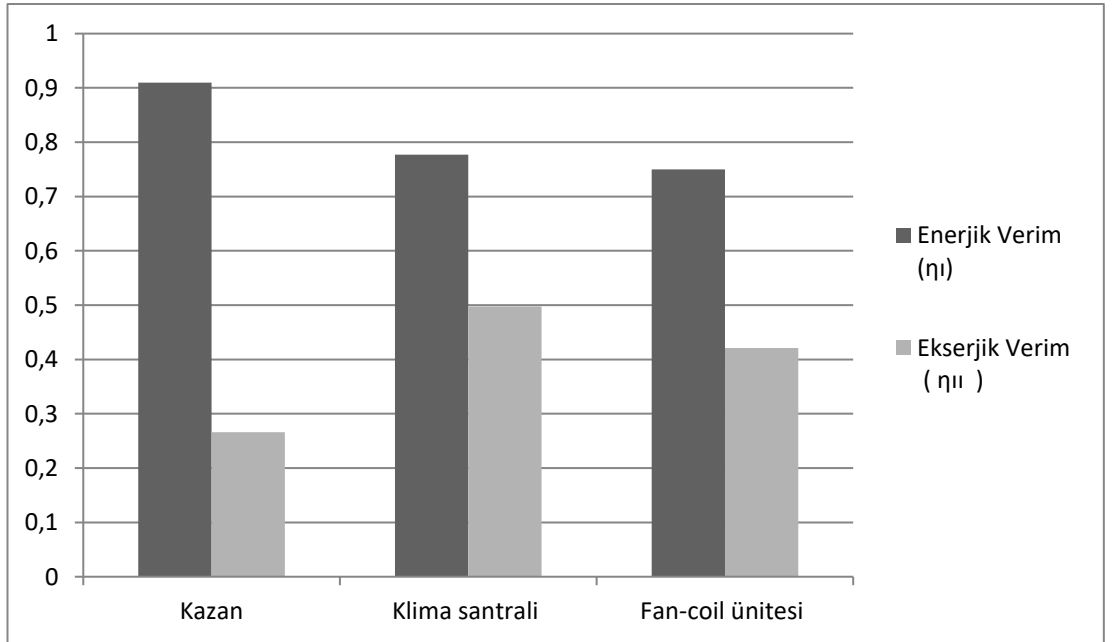
No	Cihaz İsmi	Enerjilik Kayıp (kW)	Ekserjilik Kayıp (kW)	Enerjilik Verim (η_e)	Ekserjilik Verim (η_{ex})
1	Kazan	86.112	815.3689	0.91	0.2661
2	Klima santrali	302.857	47.392	0.7772	0.4977
3	Fan-coil ünitesi	579.7576	76.39	0.7498	0.421

Tablo 4.9.'da verilen ısıtma sistemi enerji ve ekserji kayıp değerlerinin daha iyi anlaşılması için bulunan değerler Şekil 4.5. 'de sütun grafik halinde verilmiştir. Grafiğe dikkatli bakacak olursak en büyük enerji kayıp değerinin fancoil ünitelerinde, en düşük enerji kayıp değerinin sıcak su kazanında gerçekleştiğini ancak buna karşılık en büyük ekserjilik kayıp değerinin kazanda, en düşük ekserjilik kayıp değerinin ise klima santrallerinde gerçekleştiğini görebiliriz.



Şekil 4.5. Isıtma Sistemi Enerji ve Ekserji Kayıpları

Tablo 4.9.'da verilen ısıtma sistemi enerji ve ekserji verim değerlerinin daha iyi anlaşılması için bulunan değerler Şekil 4.6. 'da sütun grafik halinde verilmiştir. Grafiğe dikkatli bakacak olursak en büyük enerji verim değerinin sıcak su kazanında, en düşük enerji verim değerinin fan-coil ünitelerinde gerçekleştiğini ancak buna karşılık en büyük ekserji verim değerinin klima santralinde, en düşük ekserji verim değerinin sıcak su kazanında gerçekleştiğini görebiliriz.



Şekil 4.6. Isıtma Sistemi Enerji ve Ekserji Verimleri

4.3.2. Soğutma Sistemi Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

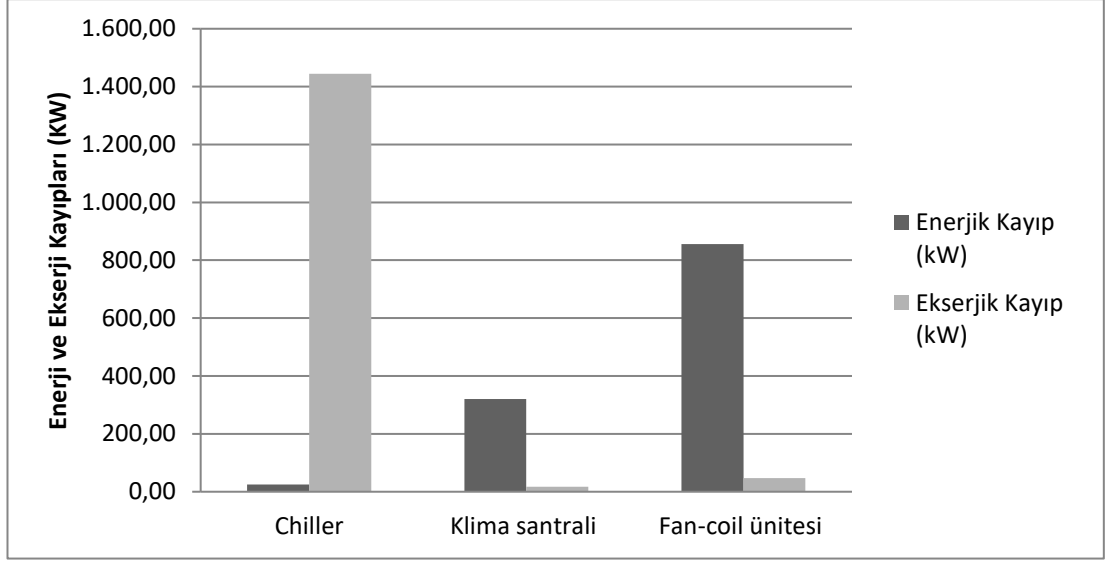
Soğutma sistemine ait chiller, klima santrali ve fan-coil ünitelerinin enerji ve ekserji analiz sonuçları aşağıda Tablo 4.10.'da karşılaştırılmıştır. Tabloda her bir cihaza ait enerji kaybı, ekserji kaybı, enerjilik verim ve ekserjilik verim değerleri yer almaktadır.

Soğutma tesisatıyla ilgili sonuçlar incelendiğinde su soğutma grubu enerji kaybı 24.9738 kw, enerji verimi % 98.34 iken ekserji kaybı 1444.74 kw olup, ekserji verimi ise % 8.442 dir. Klima santrali enerji kaybı 320.0243 kw, enerji verimi %58.31 iken ekserji kaybı 17.4150 kw, ekserji verimi %51.98 dir. Fan-coil üniteleri enerji kaybı 855.3171 kw, enerji verimi %58.31 iken ekserji kaybı 46.5445 kw, ekserji verimi %51.98 dir. Burada en çok ekserji kaybı ve en düşük ekserji verimi su soğutma grubuna aittir.

Tablo 4.10. Soğutma Sistemi Enerji ve Ekserji Sonuçlarının Karşılaştırılması

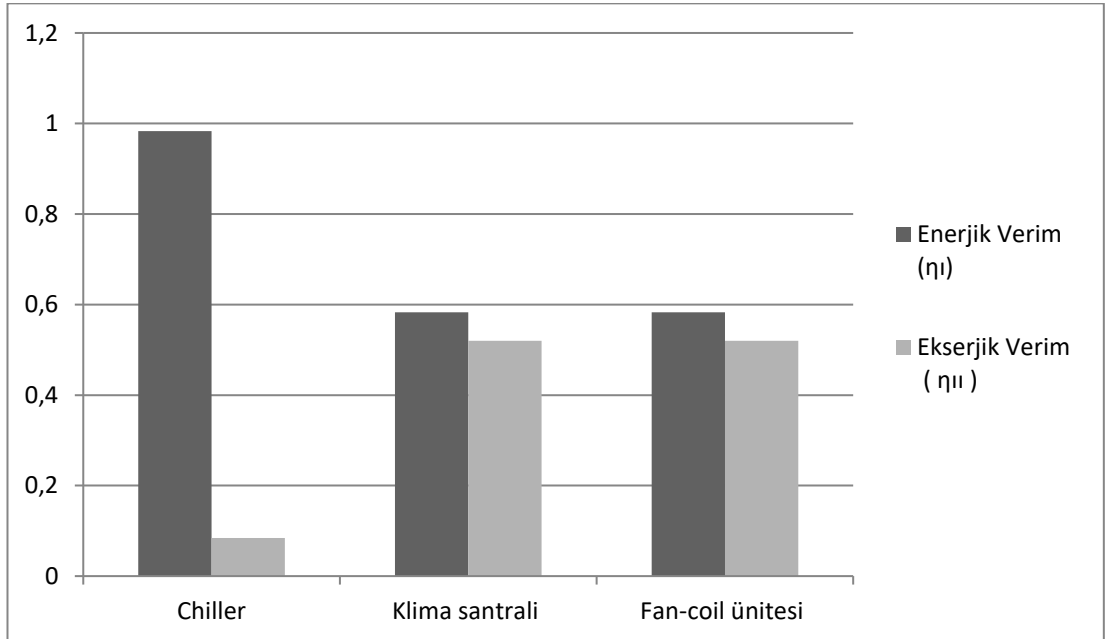
No	Cihaz İsmi	Enerjilik Kayıp (kW)	Ekserjilik Kayıp (kW)	Enerjilik Verim (η_l)	Ekserjilik Verim (η_u)
1	Chiller	24.9738	1444.74	0.9834	0.08442
2	Klima santrali	320.0243	17.4150	0.5831	0.5198
3	Fan-coil ünitesi	855.3171	46.54456	0.5831	0.5198

Tablo 4.10.'da verilen soğutma sistemi enerji ve ekserji kayıp değerlerinin daha iyi anlaşılması için bulunan değerler Şekil 4.7.'de sütun grafik halinde verilmiştir. Grafiğe dikkatli bakacak olursak en büyük enerji kayıp değerinin fancoil ünitelerinde, en düşük enerji kayıp değerinin chillerde (soğutma grubu) gerçekleştiğini ancak buna karşılık en büyük ekserjilik kayıp değerinin chillerde, en düşük ekserjilik kayıp değerinin ise klima santrallerinde gerçekleştiğini görebiliriz.



Şekil 4.7. Soğutma Sistemi Enerji ve Ekserji Kayıpları

Tablo 4.10.'da verilen soğutma sistemi enerji ve ekserji verim değerlerinin daha iyi anlaşılması için bulunan değerler Şekil 4.8.'de sütun grafik halinde verilmiştir. Grafığe dikkatli bakacak olursak en büyük enerji verim değerinin chillerde, en düşük enerji verim değerinin fan-coil üniteleri ve klima santrallerinde gerçekleştiğini ancak buna karşılık en büyük ekserjik verim değerinin fan-coil üniteleri ve klima santrallerinde, en düşük ekserjik verim değerinin ise chillerde gerçekleştiğini görebiliriz.



Şekil 4.8. Soğutma Sistemi Enerji ve Ekserji Verimleri

5.SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışma kapsamında bina ısıtma ve soğutma sistemi bir bütün olarak ele alınmış olup sistemin enerji ve ekserji analizi sistemin her bir elemanı için analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar neticesinde sistemin enerji ve ekserji verimleri hesap edilmiştir.

Isıtma sistemiyle ilgili sonuçlar incelendiğinde sıcak su kazanı enerji kaybı 86.112 kw, enerji verimi %91 iken, kazan ekserji kaybı 815.3689 kw olup, ekserji verimi ise %26.61 dir. Klima santrali enerji kaybı 302.857 kw, enerji verimi %77.72 iken, ekserji kaybı 47.392 kw, ekserji verimi %49.77 dir. Fan-coil üniteleri enerji kaybı 579.7576 kw, enerji verimi %74.98 iken, ekserji kaybı 76.39 kw, ekserji verimi %42.1 dir. Burada en çok ekserji kaybı ve en düşük ekserji verimi sıcak su kazanına aittir.

Soğutma tesisatıyla ilgili sonuçlar incelendiğinde su soğutma grubu enerji kaybı 24.9738 kw, enerji verimi % 98.34 iken ekserji kaybı 1444.74 kw olup, ekserji verimi ise % 8.442 dir. Klima santrali enerji kaybı 320.0243 kw, enerji verimi %58.31 iken ekserji kaybı 17.4150 kw, ekserji verimi %51.98 dir. Fan-coil üniteleri enerji kaybı 855.3171 kw, enerji verimi %58.31 iken ekserji kaybı 46.5445 kw , ekserji verimi %51.98 dir. Burada en çok ekserji kaybı ve en düşük ekserji verimi su soğutma grubuna aittir.

5.2. Öneriler

Bina ısıtma ve soğutma tesisatı elemanları incelendiğinde alışlagelmiş mühendislik hesaplarında olduğu gibi enerji kayıpları düşük ve enerji verimleri yüksek çıkmıştır. Ancak her iki tesisat için gerçek kullanılabilir enerji analizi yapıldığında ise ekserji kayıpları yüksek ve ekserji verimlerinin düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu beklenen bir durum olup, bu zamana kadar yapılan enerji-ekserji analizlerinde de benzer sonuçlar elde edilmiştir.

Bu noktadan hareketle sistemin ekserji kaybının yüksek olduğu noktalarda ekserji verimlerinin yükseltilebilmesi açısından faydalı öneriler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

5.2.1. Kazan İçin Öneriler

1- Yanma havası sıcaklık değişiminin kazanın ekserji verimliliğine etkisinin bilindiği yapılan çalışmalarda sabit olduğundan [27] kışın ısıtma prosesi esnasında kazan dairesindeki klima santrallerinden sıcak su kazan brülörlerine doğru uygun sıcaklıkta sıcak hava gönderilmesi ile kazan ekserji verimi yükseltilebilir.

2-Kazan baca gazı çıkış sıcaklığı 185 °C olduğu göz önüne alınır ise her bir kazan için uygun tasarımda ekonomizör kullanılıp, atık ısı ile dönüş suyu sıcaklığı yükseltilebilir. Bu sayede kazan ekserji verimliliği yükseltilebilir.

3-Kazanlar kaskad bağlantı yapılmış olup, üç adet fan-coil ve bir adet klima santrali zon pompa grubu vardır. Kazanların üzerindeki sirkülasyon pompalarının kazan dönüşüne alınması ve kazan ile zon pompalarının hidrolik denge kabı ile ayrılıp, primer - sekonder devre oluşturulması tesisattaki suyun dengelenmesini, sıcak suyun binada daha rahat dolaşmasını sağlayacaktır. Düzeltilen hidrolik denge ile ekserji verimliliği yükseltilebilir.

4-Her bir ısıtma zonu dönüşüne bir adet sıcaklık sensörü takılıp otomasyon vasıtasıyla zonlarda dolaşan sıcak su debisi kontrol altına alınır ise sistem ekserji verimliliği yükseltilebilir.

5-Kazan dönüş suyu üzerine akümülyasyon tankı montajı yapılarak kazanlara ait ekserji verimliliği yükseltilebilir.

6-Kazan dairesindeki sirkülasyon pompalarının en az IE3 enerji verimliliğine sahip frekans konvertörlü olanları ile değiştirilmesi ve sistemin otomasyon ile kontrol edilmesi sağlanabilir ise sistemde sıcak suyun gereksiz yere dolaştırılması önlenir ise binada ekserji yıkımı miktarı azaltılmış olunacaktır.

7-Bina cephesinin (dış kabuğunun) belirli zaman dilimleri içerisinde termal kamera ile dışarıdan incelenmesi, ısı kaybı ve kaçakların ayrıca ısı köprülerinin belirlenmesi ve iyileştirmelerin yapılması ile binadaki ekserji yıkımının azaltılması sağlanabilir. Bu yöntem incelenen bina için de geçerlidir. TS825 Isı Yalıtım yönetmeliğine göre binanın müsaade edilen enerji tüketim miktarı inşaat halinden yıllar geçse de korunması enerjinin ve dolayısıyla ekserjinin yıkılmasının önüne geçilecektir.

5.2.2. Fan-coil Üniteleri İçin Öneriler

1-Her bir fan-coil ünitesi ısıtıcı ve soğutucu serpantin girişine iki yönlü servomotorlu kontrol vanası takılıp oda kumandası ile aktif hale getirilir. Ayrıca

kazan dairesinde gidiş-dönüş kolektörlerinde ve soğutma gidiş dönüş kolektörlerinde basınç sensörleri ile tesisatın basınç artış ve azalışları kontrol edilirse ısıtma ve soğutma sisteminin ekserji verimliliği yükselecektir.

2-Fan-coil oda kumandaları manuel çevirmeli tipte olup oda sıcaklığına bağlı fan-coil kontrolünde hassasiyet sorunu yaşanmaktadır. Mevcut oda kumandaları dijital oda kumandaları ile değiştirilirse hassasiyetleri $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ olarak sağlanmış olunacak ve sistemde ısıtma ve soğutma suyunun gereksiz yere dolaştırılması önlenir ve bu sayede binada ekserji yıkımı miktarı azaltılabilir.

5.2.3. Chiller İçin Öneriler

1-Soğutma grupları tasarımı 40°C kuru termometre sıcaklığı ve %50 bağıl neme göre yapılmış olup verilen maksimum kapasiteler bu sıcaklıklarda geçerlidir. Ancak sıcaklığın ve nemin yükseldiği durumlarda soğutma gruplarının durma kalkma süre ve sayıları artmakta sistemin ekserji yıkımı yüksek olmaktadır. Binada soğutma ihtiyacı esnasında soğutma gruplarının sürekli devreye girip çıkmaları önlenirse bu sayede kompresör şalt sayısı azaltılır.

Binada soğutma gereksinimi olmayan gece vakitlerinde soğuk su depolama, gündüz vakitlerinde bu suyun kullanılmasına olanak vermek maksadıyla manevra odasında chiller pompaları ile zon pompaları arasına kapasiteye uygun (hesabı yapılmak kaydıyla) 4 girişli buffer tank montajı yapılabilir. Bu sayede sistemde su gereksinimi olduğu zamanlarda soğutma gruplarının sürekli devreye girmesi önlenmiş olacak ve sistem hidrolik olarak dengelenecektir. Soğutma ihtiyacı olmayan zamanlarda ise enerji depolanmış olacaktır. Sistem soğutma gereksinimi olduğu zaman bu depolanmış enerjiden kullanım olacak ve sistemin ekserji verimi yükselmiş olacaktır.

2-Hvac sistemlerde kullanılan toprak kaynaklı ısı pompalarının sistem ekserji verimini yükselttiği bilindiğinden, uygun bir projelendirme ile sistem enerji talebinin bir kısmı buradan karşılanabilir. Yazın toprak altı sıcaklığın günlere bağlı sıcaklık grafiği elde edilir ise bu sıcaklığın da ortalama 10°C ila 15°C aralığında olacağı kabulü ile toprak kaynaklı ısı pompası destekli ısı pompalarının sisteme dahil edilerek, uygun bir projelendirme ile ekserji verimi yükseltilebilir.

5.2.4. Klima Santrali İçin Öneriler

1- Mevsim geçişlerinde klima santrali zon pompalarının kapatılması, ısıtma serpantilerinden sıcak su, soğutma serpantinlerinden ise soğuk su geçirilmeden sadece freecooling yapılarak dış havanın enerjisinden faydalanılması sistemdeki ekserji yıkımını düşürülebilir, bu sayede ekserji verimi arttırılabilir.

2-Klima santrallerine ait santral alın hızları, ısıtıcı ve soğutucu serpantin alın hızları, santral ısıl iletkenlik ve ısıl köprüleme değerleri tekrar gözden geçirilip enerji verimliliği kriterlerine göre iyileştirme yapılır ise sistemin ekserji yıkımı azalabilir ve ekserji verimi arttırılabilir.

3-Klima santrallerinde %100 hava ile çalışan santraller için en fazla 200 Pa basınç düşümüne sahip alüminyum plakalı karşıt geçişli ısı geri kazanım eşanjörü veya yüksek verimli desikant ısı değiştirici montajı yapılır ise hava tarafında yaz ve kış yaklaşık 8 °C ila 10 °C lik bir kazanç olacaktır. Bu kazanç değeri de ısıtma ve soğutma serpantin kapasitelerinin düşmesine böylece sistemde dolaşan suyun azalmasına ve ekserji veriminin yükselmesine sebep olacaktır.

4-Havanın soğutulması için sudan havaya ısı değiştiricisi kullanılmasına ek olarak iyi bir tasarımla evaporatif soğutma yönteminden faydalanılması durumunda soğutma enerji talebini düşürülebilir ve bu sayede sistem ekserji verimini yükseltilebilir.

4-Klima santralleri ile havalandırılan mahallerde gidiş ve dönüş hava kanalları üzerine VAV (değişken debili hava cihazı) cihazları montaj edilir, santral hava debisinin ihtiyacına göre santral fan devrini ayarlamak maksadıyla motorlar frekans invertörlü çalıştırılır ve bu şekilde sistem otomasyon sistemi ile kontrol edilir ise hava ihtiyacı olmayan durumlarda fan devri düşürülerek santralin ısıtma veya soğutma gereksinimleri azaltılmış ve bu sayede sistemin ekserji verimleri yükseltilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Turgutlu, G., Yurddaş, A., Bir Isıl İşlem Fırınının Termodinamik Analizi. Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi. 2016, 12(1), 75-92.
- [2] Topcan, H., Enerji Yöneticiliği Eğitim Sunum Modül 1. Türkiye’de Enerji Verimliliği Mevzuatı, Politikaları ve Uygulamaları Çalıştayı, 08-19 Ekim, 2018, Ankara
- [3] Arıman, S., Enerji Verimliliğinde Politikalar ve Programlar. Enerji Verimliliği Platformu Sempozyumu, 2009, İstanbul
- [4] Özgener, L., Hepbaşlı, A., Hvac Sistemlerde Enerji Analizinin Gerekliliği Ve Uygulamaları. VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi, 9-11 Ekim, 2003, İzmir (Bildiri Özetleri Kitabı, 609 s.
- [5] Dinçer, I., The Role of Exergy in Energy Policy Making. Energy Policy. 2002, 30, 137-149.
- [6] Yalçın, H., Balıkesir İl Merkezinde Isıtma Sektöründe Kullanılan Yakıtların Enerji Ve Ekserji Analizleri Ve Çevresel Etkiler, Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Çevre Mühendisliği Anabilim Dalı, Balıkesir,2005, 89 sf. (Yüksek Lisans Tezi)
- [7] Güngör, A., Karaçaylı, İ., Şimşek, E., Canlı, Y., İklimlendirme Sistemlerinde Ekserji Analizi Ve Örnek Bir Uygulama. 1st International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2016) , 26-28 Ekim, 2016, Adana, (Bildiri Özetleri Kitabı 1078-1087)
- [8] Yücer, C., Ekserji Analizi Yöntemi Kullanılarak Bina Isıtma Sistemlerinin İncelenmesi. Mühendis ve Makine. 2016, 681, 59-64.
- [9] Ergün, A., 80.000 m²’lik Isıtma Soğutma İhtiyacı Olan Bir Alışveriş Merkezinin Enerji Ve Ekserji Analizi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, Ankara, 2010, 104 sf. (Yüksek Lisans Tezi)
- [10] Tetik ,T., Doğalgaz Yakıtlı Bireysel Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. Hitit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çorum, 2011, 76 sf. (Yüksek Lisans Tezi)
- [11] Yıldırım, A., Değişken Soğutucu Akışkan Debili Klima Sistemlerinde Ekserji Analizi. Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Osmaniye, 2014, 99 sf. (Yüksek Lisans Tezi)
- [12] Balta, T., Dinçer, İ., Hepbaşlı, A., Performance and Sustainability Assessment of Energy Options for Building HVAC Applications. Energy and Buildings. 2010, 42, 1320-1328.
- [13] Fang, X., Jin, X., Du, Z., Wang, Y., The Evaluation of Operation Performance Of HVAC System Based on The İdeal Operation Level of System. 2016, 110, 330-344.
- [14] Vakıloroaya, V., Samali, B., Fakhar, A., Pishghadam, K., A Review of Different Strategies for HVAC Energy Saving. Energy Conversation and Management. 2014, 77, 738-754.
- [15] Yıldız, A., Güngör, A., Energy and Exergy Analyses of Space Heating in Buildings. Applied Energy. 2009, 86, 1939-1948.
- [16] Du, Z., Jin, X., Fang, X., Fan, B., A Dual-Benchmark Based Energy Analysis Method to Evaluate Control Strategies for Building HVAC Systems. Applied Energy. 2016, 183, 700-714.
- [17] Chengqin, R., Nianping, L., Guangfa, T., Principles of Exergy Analysis in HVAC And Evaluation of Evaporative Cooling Schemes. Building and Environment. 2002, 37, 1045-1055.

- [18] Sakulpipatsin, P., Itard, L.C.M., Van der Kooi, H.J., Boelman, E.C., An Exergy Application for Analysis of Buildings and Hvac Systems. *Energy and Buildings*. 2010, 42, 90-99.
- [19] Çalışkan, H., Dinçer, İ., Hepbaşlı, A., Exergetic and Sustainability Performance Comparison of Novel and Conventional Air Cooling Systems for Building Applications. *Energy and Buildings*. 2011, 43, 1461-1472.
- [20] Ghazikhania, M., Khazaeab, I., Vahidifar, S., Exergy Analysis of Two Humidification Process Methods in Air-Conditioning Systems. *Energy and Buildings*. 2016, 124, 129-140.
- [21] Kanoğlu, M., Özdiñ Çarpınlıoğlu, M., Yıldırım, M., Energy and Exergy Analyses of An Experimental Open-Cycle Desiccant Cooling System. *Applied Thermal Engineering*. 2004, 24, 919-932.
- [22] Martinaitisa, V., Streckienea, G., Bagdanaviciusb, A., Bielskusa, J., A Comparative Thermodynamic Analysis of Air Handling Units at Variable Reference Temperature. *Applied Thermal Engineering*. 2018, 143, 385-395.
- [23] Çengel, Y., Boles, M., Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, (T. Derbentli, Çev.) İstanbul, 2000, 867 s.
- [24] Şahin, M., Acır, A., Baysal, E., Koçyiğit, E., Enerji ve Ekserji Analizi Metoduyla Kayseri Şeker Fabrikasında Enerji Verimliliğinin Değerlendirilmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*. 2007, 22(1), 111-119.
- [25] Çalışkan, H., Tat, E.M., Hepbaşlı, A., Performance Assesment of Internal Combustion Engine at Varying Dead (reference) State Temperatures. *Applied Thermal Engineering*. 2009, 29, 3431-3436.
- [26] Kotas, T.J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, USA, 1995, 328 s.
- [27] Utlu, Z., Tekin ,S., Merkezi Isıtma Sistemlerinin Termodinamik Analizi Ve Yanma Havası Sıcaklık Değişimlerinin Ekserji Verimliliğine Etkisinin İncelenmesi. 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Ve Sergisi Termodinamik Sempozyumu, 8-11 Nisan, 2015, İzmir (Bildiri Özetleri Kitabı, 1919 s.)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Sezer SEVİM

Doğum Yeri ve Yılı : Malatya, 1983

Medeni Hali : Bekar

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : sezersevım@windowslive.com

Eğitim Durumu

Lise : Ahmet Adnan Saygun Lisesi, 2000

Lisans : Pamukkale Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2005

Mesleki Deneyim

İztes Tesisat Doğalgaz San. Tic. Ltd. Şti.	2007-2010
İzmirgaz Doğalgaz Dağıtım A.Ş.	2010-2011
Yalova Üniversitesi	2011-2015
Manisa Celal Bayar Üniversitesi	2015-..... (halen)