

**T.C.**  
**RECEP TAYYIP ERDOĞAN ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**RİZE İLİ İKLİM ŞARTLARINDA HAVA KAYNAKLI BİR**  
**ISI POMPASININ EKSERJETİK SÜRDÜRÜLEBİLİRLİK**  
**DEĞERLENDİRİLMESİ**

**SÜNDÜZ KUK AKÇAIR**

**TEZ DANIŞMANI**  
**DOÇ. DR. UĞUR AKBULUT**  
**TEZ JÜRİLERİ**  
**PROF. DR. ADNAN MİDİLLİ**  
**PROF. DR. TAHİR HİKMET KARAKOÇ**

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

**RİZE-2019**

**Her Hakkı Saklıdır**

T.C.  
RECEP TAYYİP ERDOĞAN ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RİZE İLİ İKLİM ŞARTLARINDA HAVA KAYNAKLI BİR ISI POMPASININ  
EKSERJETİK SÜRDÜRÜLEBİLİRLİK DEĞERLENDİRİLMESİ**

Doç. Dr. Uğur AKBULUT danışmanlığında Sündüz KUK AKÇAIR tarafından hazırlanan bu çalışma Enstitü Yönetim Kurulu kararıyla oluşturulan jüri tarafından 18/07/2019 tarihinde Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS** tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri	Unvan Adı Soyadı
Başkan	: Prof. Dr. Adnan MİDİLLİ
Üye	: Prof. Dr. Tahir Hikmet KARAKOÇ
Üye	: Doç. Dr. Uğur AKBULUT

İmzası

*Adnan Midilli*  
*H. Karakoç*  
*Uğur Akbulut*

  
*Ferhat Kalaycı*  
Doç. Dr. Ferhat KALAYCI  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

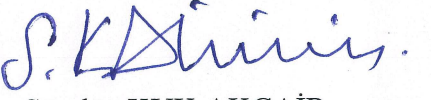
## ÖNSÖZ

Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Rize İli İklim Şartlarında Hava Kaynaklı Bir Isı Pompasının Ekserjetik Sürdürülebilirlik Değerlendirilmesi başlıklı tez konumu öneren, çalışmada her türlü yardım ve desteğini esirgemeyen değerli tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Uğur AKBULUT, fikirleri ve önerileri ile çalışmamıza katkı sağlayan Sayın Prof. Dr. Adnan MİDİLLİ'ye, tezimin tüm aşamalarında önerileriyle çalışmamızda katkıda bulunan Sayın Prof. Dr. Haydar KÜÇÜK'e, tez çalışmamda yardımlarını gördüğüm Sayın Ender İREN 'e ve tez çalışmamda her zaman yanımda olan eşim Ayhan AKÇAİR 'e, destek ve yardımlarını esirgemeyen arkadaşlarıma minnet, sevgi ve saygılarımı sunarım.

**Sündüz KUK AKÇAİR**

## TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Tarafımdan yazılan “Rize İli İklim Şartlarında Hava Kaynaklı Bir Isı Pompasının Ekserjetik Sürdürülebilirlik Değerlendirilmesi” başlıklı bu tezin, Yükseköğretim Kurulu Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesindeki hususlara uygun olarak hazırladığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal işlemi kabul ettiğimi beyan ederim.  
18/07/2019

  
Sündüz KUK AKÇAIR

*Uyarı: Bu tezde kullanılan özgün ve/veya başka kaynaklardan sunulan içeriğin kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.*

## ÖZET

### RİZE İLİ İKLİM ŞARTLARINDA HAVA KAYNAKLI BİR ISI POMPASININ EKSERJETİK SÜRDÜRÜLEBİLİRLİK DEĞERLENDİRİLMESİ

**Sündüz KUK AKÇAIR**

**Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Yüksek Lisans Tezi  
Danışmanı: Doç. Dr. Uğur AKBULUT**

Bu tez çalışmasının amacı, Rize ili iklim şartlarında hava kaynaklı bir ısı pompasının ekserjetik sürdürülebilirlik değerlendirilmesini yapmaktır. Bu amaçla, Rize ili iklim koşullarında bir polikliniğin hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) ile entegre edilmiş merkezi bir klima sistemi ile ısıtılması ve soğutulması süreçleri tasarlanmış ve incelenmiştir. Tasarlanan sisteminin her bir ünitesi kontrol hacmi olarak ele alınarak Termodinamiğin Birinci ve İkinci Kanunları kapsamında enerji ve ekserji denge denklemleri yazılarak ekserjetik sürdürülebilirlik parametrelerinin hesabı yapılmıştır. Sonuç olarak, yapılan hesaplamalar neticesinde, bu çalışma kapsamında tasarlanan sistemin ılıman ve yüksek nemli olan Rize İklim Şartlarında istenen konforu sağladığı görülmüştür ve sistem yaz modunda kış modundakinden daha yüksek verime sahiptir. Ekserjetik sürdürülebilirlik açısından atık ekserji oranı ve çevresel etki faktörünün düşük, ekserji geri kazanım oranı ve çevresel sürdürülebilirlik endeksinin yüksek olması önemlidir. Isı Pompası Devresi ile karşılaştırıldığında Klima Devresi'nin daha düşük çevresel sürdürülebilirlik değerlerine sahip olduğu belirlenmiştir. Klima Devresi'de atık ekserji oranı ve çevresel sürdürülebilirlik endeks değerleri sırasıyla ısıtma süreci için ortalama 36%, 428,6 ve soğutma süreci için ortalama 31%, 1952,5 olarak bulunmuştur. Ayrıca, Isı Pompası Devresi'nde atık ekserji oranı ve çevresel sürdürülebilirlik endeks değerleri sırasıyla ısıtma süreci % 11, 1648,4 ve soğutma süreci için % 6, 1508,4 olarak elde edilmiştir. Önerilen sistem nemli iklim koşulları için termodinamik bakımdan uygundur. Ayrıca HVAC sektöründe üretilen sistemlerin ekserjetik sürdürülebilirlik değerlendirmesinin yapılması, bu sektörde daha verimli ve çevre dostu sistemlerin ortaya çıkmasına katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

**2019, 94 sayfa**

**Anahtar Kelimeler:** HVAC, Hava Kaynaklı Isı Pompası, Ekserji Analizi, Ekserjetik Sürdürülebilirlik Analizi.

## **ABSTRACT**

### **EXERGETIC SUSTAINABILITY ASSESSMENT OF AN AIR SOURCE HEAT PUMP FOR RIZE CLIMATIC CONDITIONS**

**Sündüz KUK AKÇAIR**

**Recep Tayyip Erdogan University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering  
Master Thesis  
Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Uğur AKBULUT**

The main aim of this thesis is to perform the exergetic sustainability evaluation of an air source heat pump in climatic conditions of Rize province. For this purpose, the heating and cooling processes of a polyclinic with a central air conditioning system integrated with air source heat pump (HKIP) in Rize province were designed and examined. In terms of the First and the Second Law of Thermodynamics, the required energetic and exergetic balance equations are derived to estimate the exergetic sustainability parameters of each unit in the system. Accordingly, as a result of the exergetic sustainability calculations, it is seen that the system provides the desired comfort under the temperate and high humidity-climatic conditions of Rize, and also the system has higher efficiency in the summer season than that in the winter season. In terms of exergetic sustainability, it is important that waste exergy ratio and environmental impact factor should be low and exergy recovery ratio and environmental sustainability index should be high. It is determined that the air conditioning circuit has lower environmental sustainability values when compared to heat pump circuit. In the air conditioning circuit, the waste exergy ratio and the environmental sustainability index values are found to be as average 36%, 428.6 for the heating process and, 31%, 1952.5 for cooling process, respectively. In addition, the waste exergy ratio and environmental sustainability index values in the heat pump circuit are obtained as 11%, 1648.4 and 6%, 1508.4% for the cooling process, respectively. The proposed system is thermodynamically suitable for humid climatic conditions. Furthermore, it is thought that, to carry out the exergetic sustainability assessment of the systems which are produced in the HVAC sector will contribute to come along more efficient and environmentally friendly systems in this sector.

**2019, 94 pages**

**Keywords:** HVAC, Air Source Heat Pump, Exergy Analysis, Exergetic Sustainability Analysis.

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ .....	I
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	II
ÖZET .....	III
ABSTRACT.....	IV
İÇİNDEKİLER .....	V
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	VIII
TABLolar DİZİNİ.....	X
SEMBOLLER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	XI
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş .....	1
1.2. Isı Pompası (IP) .....	2
1.3. Isı Pompasının Çalışma Prensibi ve Temel Bileşenleri.....	2
1.4. Hava Kaynaklı Isı Pompası (HKIP) .....	3
1.5. Havadan Suya Hava Kaynaklı Isı Pompası'nın Çalışma Prensibi .....	3
1.6. Hava Kaynaklı Isı Pompası'nın Performans Katsayısı.....	4
1.7. Klima Santrali ve Elemanları .....	4
1.8. Nemlendirme Ünitesi.....	5
1.9. Hava Kaynaklı Isı Pompası ve Elemanları .....	5
1.9.1. Kondenser (Yoğuşturucu).....	5
1.9.2. Kısılma Vanası .....	6
1.9.3. Buharlaştırıcı .....	6
1.9.4. Kompresör .....	6
1.9.5. Dört Yollu Vana .....	6
1.10. Akümülayon Tankı .....	7
1.11. Hava İçin Temel Kavramlar .....	7
1.11.1. Kuru Hava ve Atmosferik Hava .....	7
1.11.2. Havanın Özgül Nemi ve Bağıl Nemi.....	7
1.11.3. Çiy Noktası Sıcaklığı.....	8
1.11.4. Adyabatik Doyma ve Yaş Termometre Sıcaklığı.....	8
1.11.5. Psikrometrik Diyagram.....	8
1.11.6. Nemli Hava'nın Entalpi ve Ekserji Değeri'nin Hesabı .....	9
1.12. Literatür Taraması .....	9

1.13.	Termodinamik Bağıntılar .....	24
1.13.1.	Kütlenin Korunumu Yasası.....	24
1.13.2.	Termodinamiğin I. Yasası.....	24
1.13.2.1.	Enerji Analizi .....	26
1.13.2.2.	Enerji Verimi .....	26
1.14.	Termodinamiğin II. Yasası .....	27
1.15.	Ekserji Verimi.....	27
1.16.	Ekserjetik Sürdürülebilirlik Analizi.....	28
1.17.	Ekserjetik Sürdürülebilirlik Parametreleri .....	28
1.17.1.	Ekserji Verimi.....	28
1.17.2.	Atık Ekserji Oranı .....	29
1.17.3.	Ekserji Yıkım Oranı .....	29
1.17.4.	Ekserji Geri Kazanım Oranı.....	30
1.17.5.	Çevresel Etki Faktörü .....	30
1.17.6.	Ekserjetik Sürdürülebilirlik Endeksi.....	30
1.18.	Çalışmanın Amacı ve Önemi .....	31
2.	YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	32
2.1.	Kabuller.....	32
2.2.	Isıtma Sürecinde Hava Kaynaklı Isı Pompası Destekli Klima Sisteminin Analizi.....	33
2.2.1.	Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri, Kütle ve Enerji Dengesi .....	34
2.2.2.	Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri: Ekserji Dengesi .....	39
2.2.3.	Hava Tarafı (Klima Devresi) .....	43
2.2.4.	Isı Pompası Devresi .....	44
2.3.	Soğutma Sürecin'de Hava Kaynaklı Isı Pompasının'ın Klima Sisteminin Analizi.....	45
2.3.1.	Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri, Kütle ve Enerji Dengesi .....	47
2.3.2.	Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri: Ekserji Dengesi .....	52
2.3.3.	Hava tarafı (Klima Devresi).....	56
2.3.4.	Isı Pompası Devresi .....	57
2.4.	Pompa ve Fan Seçimi.....	58
2.5.	Sistemin Kış Sezonu ve Yaz Sezonuna Ait P-h Diyagramları. ....	59
3.	BULGULAR.....	63
3.1.	Kış Sezonu Grafikleri .....	64
3.1.1.	Klima Devresi'ne Ait Grafikler .....	64

3.1.2.	Isı Pompası Devresi'ne Ait Grafikler .....	69
3.2.	Yaz Sezonu Grafikler.....	74
3.2.1.	Klima Devresi'ne Ait Grafikler .....	74
3.2.2.	Isı Pompası Devresi'ne Ait Grafikler .....	79
4.	TARTIŞMA ve SONUÇLAR.....	84
4.1.	Isıtma Süreci (Kış Sezonu) .....	84
4.2.	Soğutma Süreci (Yaz Sezonu) .....	85
5.	ÖNERİLER.....	88
	KAYNAKLAR .....	89
	ÖZGEÇMİŞ .....	94



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.	Isıtma sürecinde genel sistem şeması. ....	34
Şekil 2.	Isıtma sürecinde klima devresi.....	44
Şekil 3.	Isı pompası devresi şeması.....	45
Şekil 4.	Soğutma sürecinde genel sistem şeması. ....	46
Şekil 5.	Klima santrali devresi. ....	57
Şekil 6.	Soğutma sürecinde ısı pompası devresi. ....	58
Şekil 7.	Aralık ayı solkane grafiği (P-h diyagramı). ....	59
Şekil 8.	Ocak ayı solkane grafiği (P-h diyagramı). ....	60
Şekil 9.	Şubat ayı solkane grafiği (P-h diyagramı). ....	60
Şekil 10.	Haziran ayı solkane grafiği (P-h diyagramı). ....	61
Şekil 11.	Temmuz ayı solkane grafiği (P-h diyagramı). ....	61
Şekil 12.	Ağustos ayı solkane grafiği (P-h diyagramı). ....	62
Şekil 13.	Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu ekserji verimi. ....	64
Şekil 14.	Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu atık ekserji oranı ( $w_{er}=e_{dr}$ ).....	65
Şekil 15.	Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu ekserji geri kazanım oranı. ....	66
Şekil 16.	Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu çevresel etki faktörü. ....	67
Şekil 17.	Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu çevresel sürdürülebilirlik endeksi .....	68
Şekil 18.	Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu ekserji verimi. ....	69
Şekil 19.	Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu atık ekserji oranı ( $w_{er}=e_{dr}$ ).....	70
Şekil 20.	Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu ekserji geri kazanım oranı. ....	71
Şekil 21.	Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu çevresel etki faktörü. ....	72
Şekil 22.	Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu çevresel sürdürülebilirlik.....	73
Şekil 23.	Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu ekserji verimi. ....	74
Şekil 24.	Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu atık ekserji oranı ( $w_{er}=e_{dr}$ ).....	75
Şekil 25.	Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu ekserji geri kazanım oranı. ....	76
Şekil 26.	Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu çevresel etki faktörü. ....	77
Şekil 27.	Klima Devresi'ne ait cihazların yaz sezonu çevresel sürdürülebilirlik endeksi. ....	78
Şekil 28.	Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu ekserji verimi. ....	79

<b>Şekil 29.</b>	Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu atık ekserji oranı (wer=edr).....	80
<b>Şekil 30.</b>	Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu ekserji geri kazanım oranı. ....	81
<b>Şekil 31.</b>	Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu çevresel etki faktörü.....	82
<b>Şekil 32.</b>	Isı Pompası Devresi'ne ait cihazların yaz sezonu çevresel sürdürülebilirlik.....	83



## TABLÖLAR DİZİNİ

<b>Tablo 1.</b>	Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi. ....	35
<b>Tablo 2.</b>	Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri: Ekserji dengesi.....	40
<b>Tablo 3.</b>	Soğutma süreci'nde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi. ....	48
<b>Tablo 4.</b>	Soğutma süreci'nde kontrol hacimleri: Ekserji dengesi. ....	53



## SEMBOLLER ve KISALTMALAR DİZİNİ

$C_p$	Materyalin Özgül Isısı , kJ/kg.K
COP	Performans Katsayısı
$COP_C$	Soğutma Performans Katsayısı
$COP_H$	Isıtma Performans Katsayısı
edr	Ekserji Yıkım Oranı
eef	Çevresel Etki Faktörü
esi	Çevresel Sürdürülebilirlik Endeksi
err	Ekserji Geri Kazanım Oranı
E	Enerji, kJ/kg
$\dot{E}_\zeta$	Çıkan Enerji Akımı, kW
$\dot{E}_{x_\zeta}$	Çıkan Ekserji Akımı, kW
$\dot{E}_g$	Giren Enerji Akımı, kW
$\dot{E}_{x_g}$	Giren Ekserji Akımı, kW
$\dot{E}_x$	Ekserji akımı, kW
$\dot{E}^Q$	Isı ile Taşınan Enerji Akımı, kW
$\dot{E}_{x_{ürün}}$	Ürünün ekserjisi, kW
$\dot{E}_{x_{yakıt}}$	Yakıtın ekserjisi, kW
$\dot{E}^w$	İş ile Taşınan Enerji Akımı, kW
$\dot{E}_{x^w}$	İş ile Taşınan Ekserji Akımı, kW
$\dot{E}^m$	Kütle ile Taşınan Enerji Akımı, kW
$\dot{E}_{x^m}$	Kütle ile Taşınan Ekserji Akımı, kW
Exd	Tüm Sistem Ekserji Verimi, %
$\dot{E}_{x^Q}$	Isı ile Taşınan Ekserji Akımı, kW
$h_g$	Doymuş Buhar Entalpisi, kJ/kg
HKIP	Hava Kaynaklı Isı Pompası
IP	Isı Pompası
$m_b$	Buhar Kütlesi, kg
$m_{kh}$	Kuru Hava Kütlesi, kg
$\dot{m}$	Kütlesel Debi, kg/sn

$P$	Basınç, kPa
$P_{kh}$	Kuru Hava Basıncı, kPa
$P_s$	Doyma Basıncı, kPa
$p_v$	Kısmi basınç, kPa
$T_{çn}$	Çiy Noktası Sıcaklığı, °C veya K
$T_{doy}$	Doyma Noktası Sıcaklığı, °C veya K
$w$	Havanın Özgül Nemi, kg/kgkh
$w_{er}$	Atık Ekserji Oranı
$W_{kom.}$	Kompresör işi, kW
$\Phi$	Bağıl Nem, %
$\epsilon$	Ekserji Verimi, %
$\eta$	Enerji Verimi, %

# 1. GENEL BİLGİLER

## 1.1. Giriş

Günümüzün en önemli tartışma konularından biri enerji kaynakları ve enerji kaynaklarının kullanım süreçleridir. Dünyamızın kısıtlı kaynakları ile hızla artan nüfusun enerji ihtiyaçlarını yakın gelecekte karşılayamayacağı açıktır. Enerji arz talebinde oluşan açık, enerji fiyatlarının yükselmesi ile birlikte milletlerin küresel rekabeti sürecinde etkili olmaktadır. Enerji ile ilgili başlıca tartışılan konular sadece enerjinin miktarı değil niteliği ile de ilgilidir. Gelecek için, enerji kaynaklarının sürdürülebilirliğinin sağlanması bir yana enerji üretimi sürecinde çevresel kaynakların minimum miktarda kullanılması ve çevreye verilen zararın en aza indirgenmesi hedeflenmektedir. Dünya'mız kendini belirli oranda yenileyebilecek süreçlere sahiptir. Ancak bu yenilenmenin günümüzdeki enerji sarfiyat hızına erişmesi mümkün olmamaktadır. Dolayısıyla gelecek nesillerin hayatını teminat altına alabilmek için enerji kaynaklarının kullanım süreçlerine müdahale etmek gerekmektedir.

Türkiye enerji ihtiyacının büyük bir bölümünü ithal etmektedir. 2006 yılında genel enerji arzı 99,6 MTEP olmuştur. Bu arzı karşılamak için yerli enerji üretimi 26,8 MTEP düzeyinde kalmış olup, net ithalat 72,8 MTEP olarak gerçekleşmiştir. Yani 2006 yılı itibarıyla enerji sarfiyatının sadece %27'si yerli kaynaklarla karşılanabilmiştir. ETKB tarafından yapılan uzun vadeli projeksiyonlarda dışa bağımlılık oranının 2010'da %71, 2015'te %68 ve 2020 yılı için %70'ler seviyesinde olacağı tahmin edilmektedir. Enerji ithalatı için 2006 yılında 29 milyar \$ ve 2007 yılında ise 33,9 milyar \$ ödenmiştir. Sadece enerji fiyatlarının artma eğiliminde olması değil, aynı zamanda yüksek ithalat bağımlısı olduğumuz ülkelere yönelik arz güvenliği kaygıları da enerji ajandamızın başında yer alan diğer bir husustur (MMO, 2008).

Ayrıca enerji üretim ve enerji sarfiyatı süreçlerinde çevreye verilen zararı da değerlendirmek gerekmektedir. Avrupa'da ortalama kabul edilen değer olarak, sarfedilen her 1 MWh elektrik için 0,46 ton CO<sub>2</sub> atmosfere salınmaktadır. Güneş, rüzgar, toprak ve hava gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının artışı ile bu

değerin düşürülmesi öngörülmektedir. Nükleer santrallerde CO<sub>2</sub> salınımı sıfır olmasına karşın, radyoaktif sızıntıların, faciaların ve atıkların binlerce yıl bertaraf edilememesi sebebiyle bu kategorinin dışındadır.

Hem Dünya hem de Türkiye için enerjinin etkin ve verimli kullanılması vazgeçilemez bir zorunluluk olmuştur. Mevcut enerji talebi karşılanmakla beraber ihtiyaçtan fazla olan enerji sarfiyatı engellenmeli, verimlilik artırma çalışmaları yapılarak daha az enerji ile daha çok iş yapılabilmesi, daha çok ürün ve hizmet elde edilmelidir. Aynı zamanda enerji üretim ve enerji sarfiyatı esnasında çevreye verilen zarar minimuma indirilmelidir. Bunun için özellikle yenilenebilir enerji kaynakları ile beraber kullanılacak alternatif teknolojiler geliştirilmeli ve bu sistemlerin sanayi ve günlük yaşamda kullanılabilirliğini sağlayacak çalışmalar yapılmalıdır.

## **1.2. Isı Pompası (IP)**

IP ısıtma ve soğutma ihtiyacının birlikte karşılanabildiği yüksek verimli cihazlardır. Isı enerjisini düşük sıcaklıktaki bir ortamdan daha yüksek sıcaklık derecesine sahip diğer bir ortama taşıyan bir sistemdir (Hancıoğlu, 2000). Bir IP'nın teknik ve ekonomik performansı, ısı kaynağının karakteristiğine bağlıdır. IP'da kaynak olarak: çevre havası, toprak, su, atık ısı vb. kullanılabilir (Hepbaslı, 2009; Lund, 1989). IP'ları, kullandıkları ısı kaynağına göre sınıflandırılırlar (toprak kaynaklı ısı pompası, su kaynaklı ısı pompası, hava kaynaklı ısı pompası vb.) (Akbulut, 2012).

## **1.3. Isı Pompasının Çalışma Prensibi ve Temel Bileşenleri**

Termodinamiğin 2. yasasına göre ısı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olmaktadır; yani kendiliğinden düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi mümkün olmamaktadır. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak soğutma makineleri ve ısı pompalarının kullanımıyla olanaklıdır. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler, fakat kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinesinin amacı, düşük sıcaklıklı bir ortamdan ısının çekilmesidir. Isı pompasının amacı ise düşük

sıcaklıklı bir ortamdan çekilen ısının başka bir ortamı ısıtmak için kullanılmasıdır (Hepbaşlı, 2008; Sanner,2003).

#### **1.4. Hava Kaynaklı Isı Pompası (HKIP)**

Hava, ısı pompası için ucuz ve bol bir ısı kaynağıdır. HKIP'nin başlıca avantajları; Sürdürülebilir bir kaynak oluşu, geniş uygulama alanı oluşu, makul boyutlarda ekipman kullanılması ve nispeten düşük işletme ve tesis maliyetleri gerektirmesidir. HKIP'nin dezavantajları ise; Hava sıcaklığının çok değişken olması ve buzlanma problemidir. En önemlisi, ısı ihtiyacının yüksek olduğu durumlarda kaynak sıcaklığı oldukça düşüktür. Bu durum HKIP'nin kapasitesinin düşmesine neden olur ve ek bir ısıtma kaynağına ihtiyaç duyulabilir. Isı kaynağının çok değişken olması ise projelendirmeyi ve ekipman seçimini zorlaştırır. (Siyahhan, 2009).

HKIP teknolojisi çok uzun yıllardan beri gelişmekte olan ülkelerde, konutların ve ticari yapıların ısıtılması/soğutulması ve sıcak su eldesinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Buna karşın, HKIP ülkemizde göreceli olarak çok az kullanılmaktadır. (Kıncay, 2003; Akbulut, 2012).

#### **1.5. Havadan Suyu Hava Kaynaklı Isı Pompası'nın Çalışma Prensibi**

HKIP, havanın enerjisini ısı kaynağı olarak kullanır. Isıtma sürecinde (kış mevsimi) ısı dış ortamdaki ısı değiştirici (evaporatör) aracılığıyla alınır ve ısı pompası iç devresinde dolaştırılan soğutucu akışkanın buharlaşmasına neden olur. Daha sonra kompresör bu gazı sıkıştırarak üst basınç seviyesine çıkarır. İç ortamdaki ısı değiştiricide (kondenserde) yoğunlaşan soğutucu akışkan ise ısısını yük devresinde dolaştırılan suya bırakır.

Soğutma sürecinde (yaz mevsiminde) ise sistem dört yollu vana kullanılarak ters yönde çalıştırılır. Soğutulacak olan ortamdan çekilen ısı iç ortamdaki ısı değiştiricide (evaporatör) soğutucu akışkana aktarılarak akışkanın buharlaşması sağlanır. Kompresör

bu gazı sıkıştırarak basıncını yükseltir. Dış ortamdaki ısı değiştiricide (kondenser) yoğuşan soğutucu akışkan ısını çevre havasına bırakır.

HKIP gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışmaktadır. Bu çevrim tersinmezlikler içermektedir. Bu tersinmezliklerin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir (Çengel vd., 1994).

### 1.6. Hava Kaynaklı Isı Pompası'nın Performans Katsayısı

Bir HKIP'nin etkinliği performans katsayısı ile ifade edilir ve COP ile gösterilir. HKIP'nin amacı bir ortamı ısıtmak veya soğutmaktır. Bu amaçları gerçekleştirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısıl enerji kaynağından yüksek sıcaklıklı bir ortama ısı transferi yapılmaktadır. Termodinamiğin II. kanununa göre bu işlevin kendiliğinden gerçekleşmesi mümkün değildir ve ancak bir miktar iş harcanarak mümkün olur. Bu bağlamda etkinlik katsayısı ısıtma ve soğutma durumları için eşitlik (1) ve eşitlik (2)'deki gibi ifade edilir (Çengel ve Boles, 2012).

$$COP_H = \frac{Q_H}{W_{komp} + W_P} \quad (1)$$

$$COP_C = \frac{Q_C}{W_{komp} + W_P} \quad (2)$$

Isıtma veya soğutma performans katsayısı ( $COP_H$  ve  $COP_C$ ), bina ısıl yükünü temin edebilmek için seçilen gerekli ısı pompası kapasitesinin, ısı pompası çevrimi içerisinde yer alan kompresör, pompa vb. cihazların tükettiği elektrik enerjisi miktarını oranlanmasıyla bulunur.

### 1.7. Klima Santrali ve Elemanları

Hava şartlandırma prosesleri olarak tanımlanan klima santrallerinin kullanım amacı, kapalı bir yerdeki havanın sıcaklığının ve neminin istenilen sınır değerlerinde sabit tutmasıdır. Bu ünite bilinen dört termodinamik hava şartlandırılma fonksiyonu ile

gerçekleştirilir. Bunlar; ısıtma, soğutma, nem alma ve nemlendirmedir. Klima santrallerini, konfor ve endüstriyel olmak üzere iki ana grupta sınıflandırmak mümkündür. Konfor amaçlı klima santralleri insanların yaşam alanlarındaki uygun hava koşullarını elde etmek için kullanılırlar. Endüstriyel tip klima santrallerinin amacı ise üretilen ürün için uygun hava koşullarının elde edilmesidir. Başlıca elemanları, karışım hücreleri, filtre hücreleri, nemlendirme ünitesi, ısı geri kazanım ünitesi, nem alıcı ünite, fan hücreleri, susturucu (Çiçek, 2012).

## **1.8. Nemlendirme Ünitesi**

Nemlendiriciler, çalışma esnasında nemlendiriciden sonra üfleme havası akışında, Klima santralının arızası durumunda ve üfleme hava debisi çok düşük veya az olması şartlarındada damlacık oluşturmayacak şekilde tasarlanarak nemlendirilmiş bölgedeki bağıl nem oranı % 90'ı geçmemelidir. Nemlendirilen alan yeterli şekilde boyutlandırılmalı ve klima santralının kesitinde homojen bir buhar dağılımı sağlanıp herhangi bir sağlık sorunu yaratmayacak sistemler kullanılmalıdır.

Nemlendirici ünitesinde kullanılacak malzeme seçilirken, korozyona dirençli, hijyenik, bakteri üremesini engelleyen, dezenfeksiyon malzemelerine dayanıklı, temizlenebilir olmasına dikkat edilmelidir. Kullanılan plastik malzeme mikrobiyolojik (bakteri) oluşumuna izin vermemelidir (Çiçek, 2012).

## **1.9. Hava Kaynaklı Isı Pompası ve Elemanları**

### **1.9.1. Kondenser (Yoğuşturucu)**

Suyun ısıtılması amacıyla soğuktan suya ısı transferinin gerçekleştirilebilmesi için bir su haznesi ve yoğuşturucu kullanılır. Su haznesi içerisine yerleştirilen yoğuşturucu yüzeyi ile su hattında kullanılan suya ısı transferi gerçekleştirilir (Aydın, 2013).

### **1.9.2. Kısılma Vanası**

Isı pompasında kondenserden gelen doymuş sıvının sıcaklık ve basıncının düşürüldüğü komponenttir. Yüksek sıcaklıkta ve basınçta kısılma vanasına giren akışkanın, komponent çıkışında basıncında ve sıcaklığında düşüş gözlenir (Öztürk, 2009).

### **1.9.3. Buharlaştırıcı**

Ortamdan çekilen ısının R407c soğutucu akışkanına aktarımı boru-kanat tipi bir buharlaştırıcı ile gerçekleştirilir. Buharlaştırıcı bir hava kanalı içerisinde bulunmaktadır. (Aydın, 2013).

Buharlaştırıcılar soğutulması istenilen ortamdan ısı çekerek ortamın istenilen şartlara ulaşmasını sağlayan elemanlardır. Bu işlem yapılırken ortamdan ısı çeken akışkan burada buharlaşmaya başlar. Buharlaştırıcılar soğutucu akışkanın cinsine göre muhtelif malzemelerden yapılır. Genellikle bakır ve çelik borular kullanılır (Yıldırım, 2014).

### **1.9.4. Kompresör**

Buhar fazındaki akışkanı sıkıştırarak sıcaklığını ve basıncını artırır. Kompresörler alçak basınçta ve buhar halinde kompresörlerden çıkan havayı yoğuşma sıcaklığına daha kolay gelebilmesi için sıkıştıran elemanlardır. Isı pompalarında genelde kullanılan dört tip kompresör vardır. Bunlar, pistonlu kompresörler, rotatif (dönel) kompresörler, turbo (santrifüj) kompresörler, vidalı kompresörlerdir (Akbulut, 2012; Yıldırım, 2014).

### **1.9.5. Dört Yollu Vana**

Dört yollu vanalar akışın sistemdeki yönünü değiştiren aygıtlardır. İklimlendirme sistemlerde çalışma durumunu ısıtma ya da soğutma olarak da belirleyen

aygıtlardır. Vana da iki piston kayan bir bloğa eklenmiştir. Bu blok hareketli göbek sayesinde aktive edilmektedir. Belirtilen vana elektriksel olarak tetiklenen selenoid valf olmakla birlikte buhar çıkışları ile de göbek hareketi tamamlanmaktadır. Belirlenen şartlara göre göbek ya sağa ya da sola hareket ederek, akışkanın yön değiştirmesini sağlamaktadır (Öztürk, 2009).

### **1.10. Akümülıasyon Tankı**

Aküümülıasyon tankı; yazın her zaman soğuk suyu, kışında her zaman sıcak suyu hazır bulundurur.

### **1.11. Hava İçin Temel Kavramlar**

#### **1.11.1. Kuru Hava ve Atmosferik Hava**

Hava azot, oksijen ve az miktarda diğer gazların bir karışımıdır. Atmosferik hava bir miktar su buharı içermektedir. Kuru hava ise su buharı taşımaz (engel, 2012).

#### **1.11.2. Havanın Özgöl Nemi ve Bağıl Nemi**

Havanın özgöl nemi 1 kg kuru havanın taşıdığı su buharı miktarını ifade etmektedir. Aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilebilir (engel ve Boles, 2012).

$$w = \frac{m_b}{m_{kh}} = 0,622 \frac{P_b}{P_{kh}} = 0,622 \frac{P_b}{P - P_b} \quad (3)$$

Havanın bulunduğu basınç ve sıcaklık şartlarında tutabileceği en fazla neme sahip olduğu hali doymuş hava olarak adlandırılır. Bağıl nem ise havanın bulunduğu şartlardaki nem miktarının tutabileceği en fazla nem miktarına oranıdır. Doymuş havanın bağıl nem değeri 1 dir. Bağıl nem aşağıdaki gibi hesaplanır (engel, 2012).

$$\Phi = \frac{P_b}{P_g} \quad (4)$$

$P_g$ : Doyma basıncı

### 1.11.3. Çiy Noktası Sıcaklığı

Hava sabit basınçta soğutulduğunda yoğunlaşmanın başladığı sıcaklıktır. Ayrıca suyun aynı buhar basıncındaki doyma sıcaklığıdır (Çengel ve Boles, 2012).

$$T_{\text{çn}} = T_{\text{doy}@P_b} \quad (5)$$

### 1.11.4. Adyabatik Doyma ve Yaş Termometre Sıcaklığı

Özgül nemi ve sıcaklığı bilinen doymamış bir hava akımı içerisinde su bulunan yalıtılmış uzun bir kanaldan kararlı bir akışla su üzerinden geçerse bir miktar su buharlaşarak hava akımına karışır. Bu sırada havanın nem içeriği artarken suyu buharlaştıran havanın sıcaklığı düşerek, hava adyabatik doyma sıcaklığına ulaşır.

Adyabatik doyma sürecinde suyun buharlaşarak havaya karışması sonucu havadan suya ısı geçişine neden olan bir sıcaklık farkı ortaya çıkarır. Bir süre sonra sudan buharlaşma nedeniyle meydana gelen ısı kaybı sıcaklık farkından dolayı havadan suya olan ısı geçişine eşitlenir ve suyun sıcaklığı sabitlenir. Bu noktada termometreden okunan sıcaklık yaş termometre sıcaklığıdır. Yaş termometre sıcaklığı ile adyabatik doyma sıcaklığı her zaman eşit değildir (Çengel ve Boles, 2012).

### 1.11.5. Psikrometrik Diyagram

Havanın bulunduğu basınca göre, kuru termometre sıcaklığı, yaş termometre sıcaklığı, çiy noktası sıcaklığı, özgül nem değeri, bağıl nem değeri, özgül hacim, entalpi vb. değerlerinin okunabildiği bir diyagramdır (Çengel ve Boles, 2012).

### 1.11.6. Nemli Hava'nın Entalpi ve Ekserji Değeri'nin Hesabı

Nemli havanın entalpisi aşağıdaki bağıntılar hesaplanır (Çengel ve Boles, 2012).

$$h = c_{p,hava}T + h_g \quad (6)$$

$$h_g = 2500,9 + 1,82 T \quad (7)$$

Burada T: hava sıcaklığı (°C) ve  $c_{p,hava} = 1,005 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  olarak alınmalıdır.

Nemli havanın ekserji değeri ise aşağıdaki bağıntı kullanılarak bulunur (Dinçer ve Rosen, 2012).

$$ex = (c_{p,hava} + w c_{p,v})T_0 \left( \frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + (1 + \tilde{w}) R_{hava} T_0 \ln \frac{P}{P_0} + R_{hava} T_0 \left[ (1 + w) \ln(1 + w) - w \ln w \right] \quad (8)$$

Burada  $\tilde{w} = 1608 w$   $c_{p,v} = 1,872 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$  olarak alınmalıdır.

### 1.12. Literatür Taraması

Literatürde, HKIP sisteminin farklı iklim koşullarına göre performans analizinin yapıldığı bazı çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmaların bazıları deneysel bazıları ise simülasyon çalışmalarıdır. Birinci yasa analizi termo ekonomik analiz şeklinde başlayan çalışmalar ikinci yasa analizi ve optimizasyon çalışmalarına doğru dönüşürken üzerinde çalışılan sistemler IP'nın, sistemin bir parçası olduğu, hibrit sistemlere doğru gelişim göstermektedir. Literatürde bu tür sistemlerin ekserji bazlı sürdürülebilirlik analizi oldukça kısıtlıdır.

Çomaklı (1990), 18 adet düzlemsel güneş kolektörü, bir adet gizli ısı enerji depolama tankı ve hava kaynaklı bir buharlaştırıcının bulunduğu ısı pompası deney düzeneğini Trabzon'da kurarak çeşitli deneyler yapmıştır. 1990 yılında değişik ısı

kaynaklı üç ısı pompası için ayrı ayrı deneyler yapmıştır. Deney sonuçları bir bilgisayar programı yardımıyla değerlendirilerek sistemlerin performans katsayıları ayrı ayrı elde edilmiş ve birbiri ile karşılaştırılmıştır. Güneş kollektörlü enerji depolu seri ısı pompası sistemi dinamik benzeşim modeli kurularak deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Kaygusuz (1995b), yaptığı çalışmasında, gizli ısı enerji depolu güneş ve hava kaynaklı ısı pompası sistemi kurarak, bu iki kaynaklı sistemin ortam ısıtılması için optimum kullanımını araştırmıştır. Çalışmasında, güneş kollektörlerinden gelen sıcak suyun ısı enerjisi ısı pompasının sulu buharlaştırıcısında soğutucu akışkana aktarılmıştır. Aynı zamanda güneş kollektörlerinden alınan enerjinin bir kısmı güneşin olmadığı akşam saatlerinde kullanılmak üzere faz değiştiren madde içeren bir depoda depolanmıştır. Bu çalışmasında güneş enerjisinin ısı pompası sistemleri için önemli bir enerji kaynağı olduğunu rapor etmiştir.

Bulgurcu (2001), Lokal geri kazanımlı havalandırma cihazlarının temel özellikleri ve tasarım prensipleri yapılan çalışmada incelenmiş, verim hesaplamalarını örneklerle açıklamıştır. Özellikle bu tip ısı geri kazanım cihazlarının taze hava ihtiyacı gereksinimi duyulan özellikle kahvehane, kafeterya gibi kirlenme hızı yüksek olan küçükkişyerlerinde yaygınlaşmasının gerekliliği vurgulanmış ve %50 verimle çalıştığı kabul edilse dahi amortisman süresinin 1 yıl kadar olmasının çok cazip bir avantaj olduğunu vurgulamıştır.

De Swardt ve Meyer (2001), yaptıkları çalışmada, yer kaynaklı bir ısı pompası ile hava kaynaklı bir ısı pompasını performans açısından karşılaştırmışlardır. Araştırmacılar, belediyenin içme suyu şebekesinden ısı çeken yer kaynaklı bir ısı pompası ile hava kaynaklı bir ısı pompasının deneysel ve teorik performanslarını ortam ısıtılması ve soğutulması bakımından karşılaştırmışlardır. Yeraltında kilometrelerce uzanan içme suyu şebekesinin ısı kaynağı olarak yeterli olabileceğini düşünen araştırmacıların yaptığı çalışmada ısı transferini, zemindeki topraktan yer ısı değiştirgecine su aracılığıyla en direkt olarak sağlamışlardır. Yer kaynaklı ısı pompası ile hava kaynaklı ısı pompasının deneysel ve benzetim sonuçlarını ısıtma ve soğutma açısından karşılaştırmışlardır. Her iki tip ısı pompasının performans katsayıları ve

kapasiteleri bölgenin iklim verileri kullanılarak hesaplanmıştır. Deneysel ve benzetim sonuçlarından elde edilen verilere göre ısı kaynağı olarak belediye su şebekesinin kullanımının endüstriyel iklimlendirmede özellikle de ısıtma modunda kullanıldığı zaman daha uygun olduğu sonucuna varmışlardır.

Berntsson (2002), çeşitli ısı kaynaklarını tanımlayarak ısı pompası tasarımında dikkate alınması gereken parametreleri belirtmiştir. Berntsson ısı kaynaklarını dış ortam havası, ekzoz havası, göl ya da nehir suyu, toprak, kaya olmak üzere beş farklı grupta ele almıştır.

Chena vd. (2002), çalışmalarında, karşılaştırılmak üzere tek mertebeli ve iki mertebeli yarı iletken termoelektrik soğutma sistemlerinin çevrim modellerini geliştirmişlerdir. Performans katsayısı, soğutma oranı ve güç girdisi gibi üç performans parameteresini ele almışlar ve iki mertebeli termoelektrik soğutma sistemini detaylı olarak incelemişlerdir. Maksimum COP ve soğutma oranı hesaplanmış termoelektrik aygıtın iç yapı parametreleri optimize edilmiştir. Elde edilen sonuçlar tek mertebeli sistemle mukayese edilmiştir. Çalışmanın sonunda iki mertebeli sistemin ısı kaynakları arası sıcaklık oranı küçük olduğunda daha yüksek performans değerlerine ulaştığı gözlenmiş, ancak soğutma oranının tek mertebeli sistemden daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Liu vd. (2003), Isı pompalarındaki de-frost işlemi üzerine yapılan bir diğer çalışmada sıcak gaz süresince dinamik simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Temel korunum denklemlerine dayanan de-frost modeli ve deneysel sonuçları gösterilmiştir. Çevrimin ters çevrilmesi durumundaki en önemli komponentler olan evaporatör ve kondenserin detaylarının gösterilmesi açısından dağıtılmış model kullanmış ve modelin geçerli olabilmesi için 0,88 kW lık bir havadan havaya ısı pompası modeli tercih edilmiştir. Simülasyon ve deneysel sonuçların uyduştuklarını ve dinamik modellerin bu tür çalışmalarda kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Bonet vd. (2005), yaptıkları çalışmada Stirling ve Ericsson motorlarının mikrokojenerasyon uygulamaları için uygun olduklarını çünkü gürültüsüz çalıştıklarını

ve bakımlarının daha ucuz olduğunu belirtmişlerdir. Özellikle Ericsson motorlarının ucuz ve enerjetik olarak daha iyi olmalarından dolayı tercih edilebileceğini belirtmişleridir. Çalışmalarında Ericsson motorunu doğal gaz yanmalı bir sistemle birlikte kullanıldığı belirtilmiştir. Böyle bir tesisin kurulumu için enerji ekseri ve ekergoekonomik analizi gerçekleştirilmiştir. Analizlerin enerjetik performansı ve ısı değiştirgeci boyutlarını dengelemeye yardım ettiği görülmüştür. Yapılan analizler sonucunda elde edilen verilerin araştırmacıların belirttiği Ericsson motorlarının mikro-kojenerasyon uygulamaları için uygun olduğu ifadesini doğruladığını belirtmişlerdir .

Küçüka (2006), ısı geri kazanım cihazlarının kullanılması ile 4 farklı şehir için (Ankara, İstanbul, İzmir ve Antalya) ısıtma ve soğutma tasarım yüklerinin ne oranda değiştiğini göstermiştir. Bunun için dış sıcaklık için saatlik veriler kullanılarak bölgelere ve çalışma saatlerine göre değişen yıllık toplam ısı kazancı miktarları hesaplanmış ve ayrıca ısı geri kazanım cihazının kullanılmasının ekonomik getirisini ortaya koymuştur. Elde ettiği sonuçlara göre; ısı geri kazanım cihazı kullanılması ile toplam ısı yükündeki azalma, toplam ısı kazancına göre daha yüksektir. Isıtma ve soğutma için yıllık toplam enerji kazancı, Ankara gibi karasal iklime sahip bölgelerimizde daha yüksek olmaktadır. Isı geri kazanım sisteminin geri ödeme süresi; sistemin kapasitesine, yıllık işletme süresine, yakıt fiyatlarına ve yöreye göre değişmektedir.

Wang vd. (2006), çalışmalarında hava kaynaklı ısı pompasında iki fazlı defrost sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. İki fazlı ikili ısı pompası ve hava kaynaklı-su çevrimli ısı pompasını karşılaştırmışlardır. Su çevrimi için 13-20 °C sıcaklığındaki su ile beslenmiş ve ısıyı suda alıp iç ortamdaki havaya aktardığını belirtmişlerdir. En yaygın de-frost işleminin çevrimi ters çevirmek olduğu belirtilmiştir. Bu durumda ısı pompalarının soğutma durumunda çalıştığı ve karlanma durumunun ısıtma durumunda karşılaştığı belirtilmiştir. Çalışmalarında ısı depolama tankının, hava kaynaklı ısı pompası de-frost işlemine etkisi incelenmiştir. Isı depolama tankının bulunmasına bağlı olarak çevrimin ısı ataletinin göreceli olarak arttığını belirtmişlerdir.

Vidala vd. (2006), ise çalışmalarında Goswani tarafından geliştirilen kombine çevrimi geliştirmek için ekserji analiz metodunu kullanmışlardır. Bu kombine çevrim

hem güç hem de soğutma etkisini sadece bir ısı kaynağı ve amonyak su karışımından oluşan aracı akışkanı kullanarak aynı anda oluşturmaktadır. Çevrimin simülasyonu ASPEN işlem simülatörü tarafından geliştirilmiştir. Ayrıca çalışmada Redlich-Kwong-Soave denklemi termodinamik özelliklerin hesaplanması için kullanıldığı belirtilmiştir. Çalışmada her bir ekipmanın tersinmezliğinin etkisi görülmeye çalışılmıştır.

Esen vd. (2007), Mekan soğutmada toprak ve hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin tekno-ekonomik karşılaştırılması konusunda yapılan araştırmada, toprak kaynaklı ısı pompası sistemlerin mekan soğutma uygulamalarında hava kaynaklı ısı pompası sistemlerine göre daha ekonomik olduğu sonucuna varılmıştır.

Razani vd. (2007), vuruş tüplü soğutucu boyunca ekserji akışına dayanan termodinamik model geliştirmişlerdir. Soğutucudaki kayıpları gösteren bir ekserjetik verim parametresi önermişler bu parametrenin yaklaşık olarak soğutma yükü sıcaklığı ile soğutma yükü kapasitesinin lineer değişimini gösterdiğini belirtmişlerdir. Ayrıca genel faz değiştirici ve onların sistem performansı üzerindeki etkilerini gösteren kontrol parametrelerinin etkileri tartışılmıştır. Analitik çözümlerin PTR'lerin tasarımında etkili olan temel sistem parametrelerini gösteren yük eğrisi, soğutma gücü ve verim gibi parametrelerin geliştirdiği belirtilmiştir. Bunun yanında analitik modelin sistemlerin geliştirilmesine uygun olduğu gösterilmiştir. Soğutma kapasitesi ve verimlilik için termodinamik bağlar elde edilmiştir.

Urchueguía vd. (2008), tarafından tipik Akdeniz iklimi bölgelerinde hava kaynaklı IP ile TKIP'nin enerji performanslarının karşılaştırılması yapılmıştır. Çalışmalarında, TKIP sistemlerinin soğutma ihtiyacının baskın olduğu iklimlerde kullanımının teknik ve ekonomik fizibilitesini değerlendirilmiştir. TKIP sistemiyle hava kaynaklı IP ısıtma ve soğutma COP değerleri bakımından mukayese edilmiştir. Direkt olarak yapılan karşılaştırma, sistemlerin aynı ısıl yüklere ve iklimik şartlara sahip bir binaya paralel bağlanması suretiyle gerçekleştirilmiştir.

Bertsch ve Eckhard (2008), Kuzey Amerika iklim şartlarında konut ısıtma ve soğutma uygulamaları için iki aşamalı hava kaynaklı ısı pompası ile yapılan çalışmada, soğutucu akışkan olarak R410A kullanılmış ve  $-30^{\circ}\text{C}$  dış ortam sıcaklığında yapılan deneylerde, ısıtma durumunda  $50^{\circ}\text{C}$  civarında akışkan sıcaklıklarına ve % 45'e varan ekserji verimine ulaşılmıştır.

Sun vd. (2008), çalışmalarında, soğutucu performansı üzerinde ekipman parametrelerinin etkilerini inceleyebilmek için serbest pistonlu Stirling soğutucusu inşa etmişler ve bu soğutucunun performansını tereyağı üzerinde araştırmışlardır. Özellikle iki etki ele alınmıştır bunlar ısı rejenerasyonunu içeren yer değiştirici ve soğutucu akışkanın hacmidir. Çalışmalar daha büyük yer değiştirici kullanıldığında soğutucu da daha düşük sıcaklıkların elde edildiğini göstermiştir. Bunun yanında ele alınan bir diğer parametre olan soğutucu akışkan hacmi yada sıkıştırma oranında ki artış da soğutma etkisini arttırdığı gözlenmiştir.

Zhyi vd. (2008), çalışmalarında özellikle kış aylarında dış ısı değiştirgecinde karşılaşılan buzlanma problemine değinmişler ve sistemin etkinlik katsayısının yüksek olabilmesi için bu buzlanmanın periyodik olarak giderilmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Aksi halde buz tabakasının ısıtma modunda daha da artacağını, performansın düşeceğini belirtmişlerdir. Çalışmada kritik nokta olarak defrost zamanının olduğu vurgulanmış ve etkili bir zamanlamanın sistem performansını da olumlu olarak etkilediğini belirtmişlerdir. Defrost işlem süresini azaltma yolları olarak çalışmada; soğutucu akışkanın akış debisini azaltmayı, ani olarak emme basıncını, kompresör gücünü azaltmayı önermişlerdir. Defrost sisteminde akümülatör yerine kompensatör kullanımının kritik bir işlem olduğunu ve etkili olduğunu belirtmişlerdir.

Byun vd. (2008), Karlanma karşıtı çalışmaların bir diğerinde hava kaynaklı ısı pompasında karlanmanın geciktirilmesi sıcak gazın bypass edilmesi metodu ile önlenmeye çalışılmıştır. Böyle bir sistemin uygulanabilirliği deneysel olarak araştırılmış yenilenmiş bu sistem ile defrost sisteminin ilave edilmediği 1,12 kW kapasiteli normal sistem karşılaştırılmıştır. Çalışmalarda bu sistemin karlanma oluşumunun geciktirilmesinde ve karlanmanın büyümesinin önlenmesinde yararlı olduğu

belirlenmiştir. En iyi sonucun bypass sırasında kütleli debinin 0,2 kg/dak değerlerinde elde edildiği belirtilmiştir. 210 dakikalık işlem sürecinde performans değerinin %8,5 arttığı belirtilmiştir.

Midilli ve Dinçer (2009), yapmış oldukları çalışmada PEM yakıt pillerinin çalışma koşulları ve sistem karakteristiklerine bağlı olarak çevresel etkilerini sürdürülebilirliklerini incelemek üzere ekserji bazlı yeni parametreleri literatüre sunmuşlardır. Bu parametrelerin en çok kullanılanları: ekserji verimi, atık ekserji oranı, ekserji yıkım oranı, ekserji geri kazanım oranı, çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik endeksidir. Ekserji verimindeki herhangi bir yükseliş ekserjetik sürdürülebilirliği arttırmaktadır. Ancak atık ekserji oranı ve ekserji yıkım oranı artar ise çevresel etki faktörü artarak ekserjetik sürdürülebilirlik azalır.

Wang vd. (2010), HKIP sistemleri düşük sıcaklıklarda dış ünite üzerinde buzlanma sorunu yaşamaktadır. Bu sorun performansın düşmesine neden olmaktadır. Wang ve ark. buzlanma sorunu olmayan özgün bir HKIP sisteminde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sistemde buzlanma sorununu ortadan kaldıran katı bir desikant ile kaplı enerji depolama cihazı içeren ekstra bir ısı değiştirici mevcuttur. Bu yeni teknoloji ile buzlanma sorunu çözülerek defrost işlemi yapmayan HKIP sistemi kurulmuştur. Yapılan deneylerde nem alma sonucunda bağıl nemin %52 ye kadar düşürülebildiği ve dış ünitenin 0 °C, %80 bağıl nemli dış hava şartlarında buzlanmadan en azından 34 dakika boyunca durabildiği görülmüştür. Ayrıca sistemin ortalama COP değeri 2,81 olarak bulunmuştur ki bu değer sıcak gaz bypasslı defrost yapılan HKIP sistemine göre %7,25, elektrik ısıtıcılı defrost yapılan HKIP sistemine göre % 46,3 daha yüksektir.

Dinçer ve Natarer (2010), ikinci yasaya göre bir HKIP'nin analizini gerçekleştirerek COP ve  $\epsilon$  değerlerini belirlemişlerdir. Bu süreçte soğutucu akışkan olarak kullanılan R-134a nın kütleli debisinin, kondensasyon sıcaklığının ve evaporasyon sıcaklığının değişik işletme sıcaklıklarında çalıştırılan sistem üzerindeki etkilerini ortaya koymuşlardır. Sonuç olarak, yüksek COP ve  $\epsilon$  değerlerini elde etmek için R-134a nın kütleli debisinin artırılması, buharlaşma sıcaklığının yükseltilmesi ya

da kondensasyon sıcaklığının düşürülmesi ile mümkün olacağı bulunmuştur. Elde edilen yüksek COP ve  $\varepsilon$  değerlerinin ısı pompası sisteminin CO<sub>2</sub> emisyonu kapsamındaki çevresel etkisini etkisini minimize edeceği vurgulanmıştır. Ayrıca bu çalışmada bir sürdürülebilirlik endeksi tanımlanarak söz konusu HKIP sistemi ve çalışma şartlarında sabit bir soğutucu akışkan kütleli debisi için değişen  $\varepsilon$  değerlerine bağlı olarak CO<sub>2</sub> emisyonu ve sürdürülebilirlik endeksi değişimi literatüre sunulmuştur. Buna göre artan  $\varepsilon$  değerleri ile CO<sub>2</sub> emisyonu azalırken ve sürdürülebilirlik endeksi değerleri artmaktadır.

Çalışkan vd. (2011), ısı depolama sistemi ile entegre edilen bir güneş enerjisi destekli toprak kaynaklı ısı pompası sistemini incelemiştir. Sistem genel olarak güneş enerjisi toplama sistemi, bir yeraltı ısı depolama sistemi, bir kapalı klima sistemi ve veri toplama sisteminin birleşmesinden oluşmaktadır. Sistem ve komponentlerine enerji ve ekserji analizi ve uygulanarak solar enerji ve ekserji girişi, depolanan enerji ve ekserji miktarı, kolektördeki enerji ve ekserji kayıpları, enerji ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Bu çalışmada ekserji analizi yapılırken 0-25 °C arasında 5'er °C farkla değişen referans sıcaklık değerleri kullanılarak hesap yapılmıştır. Ayrıca sistem için bir sürdürülebilirlik endeksi tanımlanarak söz konusu referans değerler için literatüre sunulmuştur.

Aydın vd. (2014), yapmış oldukları çalışmada orta menzilli ticari bir uçağın turbofan motorunun ekserjetik sürdürülebilirliğini incelemiştir. İlk önce, motor test hücresi parametrelerine dayanarak turbofan motorun ayrıntılı bir ekserji analizi yapılmıştır. Daha sonra ekserji verimi, atık ekserji oranı, ekserji yıkım oranı, ekserji geri kazanım oranı, çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi değerleri hesaplanarak literatüre sunulmuştur.

Kazjonovs vd. (2014), yapmış oldukları çalışmada Litvanya iklim şartlarında değişik tipteki konutlar için HKIP ısıtma sezonu performansını incelemiştir. Litvanya yakın uzunluklardaki 4 mevsime sahiptir. Isıtma sezonu soğuk denizsel iklim karakteristiğinde olup 203 gündür ve ortalama sıcaklık 0°C dir. En soğuk 5 günün ortalaması -20,7 °C, yıllık ortalama sıcaklık 6,2 °C ve günlük nem ortalaması %79 dur.

HKIP 9 m<sup>2</sup> alanlı 3m yüksekliğinde dış duvar ısı transfer katsayısı 0.16 W/m<sup>2</sup>K olan bir stantta test edilmiştir. HKIP performans katsayısı 2,4 °C ile 6 °C dış hava sıcaklıkları için 2,45 ile 2,62 arasında değişmektedir. Performans değerleri 9 m<sup>2</sup> test standının küçük olması nedeniyle kompresörün çok miktarda devreye girip çıkmasına bağlı olarak biraz küçüktür. Başkaca deneysel çalışmalar Litvanya çevre şartlarında HKIP performans değerlerinin 2,93 ile 3,2 arasında olabileceğini göstermektedir. Yapılan analizler sonucunda 110 m<sup>2</sup> lik bir bina için 2013-2014 ısıtma sezonunda ısınma maliyetleri: elektrikli ısıtıcıyla 1091 Euro, dizel yakıt ile 787 Euro, sıvı yakıt ile 609 Euro, doğal gaz ile 447 Euro, HKIP ile 372 Euro ve odun peleti ile 310 Euro olarak bulunmuştur. HKIP sisteminin karbondioksit emisyon en düşük olmasına rağmen (21022,72 kgCO<sub>2</sub>-eq)LPG kazanlı ısıtma sistemi (22012,58 kgCO<sub>2</sub>-eq) ve sıvı yakıtlı kazan sistemine (25914,26 kgCO<sub>2</sub>-eq) oldukça yakındır.

Dongelli vd. (2015), yaptıkları çalışmada bir nümerik model sunarak çeşitli kompresör tiplerine sahip (mono kompresör, multi kompresör ve invertörlü kompresör) hava kaynaklı ısı pompalarının sezonluk performanslarını incelemişlerdir. Söz konusu model EN 14825 e ve UNI/TS 11300-4 e uygundur. Isıtma prosesi, soğutma prosesi ve sıcak su üretimi incelenirken dış hava şartları dikkate alınmıştır ve bin yöntemi kullanılmıştır. Bulunan sayısal sonuçlar işletme şartları ve tasarım şartlarının hava kaynaklı ısı pompalarının sezonluk verimlerinde etkili olduğunu göstermektedir. Sabit bir ısı yükünde 2 °C dizayn sıcaklığının üstündeki değerlerde mono kompresörlü altındaki dizayn sıcaklığı değerlerinde multi kompresörlü HKIP daha yüksek performans göstermektedir. İntertörlü kompresörlü HKIP performans değerleri tüm dizayn sıcaklıklarında en yüksektir.

Sun vd. (2015), yapmış oldukları çalışmada konvansiyonel HKIP ile direkt genişlemeli güneş enerjisi destekli ısı pompası sistemlerinin (DG-GEDIPS) performansını karşılaştırmıştır. Güneş enerjisi ve çevre havasının ısı kaynağı olarak kullanılabilmesi amacıyla rulo bağı düzlemsel güneş kolektörü DG-GEDIPS'ne evaporatör olarak entegre edilmiştir. Deneysel ve nümerik olarak yapılan çalışmanın sonucunda çalışma şartlarının (hava sıcaklığı, su sıcaklığı, güneş ışınımı yoğunluğu vb.) karşılaştırılan sistemlerin performansı üzerindeki etkileri ortaya çıkarılmıştır. Açık hava

şartlarında DG-GEDIPS' nin COP'si (ortalama 5,5 civarı) HKIP'nin COP'sinden (ortalama 3,5 civarı) belirgin olarak yüksektir zira güneş enerjisi ısı pompasının evaporasyon sıcaklığını belirgin şekilde yükseltmektedir. Donma görülmeyen, bulutlu günlerde ve bulutlu gecelerde her iki sistemin de performans değerleri aynıdır (3,5-4). Özellikle bulutsuz gecelerde ise DG-GEDIPS' nin COP'si (ortalama 2,5 civarı) HKIP'nin COP'sinden (ortalama 4 civarı) daha düşük olmaktadır. Bunun nedeni güneş kolektöründeki düşük ısı transfer performansı ve gece gökyüzüne ışıma ile gerçekleşen ısı kaybıdır. Yıllık performans değerleri mukayese edildiğinde DG-GEDIPS' nin COP'si (ortalama 3,5 civarı) HKIP'nin COP'sinden (ortalama 4,7 civarı) daha yüksek olmaktadır. Bu fark özellikle kış mevsiminde daha belirgindir.

Turan (2015), yapmış olduğu çalışmada bir yüksek bypasslı turbofan motoru için ekserji verimi, atık ekserji oranı, ekserji yıkım oranı, ekserji geri kazanım oranı, çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi değerleri hesaplamıştır. Sonuç olarak ekserjetik sürdürülebilirlik analizinin uçak ve aero motorların sürdürülebilirliğini değerlendirmede etkili bir yol olduğu ifade edilmektedir.

Turan ve Aydın (2015) yapmış oldukları çalışmada alçak bypasslı turbofan motoru için ekserji verimi, atık ekserji oranı, ekserji yıkım oranı, ekserji geri kazanım oranı, çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi değerleri hesaplamıştır.

Midilli ve Akbulut (2016), yapmış oldukları çalışmada bir elektrolit destekli katı oksit yakıt pili için ekserjetik sürdürülebilirlik indikatörlerini değerlendirmişlerdir. Ekserji verimi, atık ekserji oranı, ekserji yıkım oranı, ekserji geri kazanım oranı, çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi değerleri hesaplanmıştır. Katı oksit yakıt pili için seçilen çalışma koşullarında sıcaklık artışıyla birlikte atık ekserji oranının arttığı gözlemlenmiştir. Sabit bir akım değerinde sıcaklığın artmasıyla ekserji yıkım oranı ve çevresel etki faktörü azalırken, sabit bir sıcaklıkta akım değerinin artmasıyla birlikte ekserji yıkım oranı ve çevresel etki faktörü artmaktadır. Ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi bu parametrelerin tersine davranış gösterir. Ayrıca bu

çalışmadaki sistem için kritik ekserji verimi %30 olarak belirlenerek, bu durumda kritik çevresel etki faktörü ve kritik ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi bulunmuştur.

Ozsaban ve Midilli (2016), yapmış oldukları çalışmada yüksek basınç-hidrojen gazı sıkıştırma prosesinin ekserjetik sürdürülebilirlik analizini yapmışlardır. Bu bağlamda bir basamaklı, iki basamaklı, üç basamaklı ve dört basamaklı hidrojen gazı sıkıştırma proseslerini parametrik olarak incelemişlerdir. Ekserji verimi, atık ekserji oranı, ekserji yıkım oranı, ekserji geri kazanım oranı, çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi değerleri hesaplanarak literatüre kazandırılmıştır.

Popa vd. (2016), yapmış oldukları çalışmada iki yıl süreyle Romanya'daki Galati şehrinde bir okula yerleştirilmiş HKIP sistemini incelemişlerdir. Söz konusu yörede doğalgaz şebekesi yoktur. Çalışmada ısıtma sezonunda elde edilen veriler ışığında deneysel termoeconomik analiz yöntemi kullanılmıştır. Yapılan çalışmada oda sıcaklığı 20 °C de tutulmak istenmektedir. Binanın ısıtma kapasitesi 74 kW tır. Sistemde 2 adet her biri 40 kW kapasiteli HKIP ünitesi kullanılmıştır. Isıtma sezonu için ortalama çevre sıcaklığı +5 °C olarak ölçülmüştür. Sistem 3960 saat ısıtma yaptığıında 96695 kwh enerji sağlanmıştır. Bu durumda ısı pompası sisteminin gücü 24,42 kW ve COP değeri 2,44 olarak hesaplanmıştır. Bulunan bu COP değeri HKIP üreticisinin katalog değeri olarak vermiş olduğu ortalama  $COP_{avg}(t_{ext}=+7\text{ °C} / +2\text{ °C} / +10\text{ °C})=3,93$  değerine göre düşük kalmıştır. Bunun nedeni ısıtma sezonu süresince dış hava sıcaklığının en azından 8 kez -21 °C nin altına düşmüş olması olarak açıklanmıştır. Termoeconomik analiz kapsamında HKIP sistemi, LPG kazanlı ısıtma sistemi, pellet kazanlı ısıtma sistemi, gazlaştırıcılı ısıtma sistemi ve sıvı yakıtlı kazan sistemi mukayese edilmiştir. Sonuç olarak, HKIP sistemi hesaplanan tatminkâr COP değerine rağmen toplam yıllık maliyet bakımından karşılaştırılan sistemler içerisinde en pahalı sistemdir. Bunun en önemli nedeni ilk yatırım maliyetinin yüksek oluşudur. Ayrıca HKIP sistemi, çok düşük işletme ve bakım maliyetinin oluşu ve sıfır karbondioksit emisyonundan dolayı tercih edilebilir olarak algılanabilir. Anacak HKIP sistemi elektrik tüketmektedir ve bunun bir karbondioksit eş değeri vardır. Dolayısıyla karşılaştırılan sistemlerin elektrik tüketimi, yakıt tüketimi ve bu tüketimlerin sonucu oluşan karbondioksit emisyonu dikkate alınmalıdır.

Asaee vd. (2017), yapmış oldukları çalışmada mevcut ve yeni yapılmakta olan Kanada konutlarının yüksek verimli alternatif enerji teknolojileri kullanılarak yaklaşık sıfır enerjili binalara dönüşümünün teknolojik ve ekonomik fizibilitesini araştırmışlardır. Mevcut ve yenilenebilir / alternatif enerji teknolojilerinin bölgesel ve ulusal ölçekte mevcut evlerde performans değerlendirmesi, uygulanabilir stratejiler ve teşvik tedbirleri hazırlamak için gereklidir. Kanada konutlarında HKIP sisteminin kullanımının teknolojik ve ekonomik fizibilitesinin araştırılması sürecinde aşağıdan yukarıya modelleme yaklaşımı kullanan Kanada Konutları Hibrit Enerji Kullanımı ve Sera Gazı Emisyon Modeli (KKHEKSGEM) kullanılmıştır. İncelenen sistem bir adet HKIP, bir adet akümülyasyon tankı, bir adet ısı depolama tankı, hidronik ısı dağıtım sistemi ve evsel sıcak su sistemi içermektedir. Enerji tasarrufu, sera gazındaki değişim ve HKIP sisteminin ekonomik fizibilitesi değerlendirilmiştir. Sonuç olarak Kanada konutlarında yapılacak bu tür bir değişimle %36 enerji tasarrufu ve %23 sera gazı azaltma potansiyeli olduğu ortaya çıkmıştır. Yapılan ekonomik analizler HKIP sisteminin fizibilitesinin elektrik üretiminde kullanılan mevcut enerji kaynaklarından, ortam ve evsel sıcak su ısıtma şartlarından, enerji maliyetinden ve ekonomik şartlardan oldukça etkilenebilir. Mevzuat, ekonomik teşvik ve ev sahiplerinin eğitimi HKIP sistemlerinin yaygınlaşması için lüzumludur.

Midilli vd. (2017), yapmış oldukları çalışmada yüksek basınçlı hidrojen üretimi ve depolama süreçleri için ekserjetik sürdürülebilirlik indikatörlerini ortaya koymuştur. PEM elektrolizörü ntegre edilmiş bir hidrojen depolama sistemi için ekserji verimi, atık ekserji oranı, ekserji yıkım oranı, ekserji geri kazanım oranı, çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi değerleri hesaplanarak literatüre sunulmuştur.

Underwood vd. (2017), yapmış oldukları çalışmada evsel hava kaynaklı ısı pompalarını parametrik olarak modellemiştir. Sunulan ısı pompası modeli, yeni bir 4 parametrelilik kompresör modeline dayanmaktadır. Sonuçlar, son zamanlarda yapılan geniş kapsamlı saha denemeleri ile doğrulanmıştır. Modelden elde edilen ısı çıktısı ve güç sarfiyatı değerleri ortalama test verilerine göre %10' dan daha düşük karekök ortalama hata vermektedir.

Guo ve Goumba (2018), yapmış oldukları çalışmada bir hava kaynaklı ısı pompası sistemi ile sıcak su üretimini ele alarak bireysel ve merkezi tesisat kurulumlarının enerji performanslarını kıyaslamıştır. Bu bağlamda yapılan aylık bazda analizler için TRNSYS simülasyonu kullanılmıştır. Değişik günlük sıcak su tüketim değerleri dikkate alınmıştır. Simülasyon sonuçları bireysel tesisatın sistem veriminin daha yüksek olduğunu göstermektedir. Merkezi sistemde sıcak su pompalama sürecinde harcanan enerjinin performansı düşürdüğü gözlemlenmiştir. Ancak aşırı boyutlandırma faktörü dikkate alındığında merkezi sistem daha elverişlidir. Her iki sistem için de CO2 emisyonu %7 azalmıştır.

Mengjie vd. (2018), hava kaynaklı ısı pompası ünitelerinde buzlanma (frost) ve buzun çözülmesi (defrost) süreçlerindeki iyileştirmeler hakkında 2000-2017 yılları arasında yayınlanmış çalışmaları review etmiştir. Bu bağlamda iki tip donma geciktirici önlem türü sınıflandırılmış ve analiz edilmiş, 5 defrost yöntemi ve 6 geliştirme metodu özetlenmiş, defrost işleminin başlatılması ve sonlandırılması stratejileri sunulmuş ve araştırma çalışmalarındaki mevcut boşluklar 5 başlık altında tanımlanmış ve sınıflandırılmıştır.

Midilli vd. (2018), yapmış oldukları çalışmada RDF'nin plazma gazlaştırılması süreci için ekserjetik sürdürülebilirlik indikatörlerini geliştirmişlerdir. Bu bağlamda söz konusu proses için ultimate ve proximate analiz sonuçları, hava giriş debisi, plazma gazlaştırma için gerekli güç sarfiyatı, elde edilen singaz miktarı ve singaz kompozisyonu gibi veriler literatürden alınarak ekserji verimi, atık ekserji oranı, ekserji yıkım oranı, ekserji geri kazanım oranı, çevresel etki faktörü ve ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi değerleri hesaplanmıştır.

Christodoulides vd. (2019), yapmış oldukları çalışmada ılıman iklimde bulunan tipik bir evin klima sistemini hava kaynaklı ısı pompası ve torak kaynaklı ısı pompası ile desteklenmesi durumlarını mukayese ederek maliyet karşılaştırması yapmışlardır. Bu bağlamda yaz ve kış sezonu için deneysel veriler ve CFD simülasyondan yararlanılarak toprak ısı değiştiricisinin ısıl davranışı ve toprak kaynaklı ısı pompası karakteristiği ortaya çıkarılmıştır. Sonuç olarak farklı uzunluktaki torak altı devrelere sahip toprak

kaynaklı ısı pompası sistemleri için karşılaştırma yapılarak enerji tasarrufu miktarları elde edilmiştir. Özellikle invertör teknolojisi ile birlikte özel olarak dizayn edilen kanallı hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri ile rekabet edebilir olduğu vurgulanmıştır.

Long vd. (2019), yapmış oldukları çalışmada bir entegre güneş-hava kaynaklı bir ısı pompası sistemine ait evaporatörün performans analizini gerçekleştirmiştir. Evaporatör hem su hemde soğutucu akışkan bataryaları içermektedir. Isı transferi performansı hem deneysel hem de simülasyon veriler kullanılarak araştırılmıştır. Sonuçlar evaporatöre sıcak su sağlamanın soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığını yükselttiğini ve ısı pompasının COP'sinin arttığını göstermiştir. Evaporatördeki su sıcaklığının 14,6 °C den 36,5 °C ye yükselmesi ısı pompasının COP değerinde %15 artışa neden olmuştur. Soğutucu akışkan-su-soğutucu akışkan tipinde evaporatör ile su-soğutucu akışkan-soğutucu akışkan tipli evaporatör karşılaştırıldığında ilkinin düşük sıcaklıkta ısı kazanımı bakımından daha avantajlı olduğu ve soğuk mevsim için daha kullanışlı olduğu görülmüştür. Ayrıca soğutucu akışkan-su-soğutucu akışkan tipli evaporatör düşük sıcaklıklarda daha iyi bir anti-frost (buzlanmama) özelliğe sahiptir.

Huang vd. (2019), yapmış oldukları çalışmada bir ısıtma kulesi ısı pompası ile hava kaynaklı ısı pompasının performansını karşılaştırmıştır. Bu kapsamda her iki tip ısı pompası için fiziksel model geliştirilerek simülasyon çalışması yapılmıştır. Hava kaynaklı ısı pompası için buzlanma ve ısıtma kulesi ısı pompası için rejenerasyon sorunları hesaba katılmıştır. Çin'in Nanjing ilinde bulunan bir ofis için saatlik simülasyon çalışması yapılmıştır. Sonuç olarak, yaz mevsiminde %23,1 enerji verimine sahip olan ısıtma kulesi ısı pompası hava kaynaklı ısı pompasından daha avantajlı çıkmıştır. Kış sezonunda ise buzlanma sorunu olmaması ve enerji depolama kabiliyetinden dolayı ısıtma kulesi ısı pompasının verimi %7,4 artış göstermektedir. Isıtma kulesi ısı pompasının maliyeti hava kaynaklı ısı pompasının maliyetinden %1,2 daha fazla olmasına rağmen daha düşük enerji tüketimine sahip olduğundan dolayı 10 yıllık dönem için %9,7 daha tasarrufludur.

Alshehri vd. (2019), yapmış oldukları çalışmada Suudi Arabistan'ı örnek vaka olarak ele alıp, sıcak ve kuru iklimler için hava kaynaklı ısı pompası ve toprak kaynaklı ısı pompasını karşılaştırmıştır. Bu bağlamda ASHRAE metoduna göre toprak kaynaklı ısı pompasının toprak devresi için hesaplamalar yapılmış, kazı maliyetlerinin toprak devresinin ilk yatırım maliyetini oldukça arttırdığı ortaya çıkmıştır. Ancak 22 yıllık uzun dönem için analiz yapıldığında toprak kaynaklı ısı pompasının hava kaynaklı ısı pompasından daha ekonomik olduğu ve CO<sub>2</sub> emisyonunu %34 azalttığı sonucuna varılmıştır.

Shuxue vd. (2019), yapmış oldukları çalışmada ısı borularının radyatör olarak kullanıldığı hava kaynaklı bir ısı pompası sistemini araştırmıştır. Bu bağlamda ısı borularının radyatör olarak yerleştirildiği bir test odası hazırlanmıştır. Isı yükü yapay olarak oluşturulmuştur. Değişik türde soğutucu akışkanlar ve değişik kütleli soğutucu akışkan doldurma oranına sahip ısı boruları deneysel olarak incelenmiştir. Sistemin ısıtma performansının değişik oda iç ve dış sıcaklıklarına göre değişimi tespit edilmiştir. Sonuç olarak ısıtma sürecinde oda içi sıcaklık 22 °C kabulüyle; oda dış hava sıcaklığı -15 °C iken COP değeri de 2,55, oda dış hava sıcaklığı 0 °C iken COP değeri 4,1 olarak elde edilebilmiştir.

Deymi and Valipour (2019), yapmış oldukları çalışmada hava kaynaklı bir ısı pompası kullanılarak bir data merkezinden atık ısı elde etmenin termo ekonomik ve çevresel fizibilitesini incelemiştir. Bu atık ısı geri kazanımının mahal ısıtma amacıyla kullanılmasının enerji sarfiyatı ve CO<sub>2</sub> emisyonunun azaltma açısından önemli bir potansiyeli olduğu düşünülmektedir. İran'ın Mashhad şehrinde bulunan bir data merkezi ve buna komşu olan 416 m<sup>2</sup> lik ofis için analizler yapılmıştır. Sonuç olarak, 35000 m<sup>3</sup>/h doğalgaz tasarrufu, 20,8 MWh/yıl elektrik tasarrufu ve 121 ton/yıl CO<sub>2</sub> emisyonu azalışı öngörülmektedir. Bu durumda önerilen sistem ile atık ısının geri kazanımı 25000 \$/yıl tasarruf sağlamaktadır. Sistemin geri ödeme süresinin 2,5 yıl olduğu ifade edilmiştir.

### 1.13. Termodinamik Bağlıtlar

#### 1.13.1. Kütle Korunumu Yasası

Birim zamanda belirli bir kesitten geçen kütle miktarı kütleli debi olarak adlandırılır ve  $\dot{m}$  ile gösterilir. Belirli bir kontrol hacmi için kütleli debi eşitlik (9) ile hesaplanır (Çengel ve Boles, 2012; Dinçer ve Rosen, 2012).

$$\dot{m}_g - \dot{m}_ç = d\dot{m}_{KH}/dt \quad (9)$$

Sürekli - akışlı açık sistemler için, kütle denge korunumu (kütleli debi) eşitliği aşağıdaki formu alır:

$$\Sigma \dot{m}_g = \Sigma \dot{m}_ç \quad (10)$$

#### 1.13.2. Termodinamiğin I. Yasası

Enerji sistem sınırlarını ısı ve iş olarak geçebilir. Termodinamiğin birinci yasası için enerji akımı dengesi eşitlik (11) ile ifade edilir. En genel halde bir proses sırasında sistemin toplam enerji akımındaki net değişim, giren toplam enerji akımı ve çıkan toplam enerji akımı arasındaki fark kadardır (Çengel ve Boles, 2012).

$$\dot{E}_g - \dot{E}_ç = \Delta \dot{E}_{\text{sistem}} \quad (11)$$

Sistem sürekli - akışlı açık bir sistem ise  $\Delta \dot{E}_{\text{sistem}} = 0$  olur ve termodinamiğin 1.yasası için birim zamanda enerji akımı dengesi eşitlik (12)' deki gibi olur (Dinçer ve Rosen, 2012).

$$\Sigma \dot{E}_g = \Sigma \dot{E}_ç \quad (12)$$

$$\Sigma \dot{E} = \Sigma \dot{E}^m + \Sigma \dot{E}^Q + \Sigma \dot{E}^W + \Sigma \dot{E}^{ke} + \Sigma \dot{E}^{pe} + \Sigma \dot{E}^{ch} + \dots \quad (13)$$

Kinetik enerji, potansiyel enerji, kimyasal enerji ve enerjinin diğer türleri ihmal edilirse,

$$\sum \dot{E}_g = \sum \dot{E}_g^m + \sum \dot{E}_g^Q + \sum \dot{E}_g^W \quad (14)$$

$$\sum \dot{E}_c = \sum \dot{E}_c^m + \sum \dot{E}_c^Q + \sum \dot{E}_c^W \quad (15)$$

$$\sum \dot{E}_c^m = \sum \dot{m} h \quad (16)$$

$$\sum \dot{E}^Q = \dot{Q} \quad (17)$$

$$\sum \dot{E}^W = \dot{W} \quad (18)$$

Sürekli akışlı açık sistem için ekserji dengesi eşitliğinin genel hali aşağıdaki gibidir (Dinçer ve Rosen, 2012).

$$\sum \dot{E}x_g = \sum \dot{E}x_c + \sum \dot{E}x_D + \sum \dot{E}x_{kayıp} \quad (19)$$

Kinetik ekserji, potansiyel ekserji, kimyasal ekserji ve ekserjinin diğer türleri ihmal edilirse;

$$\sum \dot{E}x = \sum \dot{E}x^m + \sum \dot{E}x^{ke} + \sum \dot{E}x^{pe} + \sum \dot{E}x^{ch} + \dots \quad (20)$$

Ekserji kaybı ihmal edilirse ,

$$\sum \dot{E}x_g = \sum \dot{E}x_c + \sum \dot{E}x_D \quad (21)$$

$$\sum \dot{E}x_D = T_0 S_{ür} \quad (22)$$

$$\sum \dot{E}x_g = \sum \dot{E}x_g^m + \sum \dot{E}x_g^Q + \sum \dot{E}x_g^W \quad (23)$$

$$\sum \dot{E}x_c = \sum \dot{E}x_c^m + \sum \dot{E}x_c^Q + \sum \dot{E}x_c^W \quad (24)$$

$$\sum \dot{E}_x^m = m(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (25)$$

$$\sum \dot{E}_x^Q = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (26)$$

$$\sum \dot{E}_x^W = \sum \dot{W} \quad (27)$$

### 1.13.2.1. Enerji Analizi

Herhangi bir sistemin termodinamik prensipler doğrultusunda incelenebilmesi için öncelikle tanımlanması gerekir. Sistem belirli bir kütleli veya uzayın incelenmek üzere ayrılan bir bölgesini içerir. Bu durumda sistemin dışında kalan çevre söz konusu olur. Matematiksel açıdan kalınlığı sıfır olan sistem sınırı kütle ve enerji transferinin gerçekleştiği yer olmasıyla büyük önem kazanmaktadır. Enerji analizine başlamadan önce sistemin açık ya da kapalı olup olmadığına karar verilmelidir. Zira sistem sınırlarından her durumda enerji transferi (ısı ve/veya iş) gerçekleştiği halde sadece açık sistemlerde kütle transferi görülür. Transfer olan kütle akısıyla beraber enerji de taşımaktadır. Bu bağlamda enerji analizinin aslında kütle dengesi hesabıyla başladığı söylenebilir. Diğer önemli bir husus ta sistemdeki akış tipinin belirlenmesidir. Sistem sınırlarında oluşan akımların zamana bağımlı (süreksiz) veya zamandan bağımsız (sürekli) olması sistemin kararlılığının göstergesidir. Kararlı bir sistemin ölçülebilen termodinamik özellikleri zamanla değişmez ve bu durum büyük bir hesap kolaylığı sağlar. Bu bağlamda bu tez çalışması kapsamında yapılan enerji analizlerinde enerjinin korunumu ilkesini ifade eden termodinamiğin birinci yasası kullanılmıştır ve bu süreçte tüm proseslerin kararlı hal ve akış şartlarında gerçekleştiği kabul edilmiştir. Ayrıca kinetik ve potansiyel enerji etkileri ihmal edilmiştir.

### 1.13.2.2. Enerji Verimi

Genellikle verim, elde edilmek istenen değer bu uğurda harcanması gereken değere bölünmesi ile eşitlik (28)' daki gibi bulunur.

$$\eta = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{Harcanması gereken değer}} \quad (28)$$

Örneğin pompa ve kompresörler için verim, elde edilen işin o işi elde edebilmek için verilmesi gereken elektrik enerjisine oranıdır. Pompa ve kompresöre giren elektrik gücünün tamamının kullanılması kayıplar nedeniyle mümkün değildir. Bu tür sistemlerde hacimsel ve mekanik kayıplar söz konusudur. Pompa ve kompresörlerdeki verim eşitlik (29) ile ifade edilebilir.

$$\eta_j = \frac{W_{j,g}}{W_{j,e}} \quad (29)$$

Bu tez çalışmasında enerji, ekserji ve çevresel sürdürülebilirlik analizler yapılırken tüm proseslerin kararlı hal ve akış şartlarında gerçekleştiği kabul edilmiştir. Ayrıca kinetik ve potansiyel enerji etkileri ihmal edilmiştir.

#### 1.14. Termodinamiğin II. Yasası

İkinci Yasa, hal değişimlerinin herhangi bir yönde değil, belirli bir yönde gerçekleştirilebileceğini belirtir. Termodinamiğin 1. ve 2. Yasalarını sağlamayan bir hal değişimi gerçekleşmez.

#### 1.15. Ekserji Verimi

Birinci yasa verimi mühendislik sistemlerinin değerlendirilmesinde tek başına bir ölçü değildir. Bir sistemin iş üretiminin, aynı ilk (giriş) ve son (çıkış) haller arasındaki tersinir hal değişimi sırasında üretilenle karşılaştırılması gerekmektedir. Bu nedenle ikinci yasa verimi yakıt-ürün prensibine göre eşitlik (30) ile ifade edildiği biçimde tanımlanmıştır (Dinçer ve Rosen, 2012).

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{X_{\text{ürün}}}}{\dot{E}_{X_{\text{yakıt}}}} \quad (30)$$

## 1.16. Ekserjetik Sürdürülebilirlik Analizi

Sürdürülebilirlik genel olarak toplumun ve yetkililerin ilgisini enerji kullanımının planlanmasının çevre üzerindeki etkilerine çeken bir kavramdır bu bağlamda sürdürülebilir gelişme sürdürülebilir yakıtları gerektirmektedir (Giddey vd., 2002). Herhangi bir sistem için mikro seviyedeki parametreler makro seviyede önemli değişimlere neden olmaktadır. Enerji değişimi, çevre ve sürdürülebilirlik bağlamındaki etkiler bu olguya örnek verilebilir. Bu olaya termodinamik açıdan bakıldığında enerji bir sistemin ekolojik, ekonomik ve gelişim açısından problemlerini çözmenin yolu termodinamiğin birinci yasasına dayanan enerji analizi ve termodinamiğin ikinci yasasına dayanan ekserji bazlı sürdürülebilirlik analizinin yapılmasından geçmektedir (Dinçer ve Rosen, 2005).

## 1.17. Ekserjetik Sürdürülebilirlik Parametreleri

Bir sistemin çevresel sürdürülebilirlik analizinin yapılabilmesi için sisteme ait çevresel sürdürülebilirlik parametrelerinin belirlenerek hesaplanması gerekmektedir. Literatürde verilen başlıca çevresel sürdürülebilirlik parametreleri aşağıdaki gibidir (Midilli ve Dinçer, 2009; Ozsaban ve Midilli, 2016).

- a) Ekserji verimi ( $\epsilon$ )
- b) Atık ekserji oranı ( $w_{er}$ )
- c) Ekserji yıkım oranı ( $edr$ )
- d) Ekserji geri kazanım oranı ( $err$ )
- e) Çevresel etki faktör ( $eef$ )
- f) Ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi ( $esi$ )

### 1.17.1. Ekserji Verimi

Ekserji verimi ( $\epsilon$ ), istenilen etkinin ekserjisinin kullanılan ekserjiye oranı yada kazancın (ürünün) eksejisinin ( $\dot{E}x_{ürün}$ ), yakıtın ekserjisine ( $\dot{E}x_{yakıt}$ ) oranı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir (Dinçer ve Rosen, 2012).

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{X \text{ ürün}}}{\dot{E}_{X \text{ yakıt}}} \quad (31)$$

### 1.17.2. Atık Ekserji Oranı

Atık ekserji oranı proses sürecinde gerçekleşen toplam atık ekserjinin sisteme giren toplam ekserji miktarına oranı olarak tanımlanır (Midilli ve Dinçer, 2009). Sistemin özelliğine bağlı olarak toplam atık ekserji yeniden kullanılabilir atık ekserji ve yeniden kullanılmayan atık ekserji kısımlarını içerebilir. Atık ekserji oranı 0 ila 1 arasında değişir. Atık ekserji yeniden kullanılabilir türden değilse atık ekserji oranının sıfıra yaklaşması olumludur (Ozsaban ve Midilli, 2016).

$$wer = \frac{\text{Toplam atık ekserji}}{\text{Sisteme giren toplam ekserji}} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \text{Toplam Atık Ekserji} = \\ \text{Yeniden kullanılabilen atık ekserji} + \text{Yeniden kullanılmayan atık ekserji} \end{aligned} \quad (33)$$

### 1.17.3. Ekserji Yıkım Oranı

Ekserji yıkım oranı proses sürecinde sistemin ekserji bazlı sürdürülebilirliğindeki pozitif etkinin azalışını gösterir (Midilli ve Dinçer, 2009). Şöyleki sistem çalışırken daha fazla faydalı çıktı sağlanması hedeflenirken tersinmezliklerin minimize edilmesi ve atık ekserji miktarının azaltılması gerekmektedir. Bu bağlamda ekserji bazlı sürdürülebilirliği belirlemede önemli bir gösterge olan ekserji yıkım oranı sistemdeki toplam ekserji yıkım değerinin sisteme giren toplam ekserji değerine oranı olarak tanımlanır. Ekserji yıkım oranı 0 ila 1 arasında değişir. Bu değer sıfıra yaklaşması ekserji bazlı sürdürülebilirliğin daha iyi olduğunu gösterir (Ozsaban ve Midilli, 2016).

$$edr = \frac{\text{Toplam ekserji yıkımı}}{\text{Sisteme giren toplam ekserji}} \quad (34)$$

#### 1.17.4. Ekserji Geri Kazanım Oranı

Sistemde gerçekleşen bir proses sırasında meydana çıkan atık ekserjinin bir kısmı yeniden kullanılabiliriyorsa ekserji geri kazanım oranı toplam geri kazanılan ekserjinin sisteme giren toplam ekserji değerine oranı olarak tanımlanır (Midilli ve Dinçer, 2009). Ekserji geri kazanım oranı 0 ila 1 arasında değişir. Bu değer büyümeye ekserji bazlı sürdürülebilirliğin daha iyi olduğunu gösterir (Ozsaban ve Midilli, 2016).

$$err = \frac{\text{Toplam Geri Kazanılan Ekserji}}{\text{Sisteme Giren Toplam Ekserji}} \quad (35)$$

#### 1.17.5. Çevresel Etki Faktörü

Çevresel etki faktörü toplam atık ekserji miktarının toplam faydalı çıktıya oranı şeklinde tanımlanır (Midilli ve Dinçer, 2009). Bu değer atık ekserji oranının ekserji verimine bölünmesiyle elde edilir ve 0 ila  $+\infty$  arasında değişir. Bu değer küçük olması sistemin ve prosesin çevreye daha az etki ettiğini gösterir ki bu olumlu bir sonuçtur (Ozsaban ve Midilli, 2016).

$$eef = \frac{\text{Atık ekserji oranı}}{\text{Ekserji verimi}} = \frac{wer}{ee} \quad (36)$$

#### 1.17.6. Ekserjetik Sürdürülebilirlik Endeksi

Ekserjetik sürdürülebilirlik endeksi, sistemin ekserji bazlı sürdürülebilirliğini gösteren ve diğer sistemlerle mukayesesini sağlayan bir parametredir. Bu değer çevresel etki faktörünün tersi olup toplam faydalı çıktının toplam atık ekserjiye oranı şeklinde tanımlanır (Midilli ve Dinçer, 2009). Bu değer ekserji veriminin atık ekserji oranına bölünmesiyle elde edilir ve 0 ila  $+\infty$  arasında değişir. Bu değer büyük olması sistemin ve prosesin ekserji bazlı sürdürülebilirliğinin yüksek olduğunu gösterir (Ozsaban ve Midilli, 2016).

$$esi = \frac{\text{Ekserji verimi}}{\text{Atık ekserji oranı}} = \frac{ee}{wer} \quad (37)$$

### 1.18. Çalışmanın Amacı ve Önemi

HKIP hakkında yapılan literatür araştırmasına göre bu sistemlerin:

- Maliyet getirmeyen bir enerji kaynağından yararlanırken konfor şartları sağlayabilen ve bu süreçte enerji tasarrufu sağlayan sistemler olduğu,
- Çalışma şartları incelendiğinde diğer sistemlerle birlikte kullanımlarının son derece uygun olduğu,
- Alternatif enerji kaynaklarıyla birlikte kullanıma elverişli olduğu,
- Global enerji politikaları doğrultusunda kullanımlarının teşvik edildiği görülmektedir.

HKIP sistemlerinin kullanımı sırasında sistem performansının iklim şartlarına ve işletme koşullarına bağlı olarak belirlenmesi, bu süreçte mevcut sistem üzerinde yapılabilecek iyileştirmelerin ortaya çıkarılması ve çevresel etkilerinin değerlendirilmesi açısından enerji, ekserji ve çevresel sürdürülebilirlik analizlerinin yapılması gereklidir. Bu bağlamda bu tez çalışmasında Ülkemiz ortalamalarına göre aşırı nemli ve ılıman bir iklimi olan Rize'ye özel olarak HKIP sisteminin bir klima sistemine entegre edilmesi durumu ele alınmıştır. Rize ilinde kullanımı yaygınlaşmamış olan HKIP sistemlerinin yerel şartlarda kullanılabilirliği tartışılarak literatüre ve sektöre katkı sunmak hedeflenmiştir.

## 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada HKIP destekli iklimlendirme sistemi ile şartlandırılan bir poliklinik olduğu düşünülerek entegre bir sistem tasarlanmıştır. Sistem elemanları değişmemekle birlikte kış ve yaz ayları için ısıtma ve soğutma amaçlı olmak üzere farklı çalışma senaryoları mevcuttur.

### 2.1. Kabuller

- Özel olarak tasarlanmış bir sistem incelenmiştir.
- Sürekli - akışlı açık sistem modeline uygulanmıştır.
- Tüm malzemeler homojen olup standart özellikleri literatürden alınmıştır.
- Kompresör, pompa, fan ve ısı değiştiricilerindeki ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kısılma vanasında enerji kaybı yoktur.
- Hava akımlarının karışımı ve nemlendirme prosesi adyabatik olarak kabul edilmiştir.
- Isı değiştirici ve akümülyasyon tankının verimi %90 kabul edilmiştir (Zada vd., 2018).
- Poliklinik için hedeflenen konfor şartları 20 °C sıcaklık ve %50 bağıl nemdir (Çiçek, 2012).
- Klima santralinde temiz hava değişim oranı 1/3 olarak kabul edilmiştir.
- Klima santralinde 15000 m<sup>3</sup>/h hava dolaşmakta olup, sürekli olarak sistemden 5000 m<sup>3</sup>/h hava eksoz edilirken yerine 5000 m<sup>3</sup>/h temiz hava alınmaktadır.
- Kış çalışma modunda, sisteme alınan temiz hava ısı geri kazanım ünitesinde eksoz edilen hava ile ön ısıtmaya tabi tutularak ısı geri kazanımı sağlanmaktadır.
- Yaz çalışma modunda, sisteme alınan temiz hava ısı geri kazanım ünitesinde eksoz edilen hava ile ön soğutmaya tabi tutularak enerji geri kazanımı sağlanmaktadır.
- Yaz çalışma modunda sadece nem alma yapıldığından nemlendirme ünitesi by-pass edilmiştir.
- HKIP soğutucu akışkanı R-407c olarak seçilmiştir.
- Ekserji analizi yapılırken ölü hal sıcaklığı çevre havası sıcaklığına eşit olarak

alınmıştır.

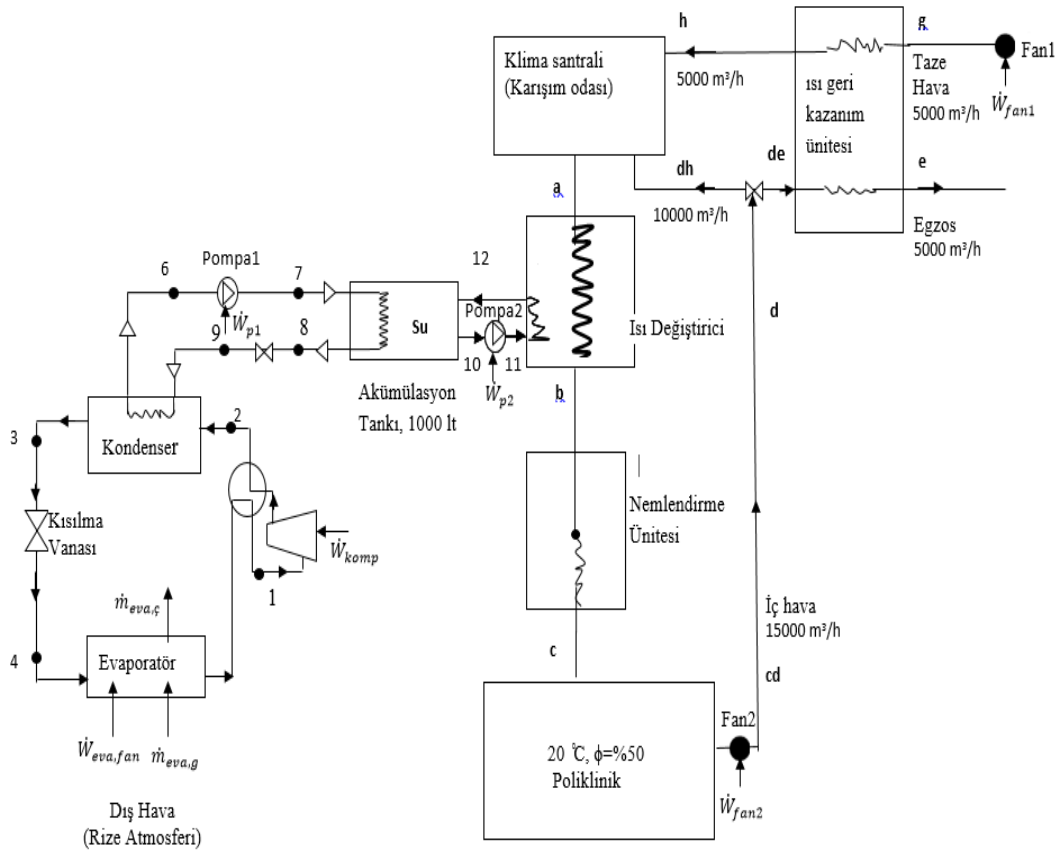
## **2.2. Isıtma Sürecinde Hava Kaynaklı Isı Pompası Destekli Klima Sisteminin**

### **Analizi**

Sistem temel olarak 3 devreden oluşmaktadır. Bunlar, i) Klima santrali (taze hava emiş fanı (Fan 1), ısı geri kazanım ünitesi (reküperatör), karışım odası, ısı değiştirici (su-hava), nemlendirme ünitesi (adyabatik nemlendirici), sirkülasyon fanı (Fan 2) ve vanalar), ii) su tesisatı (akümülyasyon tankı, sirkülasyon pompaları (Pompa 1 ve Pompa 2) ve vanalar), iii) HKIP ünitesi ( evaporatör ve fanları, kompresör, dört yollu vana, kondenser ve kısılma vanası). Isıtma sürecinde sistemin genel şeması Şekil 1' de verilmektedir.

Isıtma sürecinde dış ortamdan ısı çekildiğinden dolayı HKIP iç devresinde dolaşan R-407c buharlaşmaktadır. Buharlaşan R-407c kompresör ile sıkıştırılarak kondansere gelir. Daha sonra kondanserde yoğunlaşan R-407c ısını su tesisatında dolaşan suya aktarır ve kısılma vanasında basıncı düşürüldükten sonra tekrar evaporatöre girer. Su tesisatında, ısıtma sürecinde ihtiyaç olan sıcak suyun sürekli olarak bulunması için tasarlanan bir akümülyasyon tankı mevcuttur. Akümülyasyon tankının içerisinde 1000 lt su rezervi bulunmaktadır. HKIP' nin kondenserinden ısınmış olan su sirkülasyon pompası (Pompa 1) ile akümülyasyon tankına basılır ve akümülyasyon tankındaki suyu ısıttıktan sonra bir miktar soğumuş olarak kondansere geri döner. Akümülyasyon tankı ile ısı değiştirici arasında kurulmuş olan diğer kapalı devrede sirkülasyon pompası (Pompa 2) ile dolaştırılan su enerjisini havaya aktarmaktadır. Böylece ısınan hava artık ısıtma için kullanılacak sıcaklığa ulaşmış olur. Ancak ısınan havanın bağıl nemi azaldığından hedeflenen bağıl nem değerinin sağlanabilmesi için hava adyabatik olarak çalışan nemlendirme ünitesinden geçirildikten sonra polikliniğe üflenir. Isıtma işlemi tamamlandıktan sonra sirkülasyon fanı ile çekilen hava eksoz kanalına doğru yönlendirilir. Havanın klape sistemi ile kontrolü sağlanarak havanın 1/3 ü eksoz edilmektedir. Aynı anda eksoz havası kadar temiz havanın alınması zorunludur. Bu bağlamda temiz hava emiş fanı ile atmosferden çekilen hava ısı geri kazanım ünitesinden geçirilir ve eksoz edilen havanın atık enerjisi kullanılarak ön ısıtmaya tabi

tutulur. Ön ısıtma işleminden sonra temiz hava ve klape kontrolü ile eksozdan ayrılmış olan toplam havanın 2/3' ü oranındaki kullanılmış hava karışım odasında buluşarak karışır. Adyabatik olarak gerçekleşen karışımından sonra hava ısıtılmak üzere tekrar ısı değiştiriciye yönlendirilir ve süreç bu şekilde devam eder.

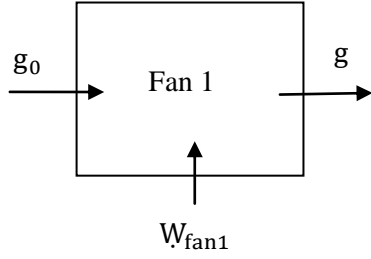


**Şekil 1.** Isıtma sürecinde genel sistem şeması.

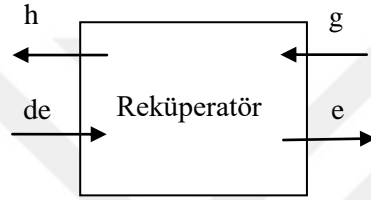
### 2.2.1. Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri, Kütle ve Enerji Dengesi

Sistem için kontrol hacimleri belirlenmiş ve ısıtma süreci için Bölüm 1.13' de belirtilen termodinamik bağıntılar kullanılarak oluşturulan kütle ve enerji akımı eşitlikleri Tablo 1'de verilmiştir.

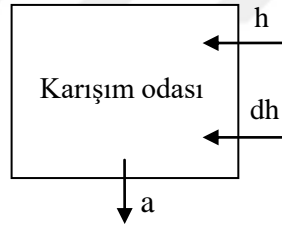
**Tablo 1.** Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi.



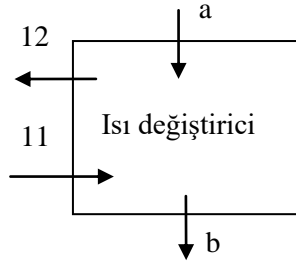
$$\begin{aligned}\dot{m}_{g0} &= \dot{m}_g \\ E_{g_{fan1}} &= W_{fan1} + \dot{m}_{g0} h_{g0} \\ E_{ç_{fan1}} &= \dot{m}_g h_g \\ E_{yakıt} &= W_{fan1} \\ E_{ürün} &= \dot{m}_g h_g - \dot{m}_{g0} h_{g0} \\ \eta_{fan1} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\dot{m}_g &= \dot{m}_h \\ \dot{m}_e &= \dot{m}_{de} \\ E_g &= \dot{m}_{de} h_{de} + \dot{m}_g h_g \\ E_ç &= \dot{m}_e h_e + \dot{m}_h h_h \\ E_{yakıt} &= \dot{m}_{de} (h_{de} - h_e) \\ E_{ürün} &= \dot{m}_g (h_h - h_g) \\ \eta_{rekuperatör} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}}\end{aligned}$$

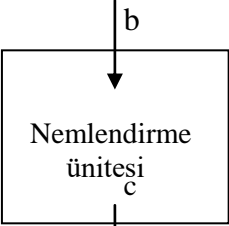
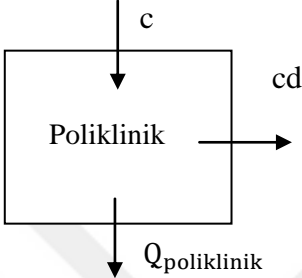
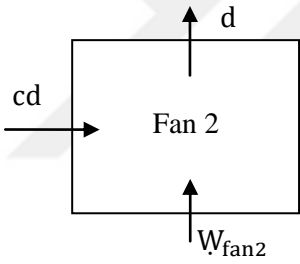
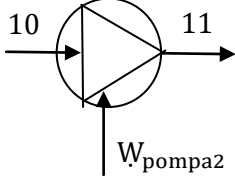


$$\begin{aligned}\dot{m}_h + \dot{m}_{dh} &= \dot{m}_a \\ E_g &= E_{yakıt} = \dot{m}_h h_h + \dot{m}_{dh} h_{dh} \\ E_ç &= E_{ürün} = \dot{m}_a h_a \\ \eta_{karışım odası} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\dot{m}_a &= \dot{m}_b \\ \dot{m}_{11} &= \dot{m}_{12} \\ E_g &= \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_a h_a \\ E_ç &= \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_b h_b \\ E_{yakıt} &= \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{12}) \\ E_{ürün} &= \dot{m}_b (h_b - h_a) \\ \eta_{ısı değiştirici} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}}\end{aligned}$$

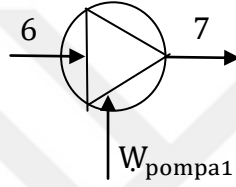
**Tablo 1 (devamı).** Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi.

	$\dot{m}_b = \dot{m}_c$ $\dot{E}_g = \dot{E}_{\text{yakıt}} = \dot{m}_b h_b$ $\dot{E}_\varphi = \dot{E}_{\text{ürün}} = \dot{m}_c h_c$ $\eta_{\text{nemlendirme ünitesi}} = \frac{\dot{E}_{\text{ürün}}}{\dot{E}_{\text{yakıt}}}$
	$\dot{m}_c = \dot{m}_{cd}$ $\dot{E}_g = \dot{m}_c h_c$ $\dot{E}_\varphi = \dot{m}_{cd} h_{cd}$ $\dot{E}_{\text{yakıt}} = \dot{E}_g$ $\dot{E}_{\text{ürün}} = Q_{\text{poliklinik}} = \dot{E}_g - \dot{E}_\varphi$ $\eta_{\text{poliklinik}} = \frac{\dot{E}_{\text{ürün}}}{\dot{E}_{\text{yakıt}}}$
	$\dot{m}_{cd} = \dot{m}_d$ $\dot{E}_{g_{\text{fan2}}} = W_{\text{fan2}} + \dot{m}_{cd} h_{cd}$ $\dot{E}_{\varphi_{\text{fan2}}} = \dot{m}_d h_d$ $\dot{E}_{\text{yakıt}} = W_{\text{fan2}}$ $\dot{E}_{\text{ürün}} = \dot{m}_d h_d - \dot{m}_{cd} h_{cd}$ $\eta_{\text{fan2}} = \frac{\dot{E}_{\text{ürün}}}{\dot{E}_{\text{yakıt}}}$
	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$ $\dot{E}_g = W_{p2} + \dot{m}_{10} h_{10}$ $\dot{E}_\varphi = \dot{m}_{11} h_{11}$ $\dot{E}_{\text{yakıt}} = W_{p2}$ $\dot{E}_{\text{ürün}} = \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{10} h_{10}$ $\eta_{p2} = \frac{\dot{E}_{\text{ürün}}}{\dot{E}_{\text{yakıt}}}$

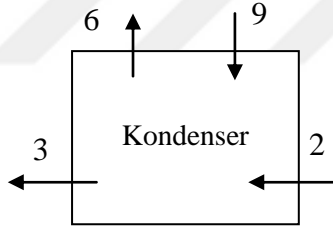
**Tablo 1 (devamı).** Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi.



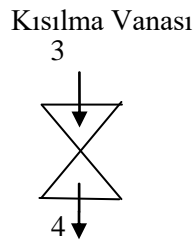
$$\begin{aligned} \dot{m}_7 &= \dot{m}_8 \\ \dot{m}_{10} &= \dot{m}_{12} \\ E_g &= \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{12} h_{12} \\ E_ç &= \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{10} h_{10} \\ E_{yakıt} &= \dot{m}_7 (h_7 - h_8) \\ E_{ürün} &= \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{12}) \\ \eta_{akümülyasyon\ tankı} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \dot{m}_6 &= \dot{m}_7 \\ E_g &= W_{p1} + \dot{m}_6 h_6 \\ E_ç &= \dot{m}_7 h_7 \\ E_{yakıt} &= W_{p1} \\ E_{ürün} &= \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6 \\ \eta_{p1} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}} \end{aligned}$$

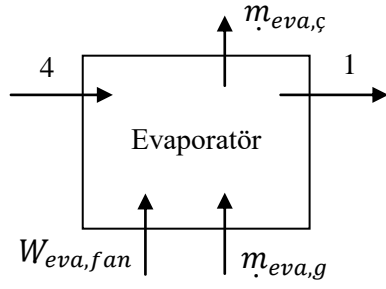


$$\begin{aligned} \dot{m}_6 &= \dot{m}_9 \\ \dot{m}_2 &= \dot{m}_3 \\ E_g &= \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_9 h_9 \\ E_ç &= \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_3 h_3 \\ E_{yakıt} &= \dot{m}_2 (h_2 - h_3) \\ E_{ürün} &= \dot{m}_6 (h_6 - h_9) \\ \eta_{kondenser} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \dot{m}_3 &= \dot{m}_4 \\ E_g &= E_{yakıt} = \dot{m}_3 h_3 \\ E_ç &= E_{ürün} = \dot{m}_4 h_4 \\ \eta_{kısılma\ vanası} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}} \end{aligned}$$

**Tablo 1 (devamı).** Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi.



$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_{eva,g} = \dot{m}_{eva,\zeta}$$

$$\dot{E}_g = \dot{m}_{eva,g} h_{eva,g} + \dot{m}_4 h_4 + \dot{W}_{eva,fan}$$

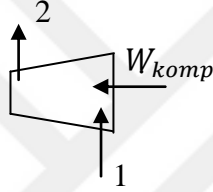
$$\dot{E}_\zeta = \dot{m}_{eva,\zeta} h_{eva,\zeta} + \dot{m}_1 h_1$$

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{m}_{eva,g} (h_{eva,g} - h_{eva,\zeta}) + \dot{W}_{eva,fan}$$

$$\dot{E}_{ürün} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4)$$

$$\eta_{evaporatör} = \frac{\dot{E}_{ürün}}{\dot{E}_{yakıt}}$$

Kompresör



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\dot{E}_g = \dot{W}_{komp} + \dot{m}_1 h_1$$

$$\dot{E}_\zeta = \dot{m}_2 h_2$$

$$\dot{E}_{yakıt} = \dot{W}_{komp}$$

$$\dot{E}_{ürün} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$$

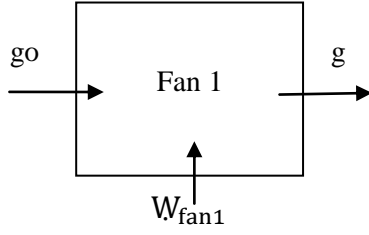
$$\eta_{komp} = \frac{\dot{E}_{ürün}}{\dot{E}_{yakıt}}$$

### **2.2.2. Isıtma Süreci'nde Kontrol Hacimleri: Ekserji Dengesi**

Sistem için kontrol hacimleri belirlenmiş ve ısıtma süreci için Bölüm 1.13' de belirtilen termodinamik bağıntılar kullanılarak oluşturulan ekserji dengesi eşitlikleri Tablo 2' de verilmiştir.



**Tablo 2.** Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri: Ekserji dengesi.



$$\dot{E}X_g = \dot{W}_{fan1} + \dot{m}_{go}ex_{go}$$

$$\dot{E}X_{\dot{c}} = \dot{m}_g ex_g$$

$$\dot{E}X_{yakıt} = \dot{W}_{fan1}$$

$$\dot{E}X_{ürün} = \dot{m}_g ex_g - \dot{m}_{go} ex_{go}$$

$$\dot{E}X_g = \dot{E}X_{\dot{c}} + \dot{E}X_d$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}X_{ürün}}{\dot{E}X_{yakıt}}$$



$$\dot{E}X_g = \dot{m}_g ex_g + \dot{m}_{de} ex_{de}$$

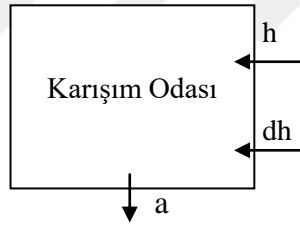
$$\dot{E}X_{\dot{c}} = \dot{m}_e ex_e + \dot{m}_h ex_h$$

$$\dot{E}X_{yakıt} = \dot{m}_{de} (ex_{de} - ex_e)$$

$$\dot{E}X_{ürün} = \dot{m}_g (ex_h - ex_g)$$

$$\dot{E}X_g = \dot{E}X_{\dot{c}} + \dot{E}X_d$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}X_{ürün}}{\dot{E}X_{yakıt}}$$

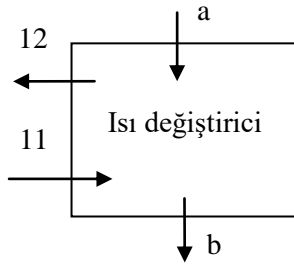


$$\dot{E}X_g = \dot{E}X_{yakıt} = \dot{m}_h ex_{gh} + \dot{m}_{dh} ex_{dh}$$

$$\dot{E}X_{\dot{c}} = \dot{E}X_{ürün} = \dot{m}_a ex_a$$

$$\dot{E}X_g = \dot{E}X_{\dot{c}} + \dot{E}X_d$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}X_{ürün}}{\dot{E}X_{yakıt}}$$



$$\dot{E}X_g = \dot{m}_a ex_a + \dot{m}_{11} ex_{11}$$

$$\dot{E}X_{\dot{c}} = \dot{m}_b ex_b + \dot{m}_{12} ex_{12}$$

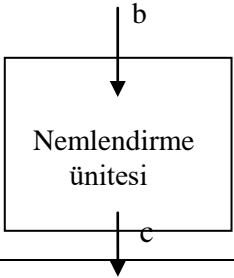
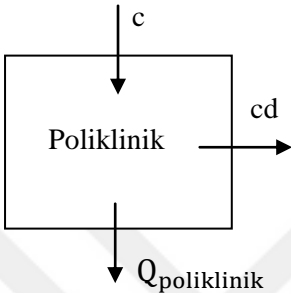
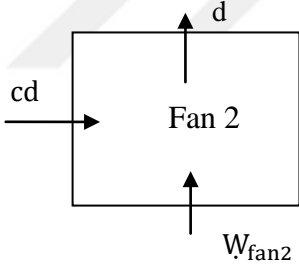
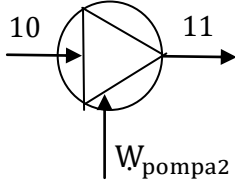
$$\dot{E}X_g = \dot{m}_{11} (ex_{11} - ex_{12})$$

$$\dot{E}X_{\dot{c}} = \dot{m}_b (ex_b - ex_a)$$

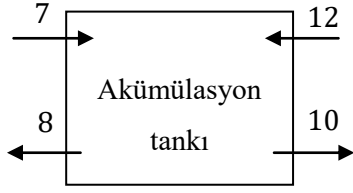
$$\dot{E}X_g = \dot{E}X_{\dot{c}} + \dot{E}X_d$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}X_{ürün}}{\dot{E}X_{yakıt}}$$

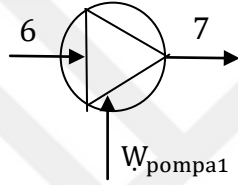
**Tablo 2 (devamı).** Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri: Ekserji dengesi.

	$E_{X_g} = E_{X_{yakıt}} = \dot{m}_b ex_b$ $E_{X_ç} = E_{X_{ürün}} = \dot{m}_c ex_c$ $E_{X_g} = E_{X_ç} + E_{X_d}$ $\varepsilon = \frac{E_{X_{ürün}}}{E_{X_{yakıt}}}$
	$E_{X_g} = \dot{m}_c ex_c$ $E_{X_ç} = \dot{m}_{cd} ex_{cd} + E_{X^{Q_{pol}}}$ $E_{X^{Q_{pol}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{pol}}\right) Q_{pol}$ $E_{X_g} = E_{X_ç} + E_{X_d}$ $E_{X_{yakıt}} = \dot{m}_c ex_c$ $E_{X_{ürün}} = E_{X^{Q_{pol}}}$ $\varepsilon = \frac{E_{X_{ürün}}}{E_{X_{yakıt}}}$
	$E_{X_g} = \dot{m}_{cd} ex_{cd} + W_{fan2}$ $E_{X_ç} = \dot{m}_d ex_d$ $E_{X_{yakıt}} = W_{fan2}$ $E_{X_{ürün}} = \dot{m}_d ex_d - \dot{m}_{cd} ex_{cd}$ $E_{X_g} = E_{X_ç} + E_{X_d}$ $\varepsilon = \frac{E_{X_{ürün}}}{E_{X_{yakıt}}}$
	$E_{X_g} = W_{p2} + \dot{m}_{10} ex_{10}$ $E_{X_ç} = \dot{m}_{11} ex_{11}$ $E_{X_{yakıt}} = W_{p2}$ $E_{X_{ürün}} = \dot{m}_{11} ex_{11} - \dot{m}_{10} ex_{10}$ $E_{X_g} = E_{X_ç} + E_{X_d}$ $\varepsilon = \frac{E_{X_{ürün}}}{E_{X_{yakıt}}}$

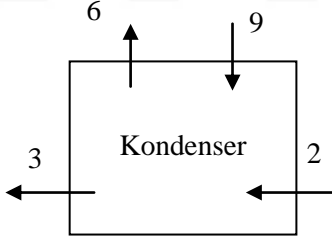
**Tablo 2 (devamı).** Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri: Ekserji dengesi.



$$\begin{aligned} \dot{E}X_g &= \dot{m}_7 ex_7 + \dot{m}_{12} ex_{12} \\ \dot{E}X_\zeta &= \dot{m}_8 ex_8 + \dot{m}_{10} ex_{10} \\ \dot{E}X_{yakit} &= \dot{m}_7 (ex_7 - ex_8) \\ \dot{E}X_{ürün} &= \dot{m}_{10} (ex_{10} - ex_{12}) \\ \dot{E}X_g &= \dot{E}X_\zeta + \dot{E}X_d \\ \varepsilon &= \frac{\dot{E}X_{ürün}}{\dot{E}X_{yakit}} \end{aligned}$$

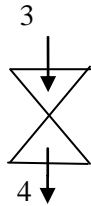


$$\begin{aligned} \dot{E}X_g &= W_{p1} + \dot{m}_6 ex_6 \\ \dot{E}X_\zeta &= \dot{m}_7 ex_7 \\ \dot{E}X_{yakit} &= W_{p1} \\ \dot{E}X_{ürün} &= \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_6 ex_6 \\ \dot{E}X_g &= \dot{E}X_\zeta + \dot{E}X_d \\ \varepsilon &= \frac{\dot{E}X_{ürün}}{\dot{E}X_{yakit}} \end{aligned}$$



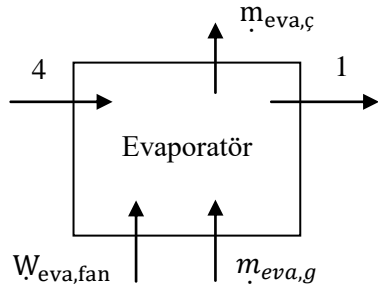
$$\begin{aligned} \dot{E}X_g &= \dot{m}_2 ex_2 + \dot{m}_9 ex_9 \\ \dot{E}X_\zeta &= \dot{m}_3 ex_3 + \dot{m}_6 ex_6 \\ \dot{E}X_{yakit} &= \dot{m}_2 (ex_2 - ex_3) \\ \dot{E}X_{ürün} &= \dot{m}_6 (ex_6 - ex_9) \\ \dot{E}X_g &= \dot{E}X_\zeta + \dot{E}X_d \\ \varepsilon &= \frac{\dot{E}X_{ürün}}{\dot{E}X_{yakit}} \end{aligned}$$

Kısılma Vanası



$$\begin{aligned} \dot{E}X_g &= \dot{E}X_{yakit} = \dot{m}_3 ex_3 \\ \dot{E}X_\zeta &= \dot{E}X_{ürün} = \dot{m}_4 ex_4 \\ \dot{E}X_g &= \dot{E}X_\zeta + \dot{E}X_d \\ \varepsilon &= \frac{\dot{E}X_{ürün}}{\dot{E}X_{yakit}} \end{aligned}$$

**Tablo 2 (devamı).** Isıtma süreci'nde kontrol hacimleri: Ekserji dengesi.



$$Ex_g = \dot{m}_{eva,g} ex_{eva,g} + \dot{m}_4 ex_4 + W_{eva,fan}$$

$$Ex_ç = \dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_{eva,ç} ex_{eva,ç}$$

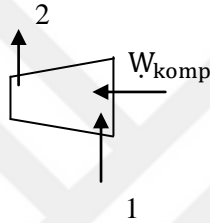
$$Ex_{yakıt} = \dot{m}_{eva,g} (ex_{eva,g} - ex_{eva,ç}) + W_{eva,fan}$$

$$Ex_{ürün} = \dot{m}_1 (ex_1 - ex_4)$$

$$Ex_g = Ex_ç + Ex_d$$

$$\varepsilon = \frac{Ex_{ürün}}{Ex_{yakıt}}$$

**Kompresör**



$$Ex_g = W_{komp} + \dot{m}_1 ex_1$$

$$Ex_ç = \dot{m}_2 ex_2$$

$$Ex_F = W_{komp}$$

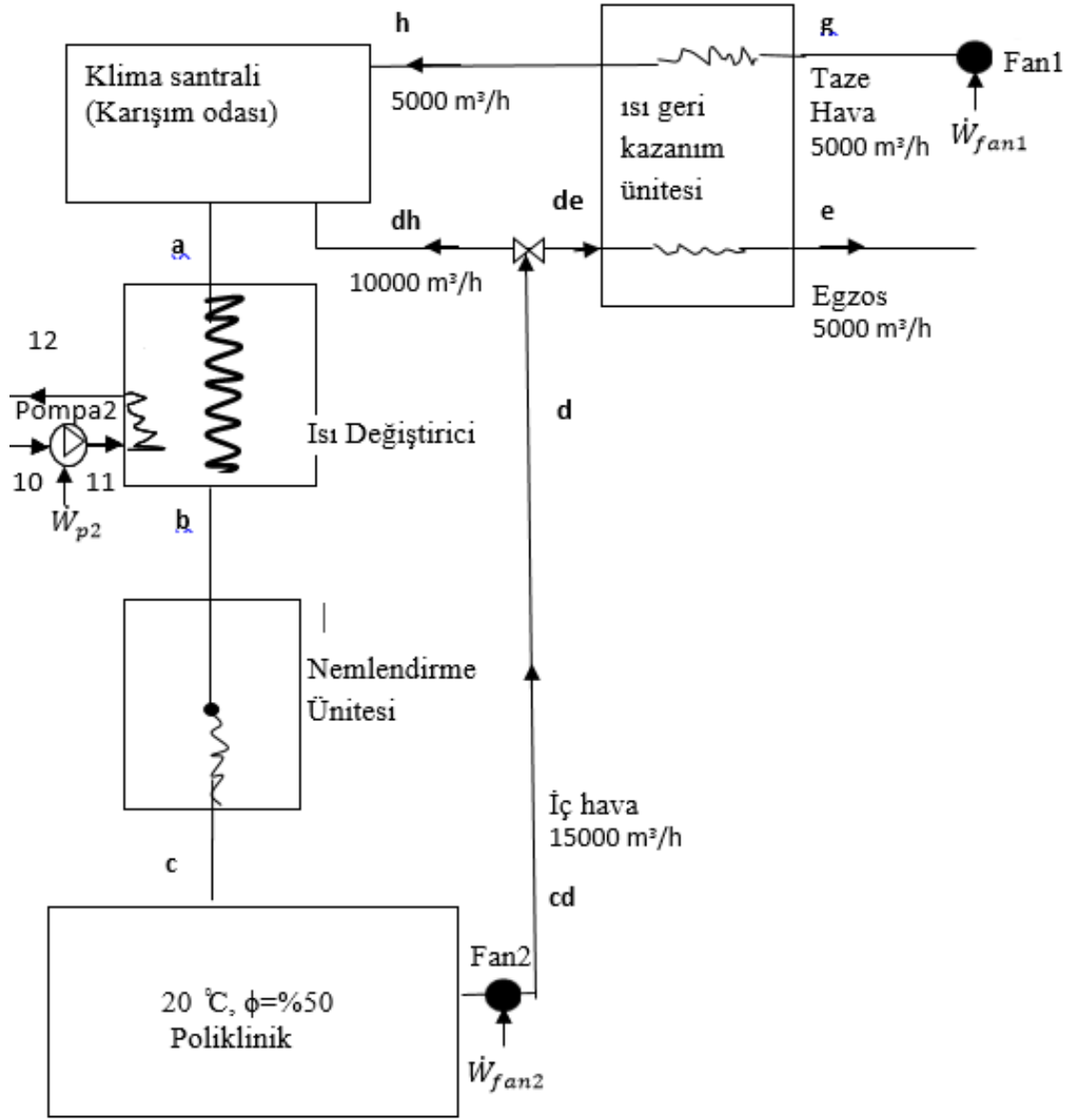
$$Ex_{ürün} = \dot{m}_1 (ex_2 - ex_1)$$

$$Ex_g = Ex_ç + Ex_d$$

$$\varepsilon = \frac{Ex_{ürün}}{Ex_{yakıt}}$$

### 2.2.3. Hava Tarafı (Klima Devresi)

Klima devresi fan1, ısı geri kazanım ünitesi, karışım odası, ısı değiştirici, nemlendirme ünitesi, poliklinik, fan 2 ve pompa 2' den oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Tablo 1 ve Tablo 2 ' de verilmiş olan klima devresinin tümü ve alt üniteleri için uygulanmış olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Tablo 1 ve Ekserji Dengesi Eşitlikleri Tablo 2' de verilmiştir. Isıtma Sürecinde Klima Devresi ve Elemanları Şekil 2'de verilmektedir.

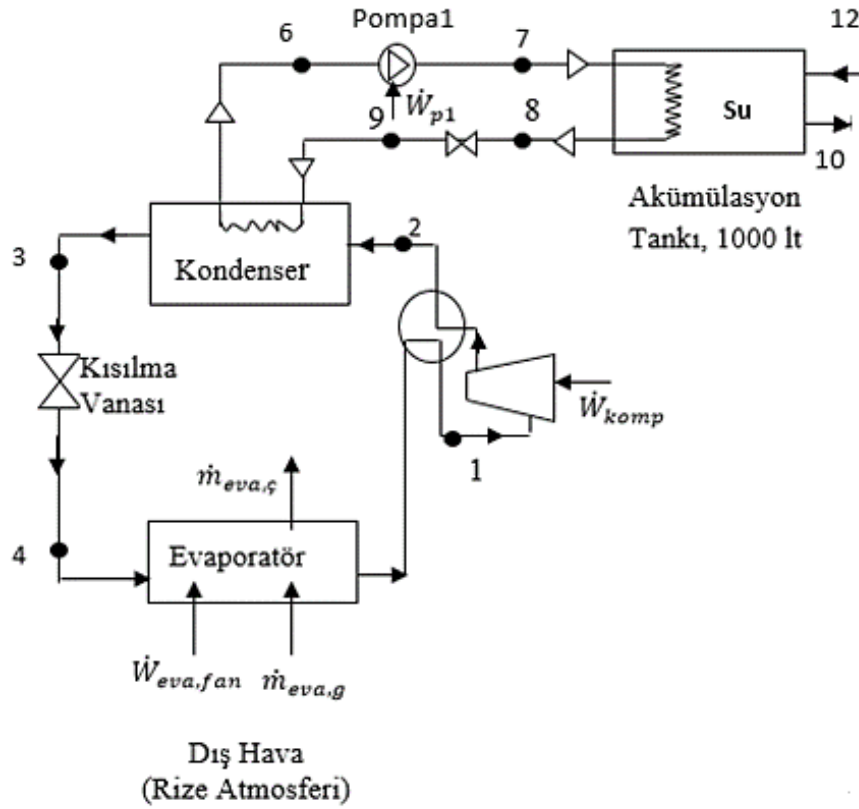


Şekil 2. Isıtma sürecinde klima devresi.

#### 2.2.4. Isı Pompası Devresi

Isı Pompası Devresi, Evaporatör, Kompresör, Kondenser, Kısılma Vanası Akümülayon Tankı ve Pompa 1 ünitelerinden oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Tablo 1 ve Tablo 2’de verilmiş olan Isı Pompası Devresi’nin tümü ve alt üniteleri için uygulanmış olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Tablo 1, Ekserji Dengesi Eşitlikleri ise Tablo 2 ’de verilmiştir.

Isıtma sürecinde (kış mevsimi) ısı dış ortamdaki ısı değiştirici (evaporatör) aracılığıyla alınır ve ısı pompası iç devresinde dolaştırılan soğutucu akışkanın buharlaşmasına neden olur. Daha sonra kompresör bu gazı sıkıştırarak üst basınç seviyesine çıkarır. İç ortamdaki ısı değiştiricide (kondenserde) yoğunlaşan soğutucu akışkan ise ısısını yük devresinde dolaştırılan suya bırakır. Isı pompası devresi şeması Şekil 3’de verilmektedir.



Şekil 3. Isı pompası devresi şeması.

### 2.3. Soğutma Sürecin’de Hava Kaynaklı Isı Pompasının’ının Klima Sisteminin Analizi

Sistem temel olarak 3 devreden oluşmaktadır. Bunlar, i) Klima santrali (taze hava emiş fanı (Fan 1), ısı geri kazanım ünitesi (reküperatör), karışım odası, ısı değiştirici (su-hava), nemlendirme ünitesi (adyabatik nemlendirici), sirkülasyon fanı (Fan 2) ve vanalar), ii) su tesisatı (akümülayon tankı, sirkülasyon pompaları (Pompa 1 ve Pompa 2) ve vanalar), iii) HKIP ünitesi ( evaporatör ve fanları, kompresör, dört yollu vana,

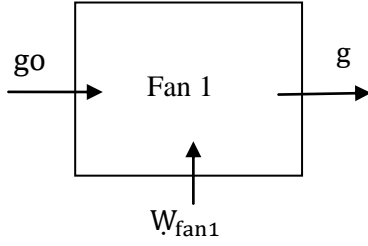


### 2.3.1. Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri, Kütle ve Enerji Dengesi

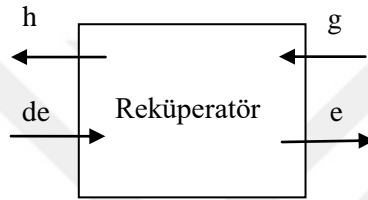
Sistem için kontrol hacimleri belirlenmiş ve soğutma süreci için belirtilen termodinamik bağıntılar kullanılarak oluşturulan kütle ve enerji dengesi eşitlikleri Tablo 3'de verilmiştir.



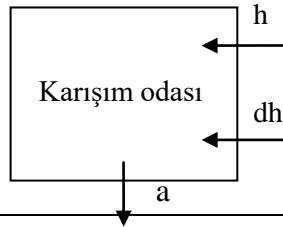
**Tablo 3.** Soğutma süreci'nde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi.



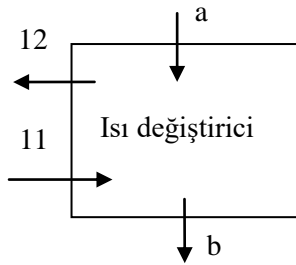
$$\begin{aligned} \dot{m}_{go} &= \dot{m}_g \\ E_{g_{fan1}} &= W_{fan1} + \dot{m}_{go} h_{go} \\ E_{ç_{fan1}} &= \dot{m}_g h_g \\ E_{yakıt} &= W_{fan1} \\ E_{ürün} &= \dot{m}_g h_g - \dot{m}_{go} h_{go} \\ \eta_{fan1} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \dot{m}_g &= \dot{m}_h \\ \dot{m}_e &= \dot{m}_{de} \\ E_g &= \dot{m}_{de} h_{de} + \dot{m}_g h_g \\ E_{ç} &= \dot{m}_e h_e + \dot{m}_h h_h \\ E_{yakıt} &= \dot{m}_g (h_g - h_h) \\ E_{ürün} &= \dot{m}_{de} (h_e - h_{de}) \\ \eta_{rekuperatör} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}} \end{aligned}$$

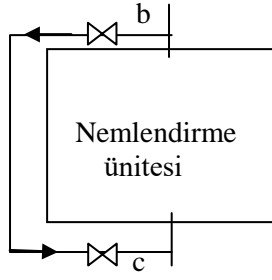


$$\begin{aligned} \dot{m}_h + \dot{m}_{dh} &= \dot{m}_a \\ E_g &= E_F = \dot{m}_h h_h + \dot{m}_{dh} h_{dh} \\ E_{ç} &= E_{ürün} = \dot{m}_a h_a \\ \eta_{karışım odası} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}} \end{aligned}$$

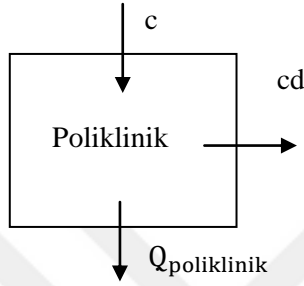


$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \dot{m}_b \\ \dot{m}_{11} &= \dot{m}_{12} \\ E_g &= \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_a h_a \\ E_{ç} &= \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_b h_b \\ E_{yakıt} &= \dot{m}_b (h_b - h_a) \\ E_{ürün} &= \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{12}) \\ \eta_{ısı değiştirici} &= \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}} \end{aligned}$$

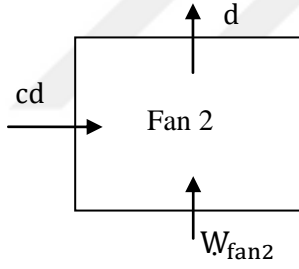
**Tablo 3 (devamı).** Soğutma süreci'nde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi.



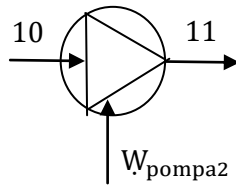
$$\begin{aligned} \dot{m}_b &= \dot{m}_c \\ h_b &= h_c \\ E_g &= E_{\text{yakıt}} = \dot{m}_b h_b \\ E_\varphi &= E_{\text{ürün}} = \dot{m}_c h_c \\ \eta_{\text{nemlendirme ünitesi}} &= \frac{E_{\text{ürün}}}{E_{\text{yakıt}}} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \dot{m}_{cd} \\ E_g &= \dot{m}_c h_c \\ E_\varphi &= \dot{m}_{cd} h_{cd} \\ E_{\text{yakıt}} &= \dot{m}_c h_c \\ E_{\text{ürün}} &= E_g - E_\varphi \\ \eta_{\text{poliklinik}} &= \frac{E_{\text{ürün}}}{E_{\text{yakıt}}} \end{aligned}$$

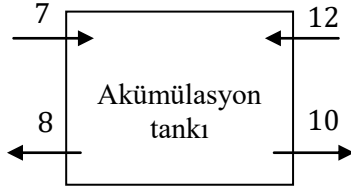


$$\begin{aligned} \dot{m}_{cd} &= \dot{m}_d \\ E_{g_{\text{fan2}}} &= W_{\text{fan2}} + \dot{m}_{cd} h_{cd} \\ E_{\varphi_{\text{fan2}}} &= \dot{m}_d h_d \\ E_{\text{yakıt}} &= W_{\text{fan2}} \\ E_{\text{ürün}} &= \dot{m}_d h_d - \dot{m}_{cd} h_{cd} \\ \eta_{\text{fan2}} &= \frac{E_{\text{ürün}}}{E_{\text{yakıt}}} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \dot{m}_{10} &= \dot{m}_{11} \\ E_g &= W_{p2} + \dot{m}_{10} h_{10} \\ E_\varphi &= \dot{m}_{11} h_{11} \\ E_{\text{yakıt}} &= W_{\text{pompa2}} \\ E_{\text{ürün}} &= \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_{10} h_{10} \\ \eta_{\text{pompa2}} &= \frac{E_{\text{ürün}}}{E_{\text{yakıt}}} \end{aligned}$$

**Tablo 3 (devamı).** Soğutma sürecinde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi.



$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{12}$$

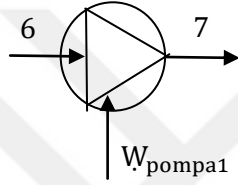
$$E_g = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{12} h_{12}$$

$$E_c = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$E_{ürün} = \dot{m}_7 (h_7 - h_8)$$

$$E_{yakıt} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{12})$$

$$\eta_{akümülayon\ tankı} = \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}}$$



$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

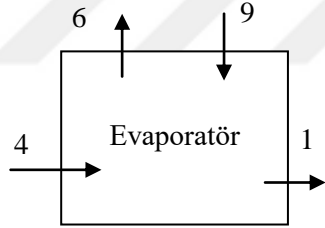
$$E_g = W_{p1} + \dot{m}_6 h_6$$

$$E_c = \dot{m}_7 h_7$$

$$E_{yakıt} = W_{pompa1}$$

$$E_{ürün} = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_6 h_6$$

$$\eta_{pompa2} = \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}}$$



$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1$$

$$E_g = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_4 h_4$$

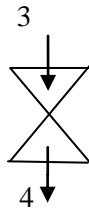
$$E_c = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6$$

$$E_{yakıt} = \dot{m}_6 (h_9 - h_6)$$

$$E_{ürün} = \dot{m}_1 (h_1 - h_4)$$

$$\eta_{evaporatör} = \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}}$$

Kısılma Vanası



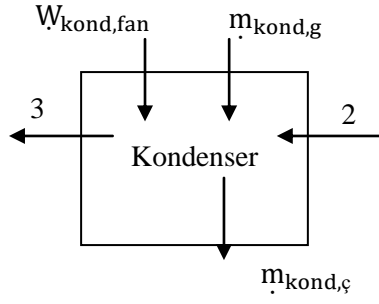
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$E_g = E_{yakıt} = \dot{m}_3 h_3$$

$$E_c = E_{ürün} = \dot{m}_4 h_4$$

$$\eta_{kısılma\ vanası} = \frac{E_{ürün}}{E_{yakıt}}$$

**Tablo 3 (devamı).** Soğutma süreci'nde kontrol hacimleri, kütle ve enerji dengesi.



$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_{\text{kond},g} = \dot{m}_{\text{kond},ç}$$

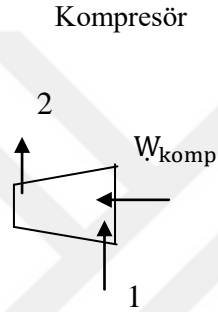
$$E_g = \dot{m}_{\text{kond},g} h_{\text{kond},g} + \dot{m}_2 h_2 + W_{\text{kond},fan}$$

$$E_ç = \dot{m}_{\text{kond},ç} h_{\text{kond},ç} + \dot{m}_3 h_3$$

$$E_{\text{yakıt}} = \dot{m}_2 (h_2 - h_3) + W_{\text{kond},fan}$$

$$E_{\text{ürün}} = \dot{m}_{\text{kond},g} (h_{\text{kond},ç} - h_{\text{kond},g})$$

$$\eta_{\text{evaporatör}} = \frac{E_{\text{ürün}}}{E_{\text{yakıt}}}$$



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$E_g = W_{\text{komp}} + \dot{m}_1 h_1$$

$$E_ç = \dot{m}_2 h_2$$

$$E_F = W_{\text{komp}}$$

$$E_P = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$$

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{E_{\text{ürün}}}{E_{\text{yakıt}}}$$

### 2.3.2. Soğutma Süreci'nde Kontrol Hacimleri: Ekserji Dengesi

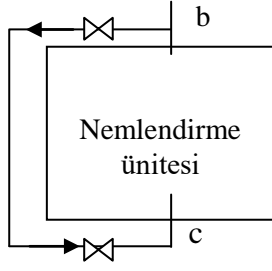
Sistem için kontrol hacimleri belirlenmiş ve ısıtma süreci için Bölüm 1.13' de belirtilen termodinamik bağıntılar kullanılarak oluşturulan ekserji dengesi eşitlikleri Tablo 4'de verilmiştir.



**Tablo 4.** Soğutma süreci'nde kontrol hacimleri: Ekserji dengesi.

	$E_{x_g} = W_{fan1} + \dot{m}_{go} ex_{go}$ $E_{x_\zeta} = \dot{m}_g ex_g$ $E_{x_{yakıt}} = W_{fan1}$ $E_{x_{ürün}} = \dot{m}_g ex_g - \dot{m}_{go} ex_{go}$ $E_{x_g} = E_{x_\zeta} + E_{x_d}$ $\varepsilon = \frac{E_{x_{ürün}}}{E_{x_{yakıt}}}$
	$E_{x_g} = \dot{m}_g ex_g + \dot{m}_{de} ex_{de}$ $E_{x_\zeta} = \dot{m}_e ex_e + \dot{m}_h ex_h$ $E_{x_{ürün}} = \dot{m}_{de} (ex_{de} - ex_e)$ $E_{x_{yakıt}} = \dot{m}_g (ex_h - ex_g)$ $E_{x_g} = E_{x_\zeta} + E_{x_d}$ $\varepsilon = \frac{E_{x_{ürün}}}{E_{x_{yakıt}}}$
	$E_{x_g} = E_{x_{yakıt}} = \dot{m}_h ex_{gh} + \dot{m}_{dh} ex_{dh}$ $E_{x_\zeta} = E_{ürün} = \dot{m}_a ex_a$ $E_{x_g} = E_{x_\zeta} + E_{x_d}$ $\varepsilon = \frac{E_{x_{ürün}}}{E_{x_{yakıt}}}$
	$E_{x_g} = \dot{m}_a ex_a + \dot{m}_{11} ex_{11}$ $E_{x_\zeta} = \dot{m}_b ex_b + \dot{m}_{12} ex_{12}$ $E_{x_{yakıt}} = \dot{m}_{11} (ex_{11} - ex_{12})$ $E_{x_{ürün}} = \dot{m}_b (ex_b - ex_a)$ $E_{x_g} = E_{x_\zeta} + E_{x_d}$ $\varepsilon = \frac{E_{x_{ürün}}}{E_{x_{yakıt}}}$

**Tablo 4 (devamı).** Soğutma süreci'nde kontrol hacimleri: Ekserji dengesi.

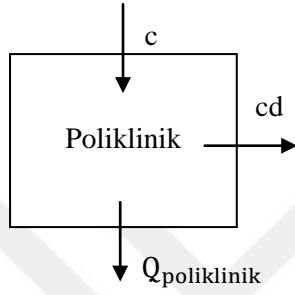


$$E_{x_g} = E_{x_{yakıt}} = \dot{m}_b ex_b$$

$$E_{x_ç} = E_{x_{ürün}} = \dot{m}_c ex_c$$

$$E_{x_g} = E_{x_ç} + E_{x_d}$$

$$\varepsilon = \frac{E_{x_{ürün}}}{E_{x_{yakıt}}}$$



$$E_{x_g} = \dot{m}_c ex_c$$

$$E_{x_ç} = \dot{m}_{cd} ex_{cd} + E_{x_{Q_{pol}}}$$

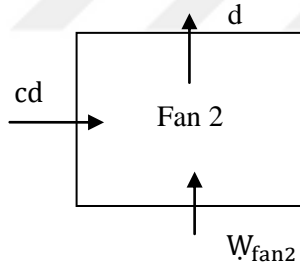
$$E_{x_{Q_{pol}}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{pol}}\right) Q_{pol}$$

$$E_{x_g} = E_{x_ç} + E_{x_d}$$

$$E_{x_{yakıt}} = \dot{m}_c ex_c$$

$$E_{x_{ürün}} = E_{x_{Q_{pol}}}$$

$$\varepsilon = \frac{E_{x_{ürün}}}{E_{x_{yakıt}}}$$



$$E_{x_g} = \dot{m}_{cd} ex_{cd} + W_{fan2}$$

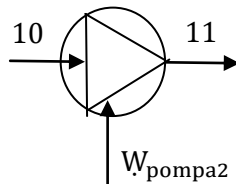
$$E_{x_ç} = \dot{m}_d ex_d$$

$$E_{x_{yakıt}} = W_{fan2}$$

$$E_{x_{ürün}} = \dot{m}_d ex_d - \dot{m}_{cd} ex_{cd}$$

$$E_{x_g} = E_{x_ç} + E_{x_d}$$

$$\varepsilon = \frac{E_{x_{ürün}}}{E_{x_{yakıt}}}$$



$$E_{x_g} = W_{p2} + \dot{m}_{10} ex_{10}$$

$$E_{x_ç} = \dot{m}_{11} ex_{11}$$

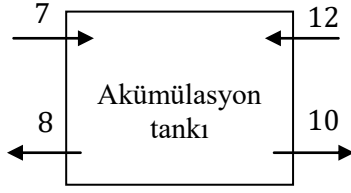
$$E_{x_{yakıt}} = W_{pompa2}$$

$$E_{x_{ürün}} = \dot{m}_{11} ex_{11} - \dot{m}_{10} ex_{10}$$

$$E_{x_g} = E_{x_ç} + E_{x_d}$$

$$\varepsilon = \frac{E_{x_{ürün}}}{E_{x_{yakıt}}}$$

**Tablo 4 (devamı).** Soğutma süreci'nde kontrol hacimleri: Ekserji dengesi.



$$E\dot{x}_g = \dot{m}_7 ex_7 + \dot{m}_{12} ex_{12}$$

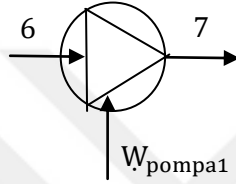
$$E\dot{x}_ç = \dot{m}_8 ex_8 + \dot{m}_{10} ex_{10}$$

$$E\dot{x}_{yakıt} = \dot{m}_7 (ex_7 - ex_8)$$

$$E\dot{x}_{ürün} = \dot{m}_{10} (ex_{10} - ex_{12})$$

$$E\dot{x}_g = E\dot{x}_ç + E\dot{x}_d$$

$$\varepsilon = \frac{E\dot{x}_{ürün}}{E\dot{x}_{yakıt}}$$



$$E\dot{x}_g = W_{p1} + \dot{m}_6 ex_6$$

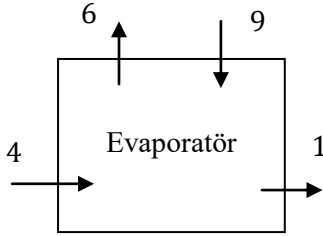
$$E\dot{x}_ç = \dot{m}_7 ex_7$$

$$E\dot{x}_{yakıt} = W_{pompa1}$$

$$E\dot{x}_{ürün} = \dot{m}_7 ex_7 - \dot{m}_6 ex_6$$

$$E\dot{x}_g = E\dot{x}_ç + E\dot{x}_d$$

$$\varepsilon = \frac{E\dot{x}_{ürün}}{E\dot{x}_{yakıt}}$$



$$E\dot{x}_g = \dot{m}_4 ex_4 + \dot{m}_9 ex_9$$

$$E\dot{x}_ç = \dot{m}_1 ex_1 + \dot{m}_6 ex_6$$

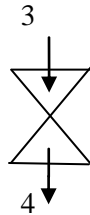
$$E\dot{x}_{yakıt} = \dot{m}_1 (ex_4 - ex_1)$$

$$E\dot{x}_{ürün} = \dot{m}_6 (ex_6 - ex_9)$$

$$E\dot{x}_g = E\dot{x}_ç + E\dot{x}_d$$

$$\varepsilon = \frac{E\dot{x}_{ürün}}{E\dot{x}_{yakıt}}$$

Kısıılma Vanası



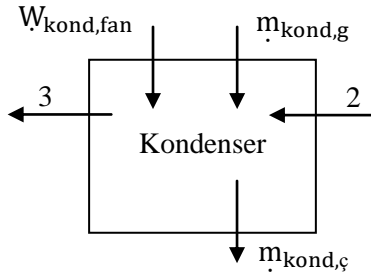
$$E\dot{x}_g = E\dot{x}_{yakıt} = \dot{m}_3 ex_3$$

$$E\dot{x}_ç = E\dot{x}_{ürün} = \dot{m}_4 ex_4$$

$$E\dot{x}_g = E\dot{x}_ç + E\dot{x}_d$$

$$\varepsilon = \frac{E\dot{x}_{ürün}}{E\dot{x}_{yakıt}}$$

**Tablo 4 (devamı).** Soğutma süreci'nde kontrol hacimeri: Ekserji dengesi.



$$E\dot{x}_g = \dot{m}_{kond,g}ex_{kond,g} + \dot{m}_2ex_2 + W_{kond,fan}$$

$$E\dot{x}_ç = \dot{m}_3ex_3 + \dot{m}_{kond,ç}ex_{kond,ç}$$

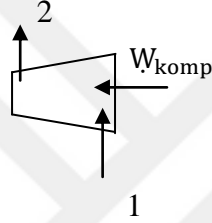
$$E\dot{x}_{yakıt} = \dot{m}_2(ex_2 - ex_3) + W_{kond,fan}$$

$$E\dot{x}_{ürün} = \dot{m}_{kond,g}(ex_{kond,ç} - ex_{kond,g})$$

$$E\dot{x}_g = E\dot{x}_ç + E\dot{x}_d$$

$$\varepsilon = \frac{E\dot{x}_{ürün}}{E\dot{x}_{yakıt}}$$

Kompresör



$$E\dot{x}_g = W_{komp} + \dot{m}_1ex_1$$

$$E\dot{x}_ç = \dot{m}_2ex_2$$

$$E\dot{x}_{yakıt} = W_{komp}$$

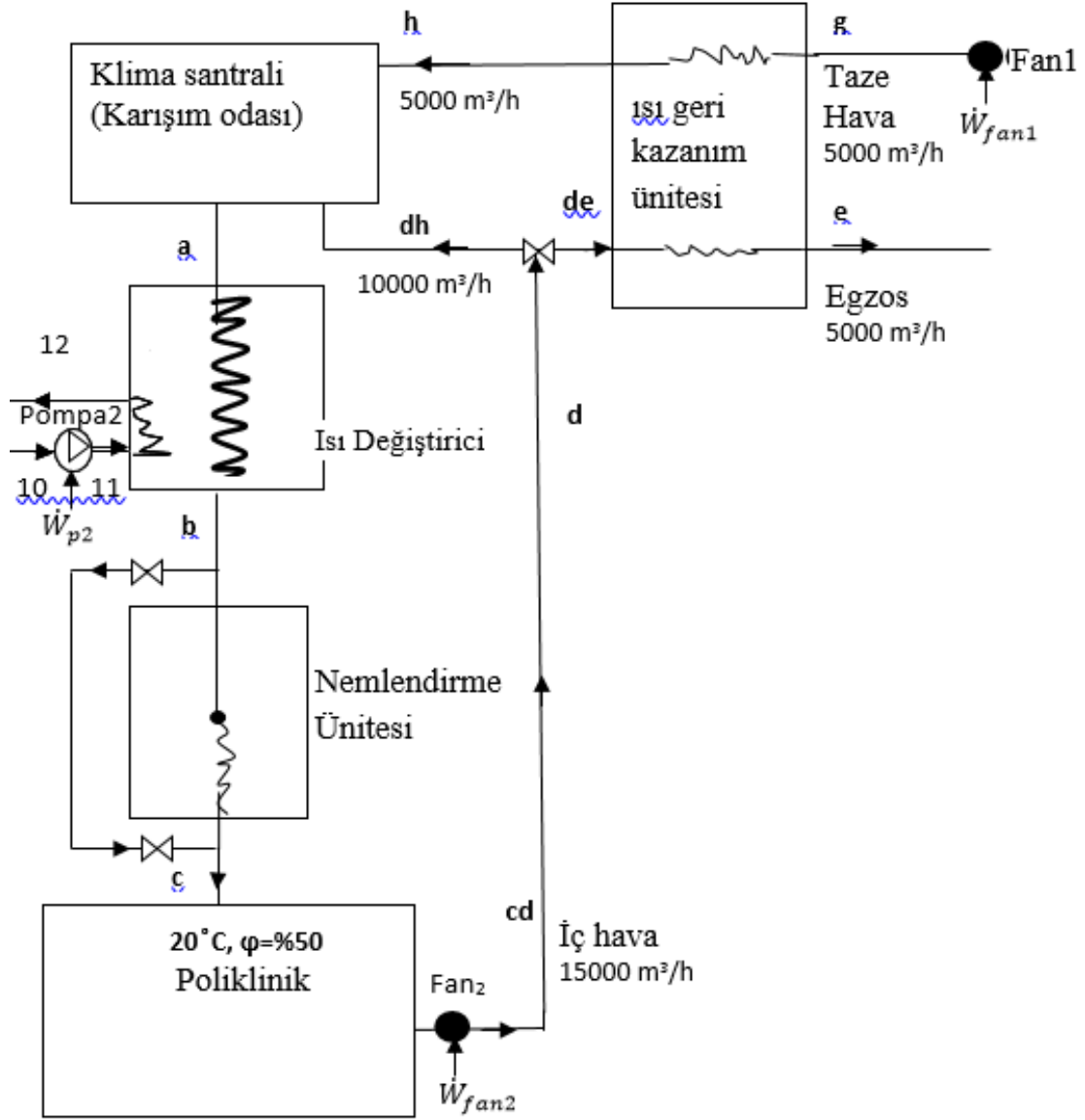
$$E\dot{x}_{ürün} = \dot{m}_1(ex_2 - ex_1)$$

$$E\dot{x}_g = E\dot{x}_ç + E\dot{x}_d$$

$$\varepsilon = \frac{E\dot{x}_{ürün}}{E\dot{x}_{yakıt}}$$

### 2.3.3. Hava tarafı (Klima Devresi)

Klima devresinde fan1, ısı geri kazanım ünitesi, karışım odası, ısı değiştirici nemlendirme ünitesi, poliklinik, fan 2 ve pompa 2' den oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Tablo 3 ve Tablo 4 ' de verilmiş olan klima devresinin tümü ve alt üniteleri için uygulanmış olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Tablo 3 ve Ekserji Dengesi Eşitlikleri Tablo 4'de verilmiştir. Klima Santrali Devresi Şekil 5' de gösterilmektedir.

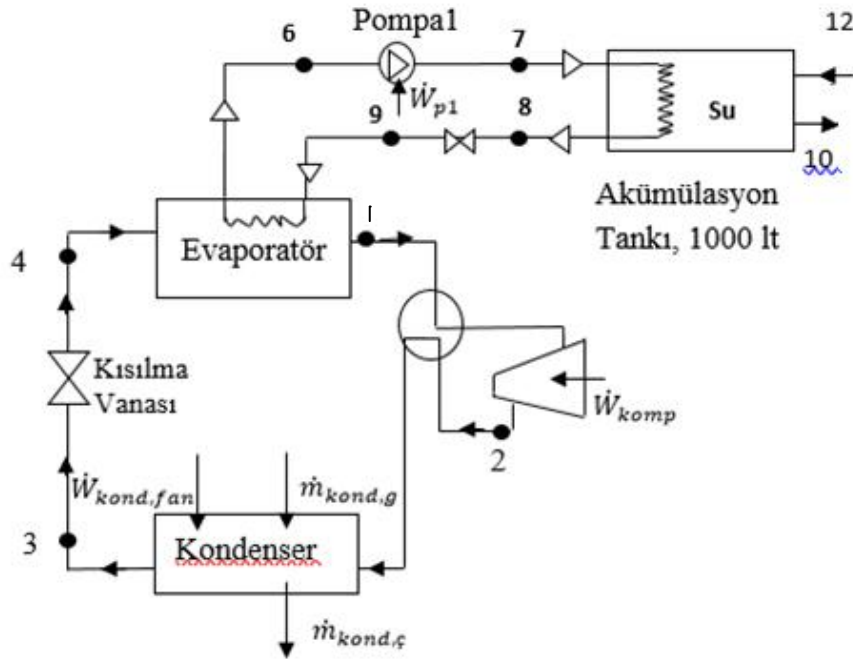


Şekil 5. Klima santrali devresi.

### 2.3.4. Isı Pompası Devresi

Isı Pompası Devresi, Evaporatör, Kompresör, Kondenser, Kısılma Vanası, Akümülayon tankı ve pompa1 ünitelerinden oluşmaktadır. Tüm Sistemin analizinde kullanılan eşitlikler Tablo 3 ve Tablo 4’de verilmiş olan Isı Pompası Devresi’nin tümü ve alt üniteleri için uygulanmış olup Enerji Dengesi Eşitlikleri Tablo 3, Ekserji Dengesi Eşitlikleri ise Tablo 4 ’ de verilmiştir.

Soğutma sürecinde (yaz mevsiminde) ise sistemde dört yollu vana kullanılarak ters yönde çalıştırılır. Soğutulacak olan ortamdaki ısı iç ortamdaki ısı değiştiricisinde (evaporatör) soğutucu akışkana aktarılarak akışkanın buharlaşması sağlanır. Kompresör bu gazı sıkıştırarak basıncını yükseltir. Dış ortamdaki ısı değiştiricisinde (kondenser) yoğunlaşan soğutucu akışkan ısısını çevre havasına bırakır. Soğutma sürecinde ısı pompası devresi elemanları ve çalışma prensibi Şekil 6’da verilmiştir.



Şekil 6. Soğutma sürecinde ısı pompası devresi.

#### 2.4. Pompa ve Fan Seçimi

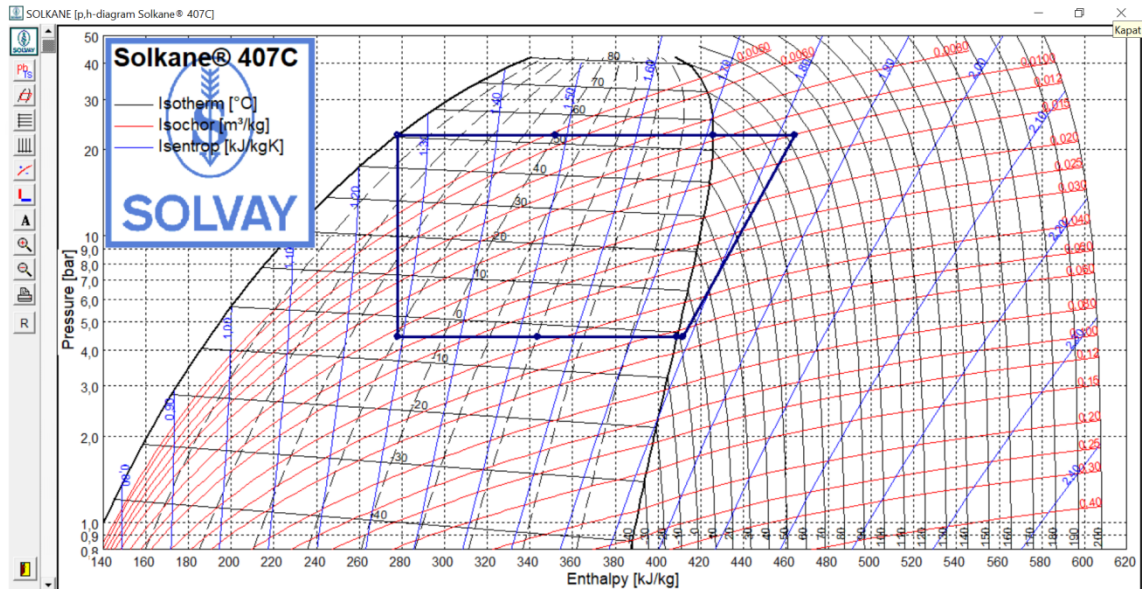
Pompa 1 ve pompa 2 seçimi literatürde URL-3 kaynağındaki Wilo-TOP-S 40//7 modeli seçilmiştir. Pompa 1 basıncı, 5 m/ss, debisi  $7,6 \text{ m}^3/\text{h}$  ve elektrik sarfiyatı 0,4 kW kadardır ve pompa 2' nin basıncı, 4 m/ss, debisi  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  ve elektrik sarfiyatı 0,35 kW kadardır (URL-3, 2019).

Fan1 ve Fan2 seçimi literatürde, 'Toplam Basınç' grafiğine bağlı olarak verilen BHV-R 400 ve BHV-R 500 kataloğundan okunmuştur. Fan1'nin çalışma değerleri 5000

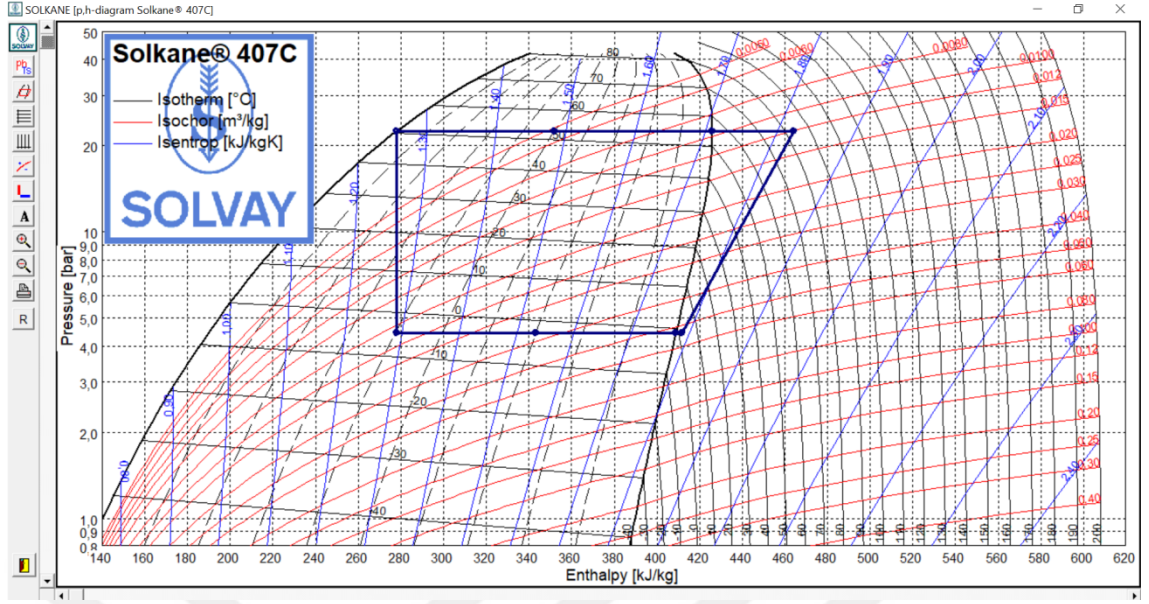
$m^3/h$  havanın sirkülasyonu sırasında 350 Pa basınç kaybını 0,6 kW elektrik harcayarak karşılayacak şekildedir.

Fan 2' nin çalışma değerleri  $15000 m^3/h$  havanın sirkülasyonu sırasında 220 Pa basınç kaybını 1,5 kW elektrik harcayarak karşılayacak şekilde çalışmaktadır (URL-4, 2019).

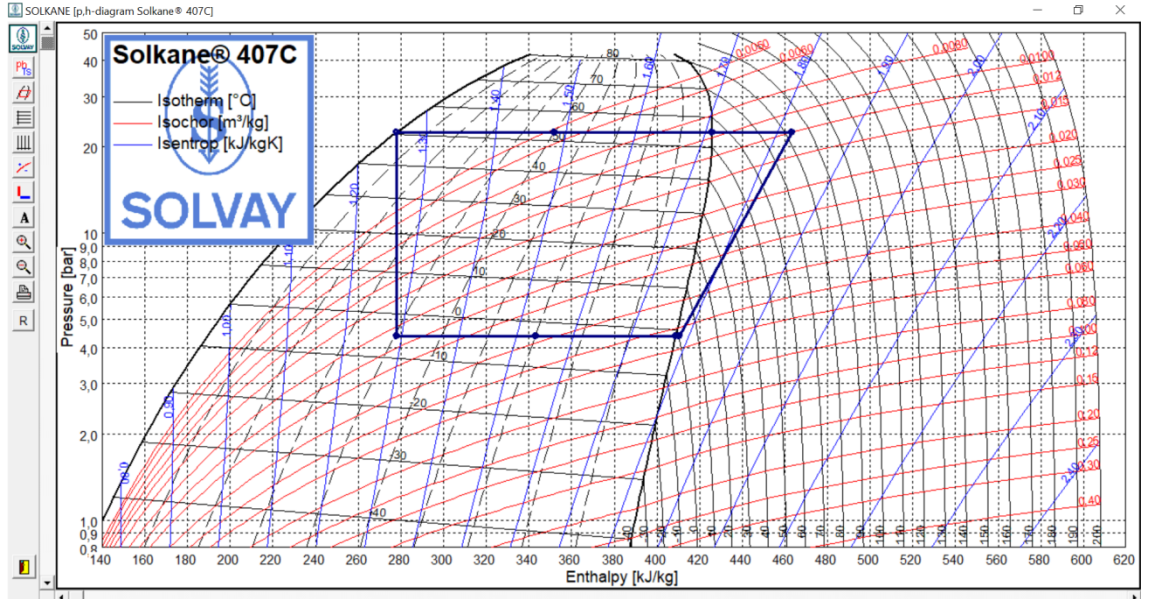
## 2.5. Sistemin Kış Sezonu ve Yaz Sezonuna Ait P-h Diyagramları.



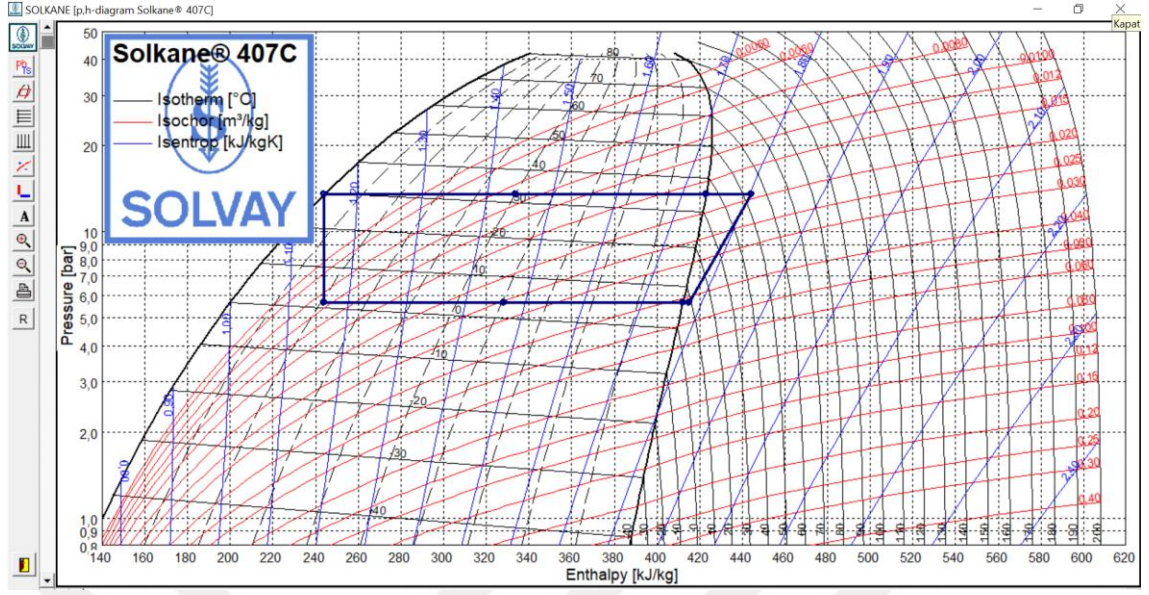
Şekil 7. Aralık ayı solkane grafiği (P-h diyagramı).



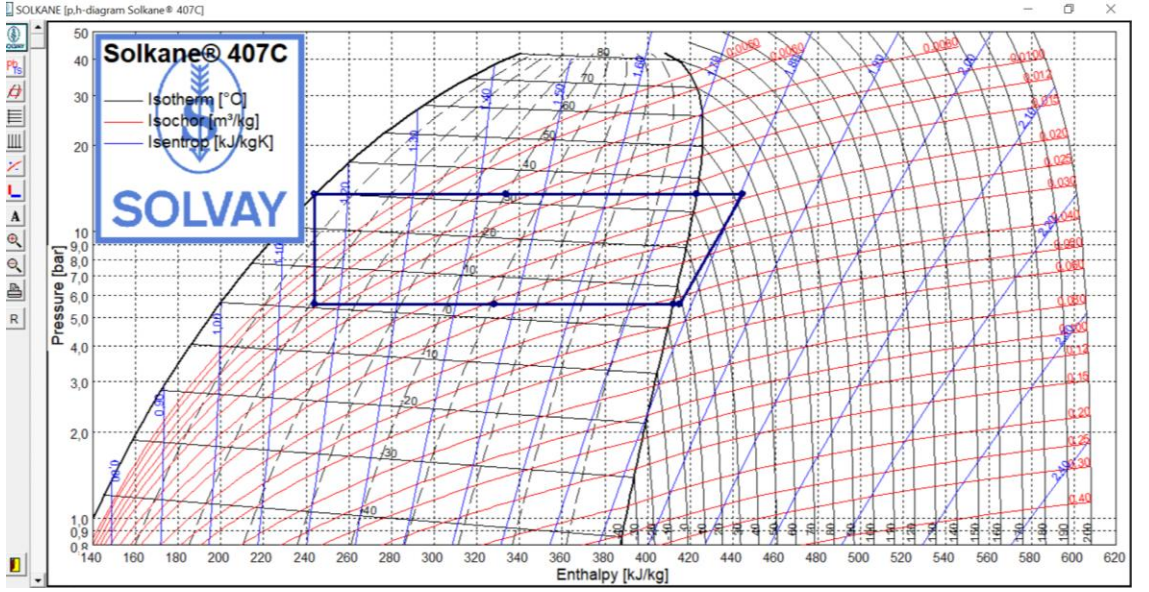
Şekil 8. Ocak ayı solkane grafiği (P-h diyagramı).



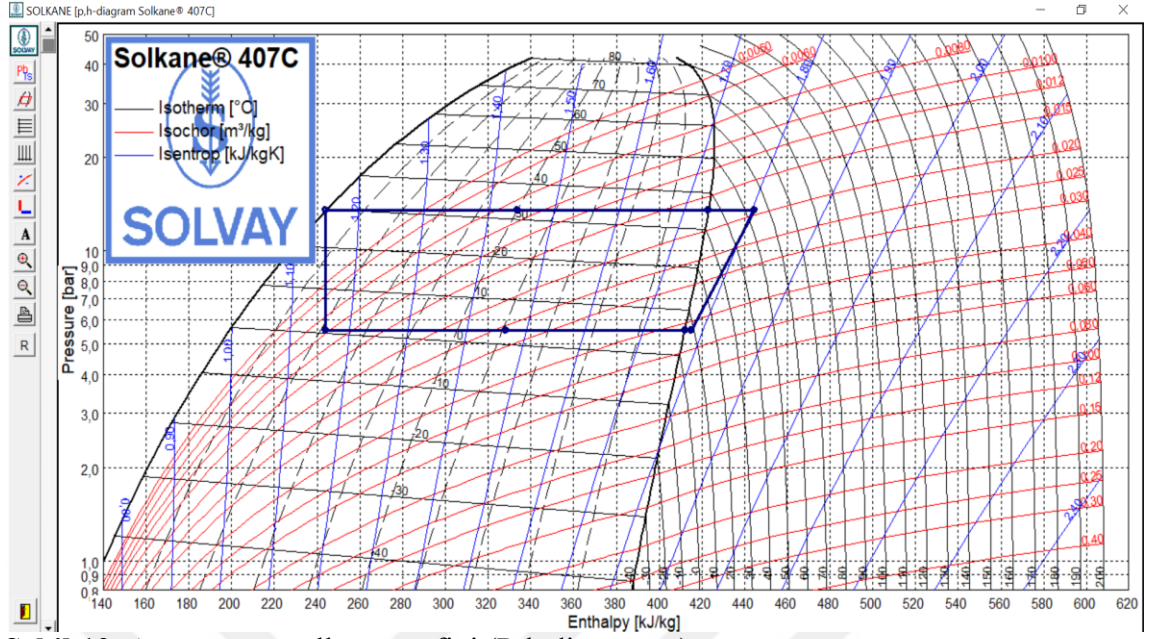
Şekil 9. Şubat ayı solkane grafiği (P-h diyagramı).



Şekil 10. Haziran ayı solkane grafiği (P-h diyagramı).



Şekil 11. Temmuz ayı solkane grafiği (P-h diyagramı).



Şekil 12. Ağustos ayı solkane grafiği (P-h diyagramı).

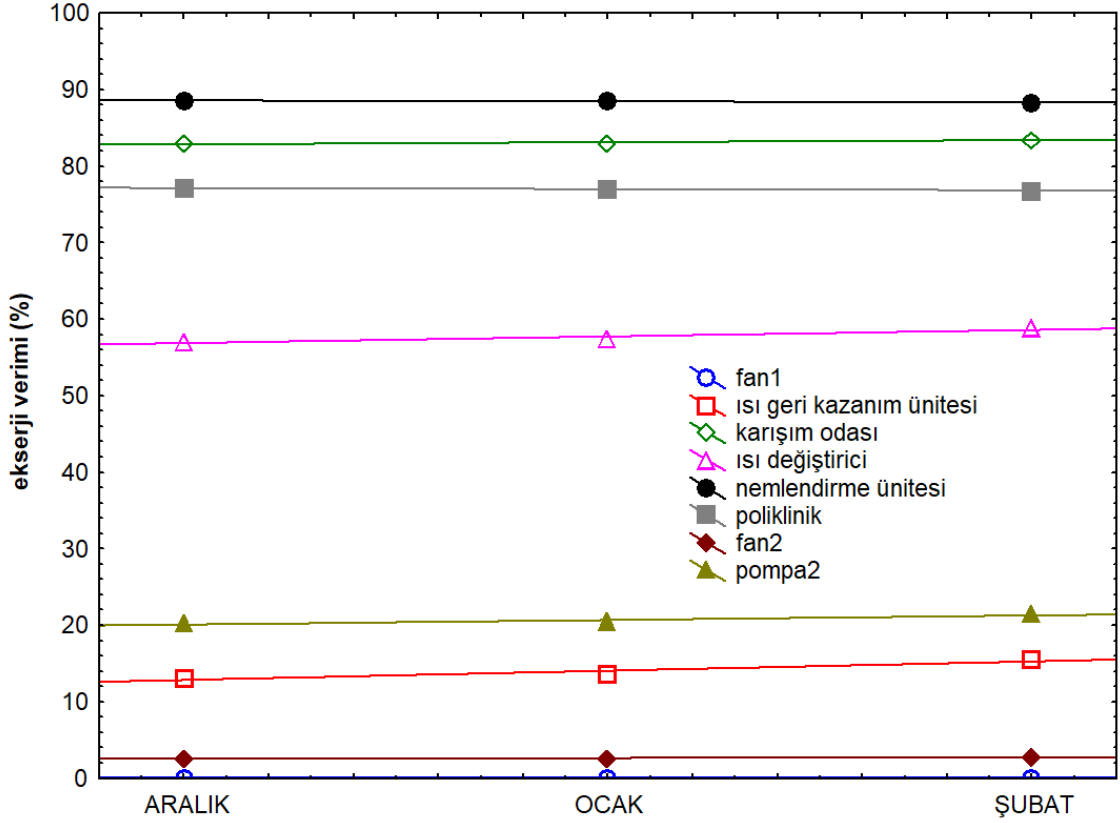
### 3. BULGULAR

Hava ile ilgili hesaplamalarda meteorolojiden alınan sıcaklık ve bağıl nem değerleri kullanılmıştır. Bu değerlerden yola çıkarak özel olarak oluşturulan excell' de nemli havanın kısmi basıncı, doyma basıncı, özgül nemi, entalpi değeri ve ekserji değeri sistemin her bir noktası için hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kullanılmak üzere kuru havanın termofiziksel özellikleri peace software' den alınmıştır (URL-1, 2019).

HKIP'nda soğutucu akışkan olarak R-407c dolaşmaktadır. Soğutucu akışkan için gerekli termofiziksel özellikler SOLKANE Refrigerant 8.0 (URL-2) programından alınmıştır. SOLKANE Refrigerant 8.0 programı internette erişime açık olan bir program URL-2' den indirilebilmektedir. SOLKANE Refrigerant 8.0 HKIP' nın soğutma çevriminin noktasal olarak termofiziksel özelliklerinin belirlenmesine ve p-h diyagramının çizilmesine ve çevrimine olanak tanımaktadır (URL-2, 2019).

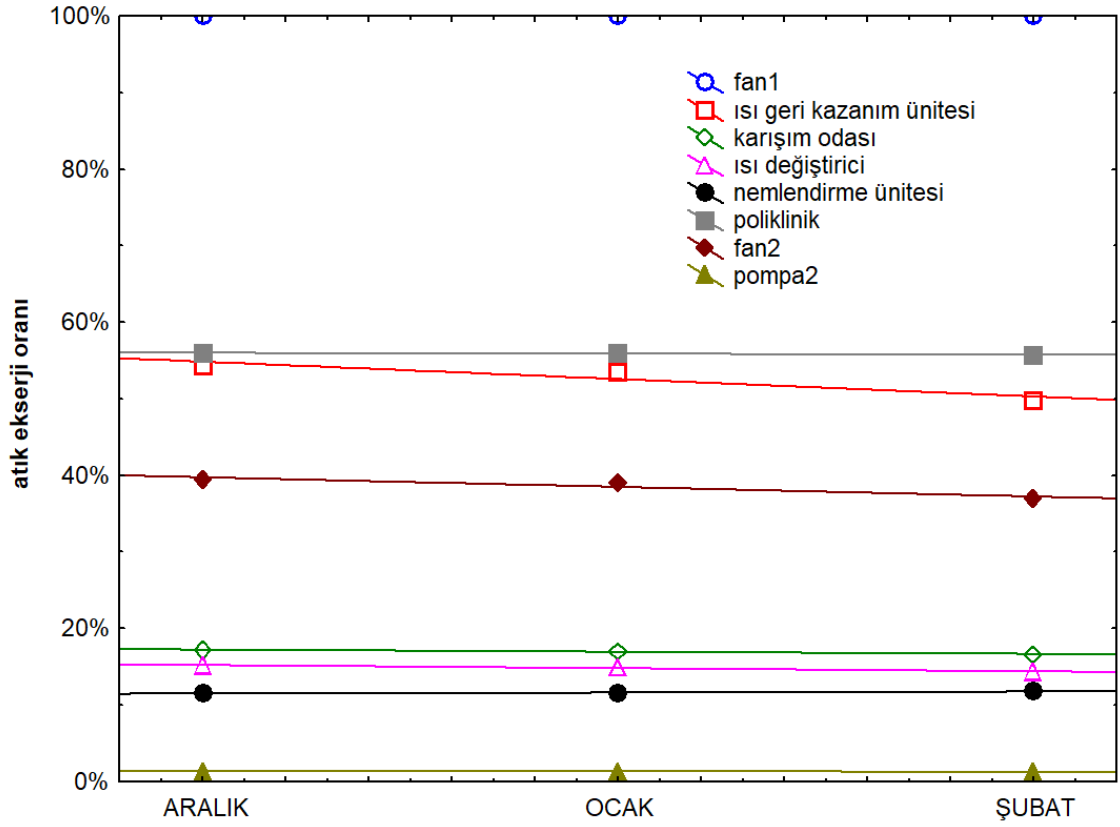
### 3.1. Kış Sezonu Grafikleri

#### 3.1.1. Klima Devresi'ne Ait Grafikler



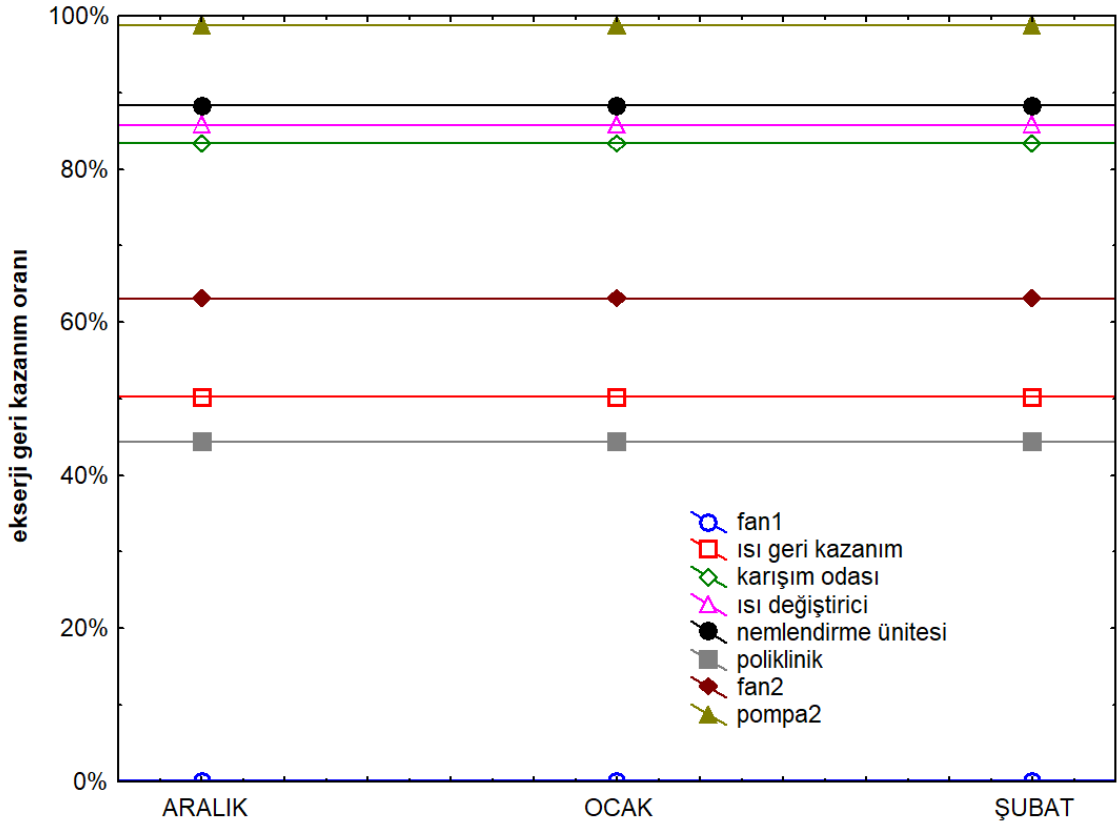
Şekil 13. Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu ekserji verimi.

Şekil 13'de Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki ekserji verimi değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük ekserji verimi nemlendirme ünitesinde gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde %88,5 ile %88,2 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin ekserji verimi değişim aralığı sırasıyla: karışım odası, %82,9-83,4; poliklinik, %77,1-76,8; ısı değiştirici, %57-58,7; pompa2, %20,2-21,4; ısı geri kazanım ünitesi, %13,1-15,5; fan2, %2,6-2,7; fan1, %0,03' tür.



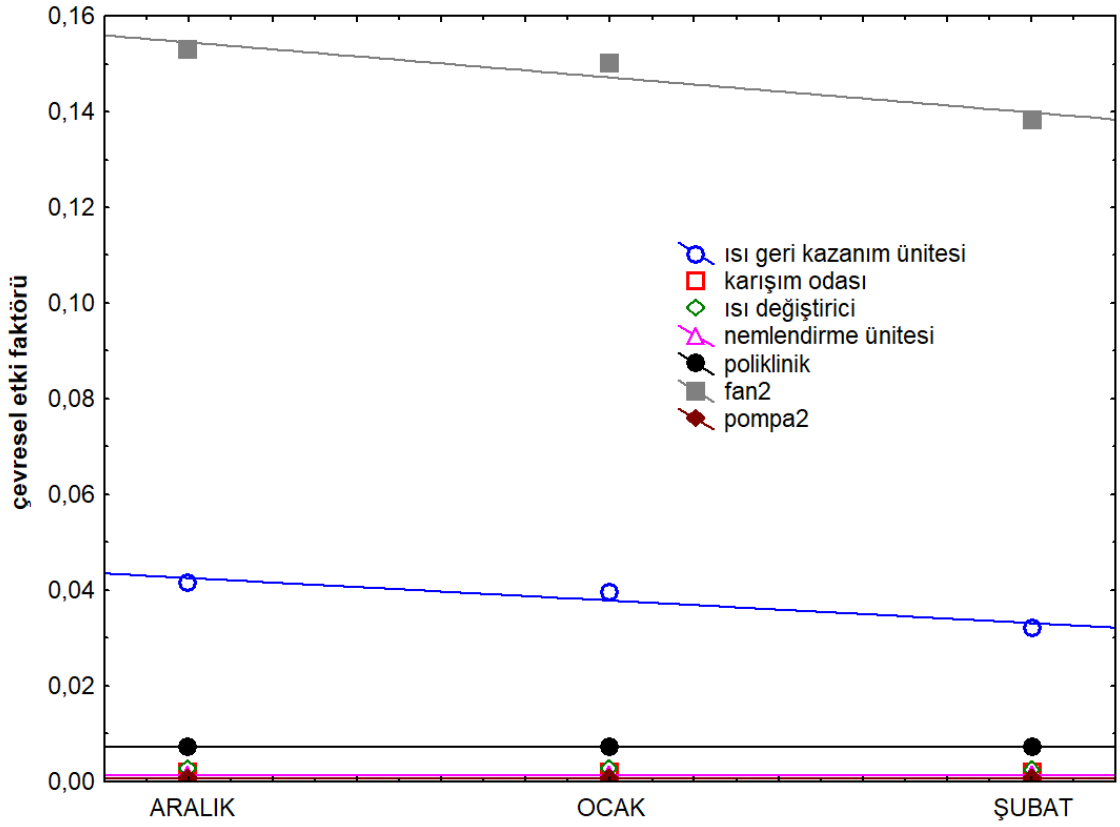
**Şekil 14.** Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu atık ekserji oranı (wer=edr).

Şekil 14'de Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki atık ekserji oranı değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük atık ekserji oranı fan1' de gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde %100 olmuştur. Diğer ünitelerin atık ekserji oranı değişim aralığı sırasıyla: poliklinik, %55,9-55,7; ısı geri kazanım ünitesi, %54,3-49,8; fan2, %39,4-36,9; karışım odası, %17,1-16,6; ısı değiştirici, %15,1-14,3; nemlendirme ünitesi, %11,5-11,7; pompa2, %0,13-0,12'dir.



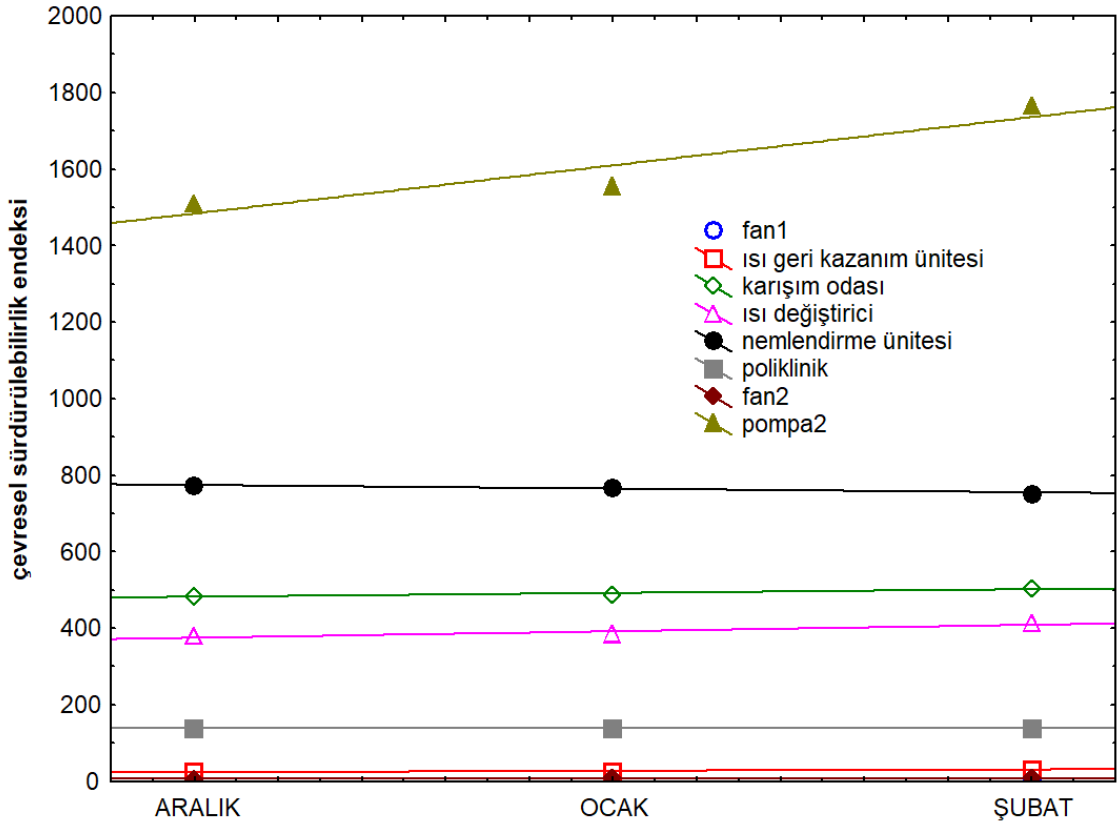
**Şekil 15.** Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu ekserji geri kazanım oranı.

Şekil 15'de Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki ekserji geri kazanım oranı değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük ekserji geri kazanım oranı pompa 2' de gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde %98 olmuştur. Diğer ünitelerin ekserji geri kazanım oranları sırasıyla: nemlendirme ünitesi %88,3; ısı değiştirici %85,7; karışım odası, %83,4; fan2, %63,1; ısı geri kazanım ünitesi, %50,2; poliklinik, %44,3; fan1, %0' dır.



**Şekil 16.** Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu çevresel etki faktörü.

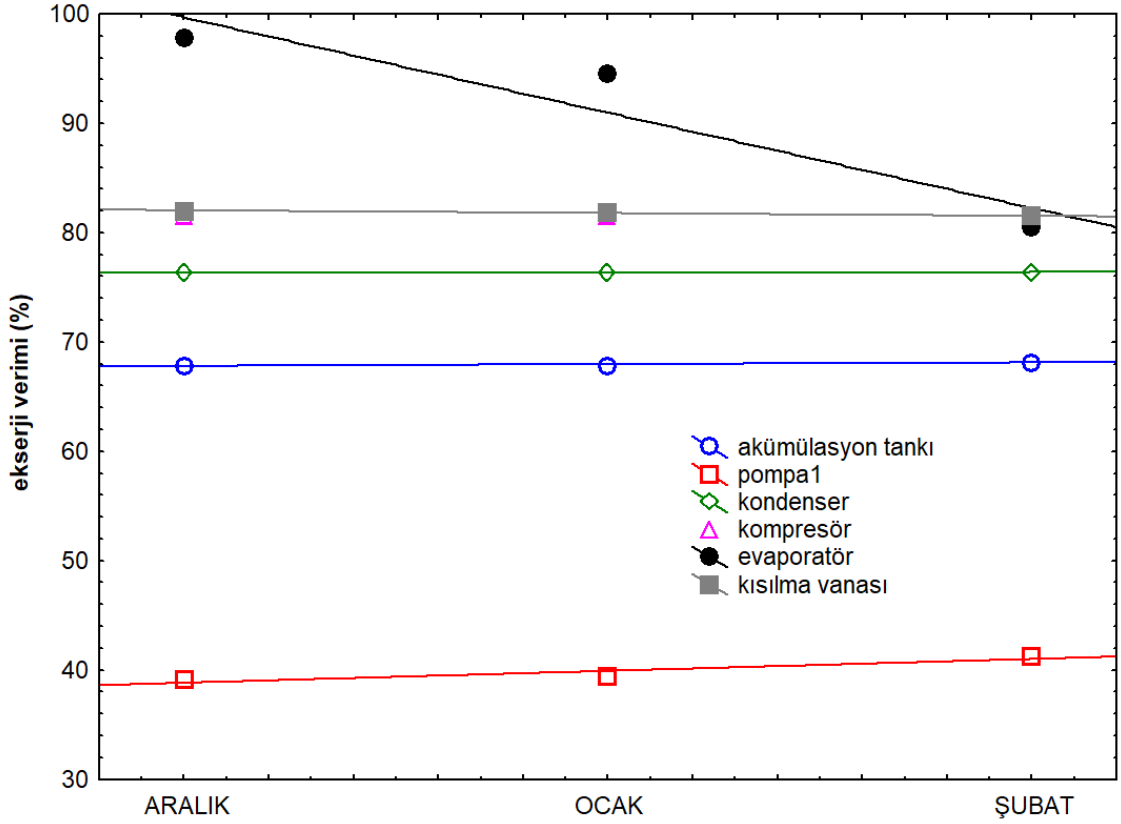
Şekil 16'da Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki çevresel etki faktörü değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük çevresel etki faktörü fan1' de gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde 30,11 ile 30,07 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin çevresel etki faktörü değişim aralığı sırasıyla: fan2, 0,153-0,138; ısı geri kazanım ünitesi, 0,0416-0,0322; poliklinik, 0,0073; ısı değiştirici 0,0026-0,0024; karışım odası, 0,0021-0,0020; pompa2, 0,0007-0,0006' dır.



**Şekil 17.** Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu çevresel sürdürülebilirlik endeksi.

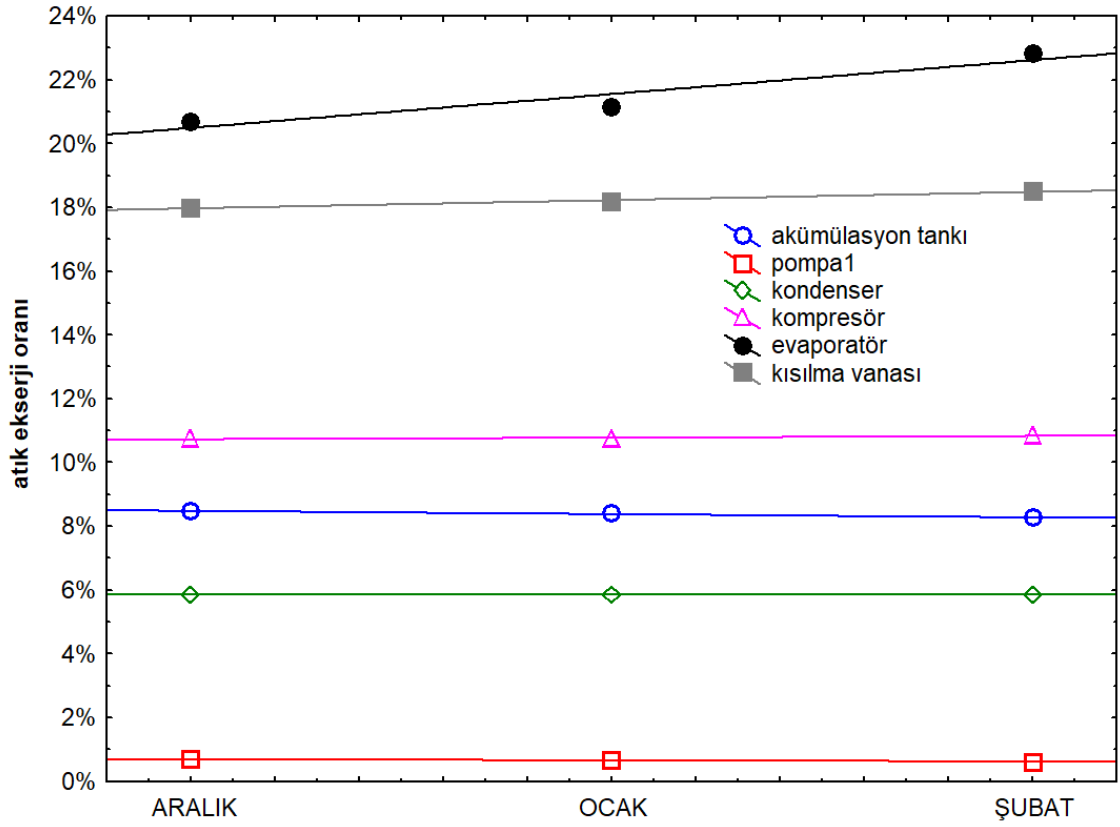
Şekil 17' de Klima Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki çevresel sürdürülebilirlik endeksi değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük çevresel sürdürülebilirlik endeksi pompa 2' de gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde 1511,7 ile 1763,7 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin çevresel sürdürülebilirlik endeksi değişim aralığı sırasıyla: nemlendirme ünitesi, 771,7-752,7; karışım odası, 483,6-583,1; ısı değiştirici, 378,3-412,1; poliklinik, 137,8-137,9; ısı geri kazanım ünitesi, 24,05-31,1; fan 2, 6,5-7,2 ve fan 1, 0,033' tür.

### 3.1.2. Isı Pompası Devresi'ne Ait Grafikler



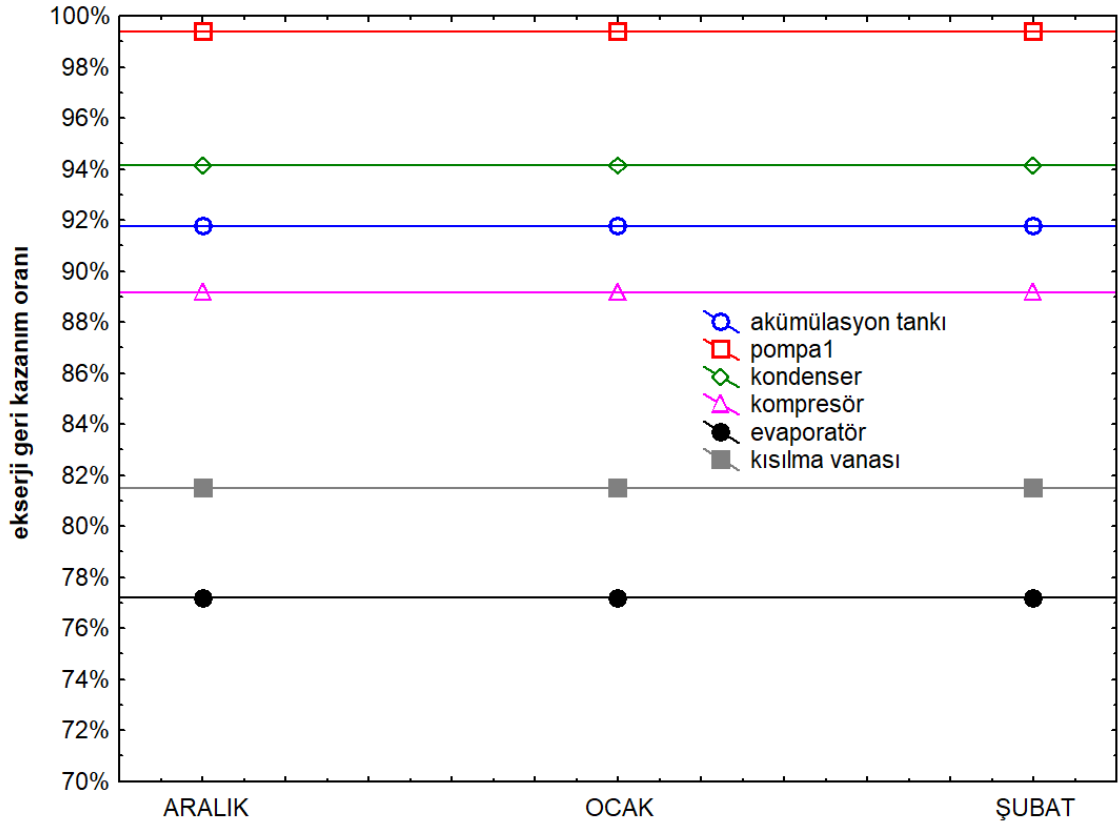
Şekil 18. Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu ekserji verimi.

Şekil 18'de Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki ekserji verimi değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük ekserji verimi evaporatörde gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde %97,9 ile %80,2 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin ekserji verimi değişim aralığı sırasıyla: kısılma vanası, %82-81,5; kompresör, %81,5-81,6; kondenser, %76,3-76,4; akümülayon tankı, %67,8-68,2; pompa1, %39-41,2' dir.



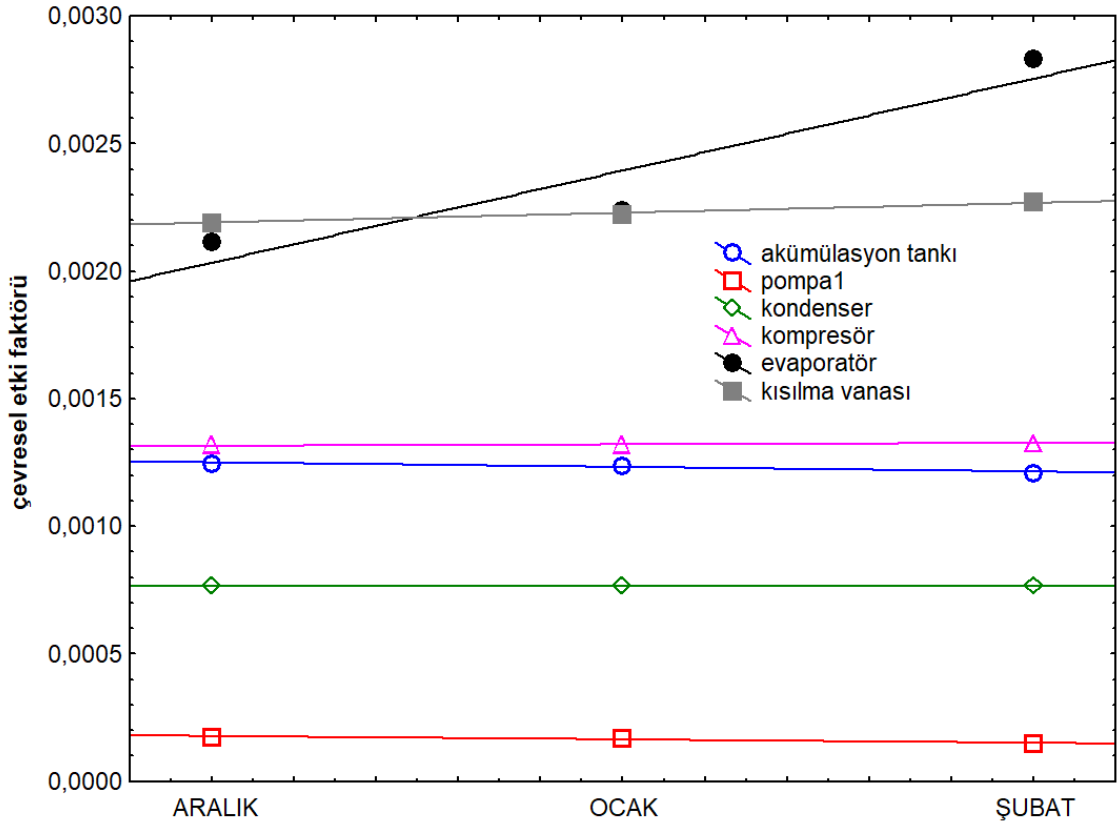
**Şekil 19.** Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu atık ekserji oranı ( $w_{er}=edr$ ).

Şekil 19'da Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki atık ekserji oranı değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük atık ekserji oranı evaporatörde gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde %20,7 ile %22,8 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin atık ekserji oranı değişim aralığı sırasıyla: kısılma vanası, %18-18,5; kompresör, %10,7-10,8; akümülayon tankı, %8,4-8,2; kondenser, %5,8-5,9; pompa1, %1,3-1,2' dir.



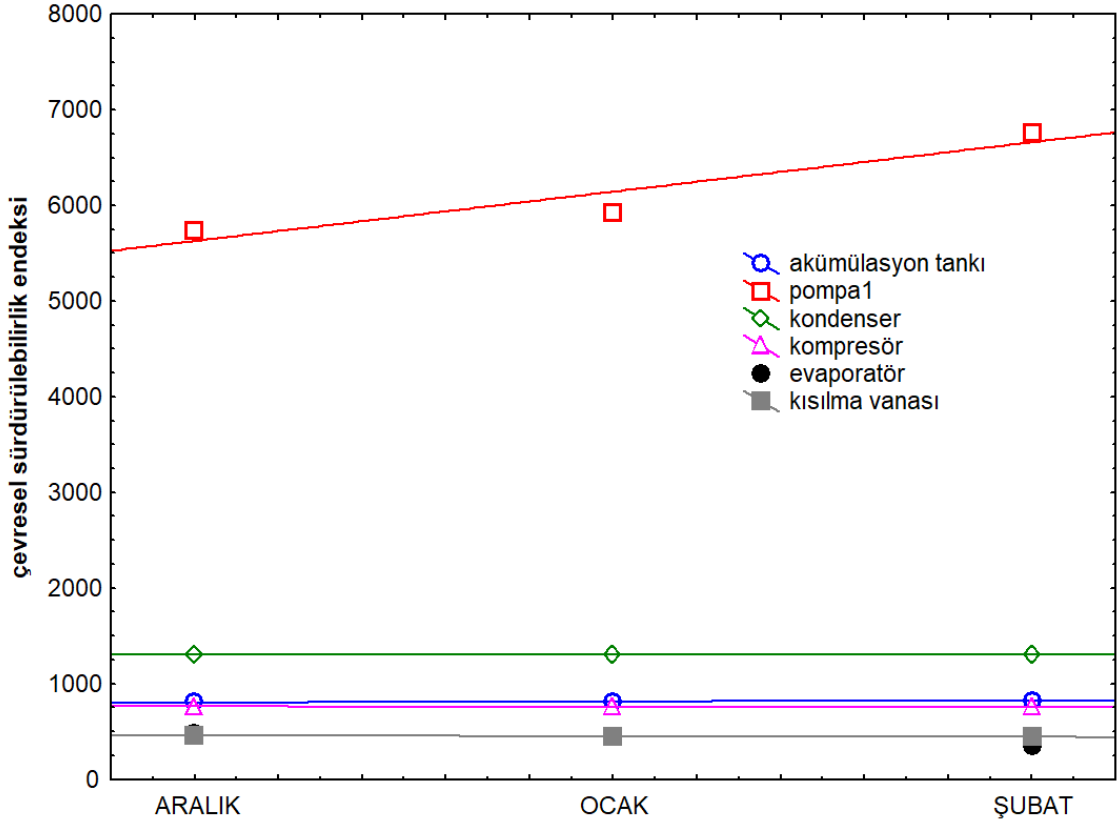
**Şekil 20.** Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu ekserji geri kazanım oranı.

Şekil 20'de Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki ekserji geri kazanım oranı değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük ekserji geri kazanım oranı pompa1' de gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde %99,4 olmuştur. Diğer ünitelerin ekserji geri kazanım oranı sırasıyla: kondenser, %94,1; akümülyasyon tankı, %91,8; kompresör, %89,2; kısılma vanası, %81,5; evaporatör, %77,2' dir.



**Şekil 21.** Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu çevresel etki faktörü.

Şekil 21'de Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki çevresel etki faktörü değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük çevresel etki faktörü evaporatör de gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde 0,0021 ile 0,0028 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin çevresel etki faktörü değişim aralığı sırasıyla: kısılma vanası, 0,0022-0,0023; kompresör, 0,0013; akümülayon tankı, 0,0012; kondenser, 0,0008; pompa 1, 0,0002-0,0001'dir.

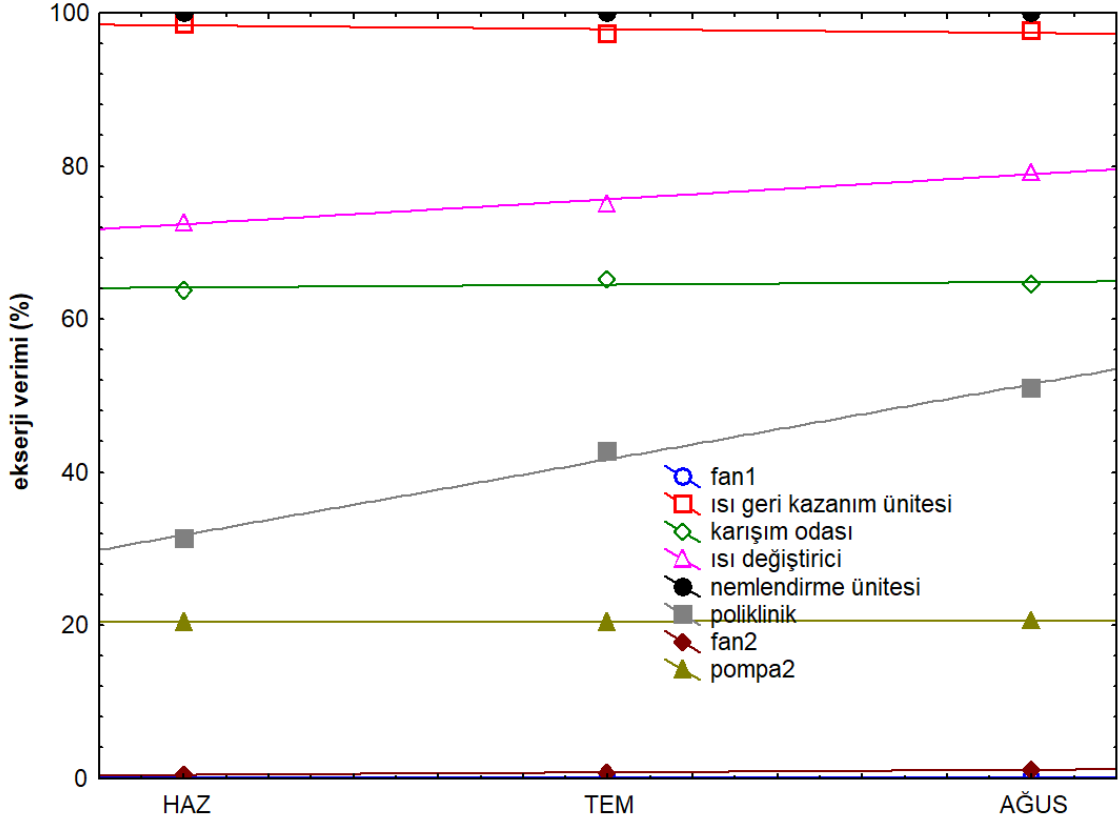


**Şekil 22.** Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonu çevresel sürdürülebilirlik endeksi.

Şekil 22'de Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin kış sezonundaki çevresel sürdürülebilirlik endeksi değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük çevresel sürdürülebilirlik endeksi pompa 1'de gerçekleşmekte olup Aralık-Şubat döneminde 5741 ile 6772 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin çevresel sürdürülebilirlik endeksi değişim aralığı sırasıyla: kondenser, 1304-1304,43; akümülyasyon tankı, 802,83- 826,5; kompresör, 760,047- 753,2; kısılma vanası, 456,1-440,6; evaporatör, 473,2-352,7'dir.

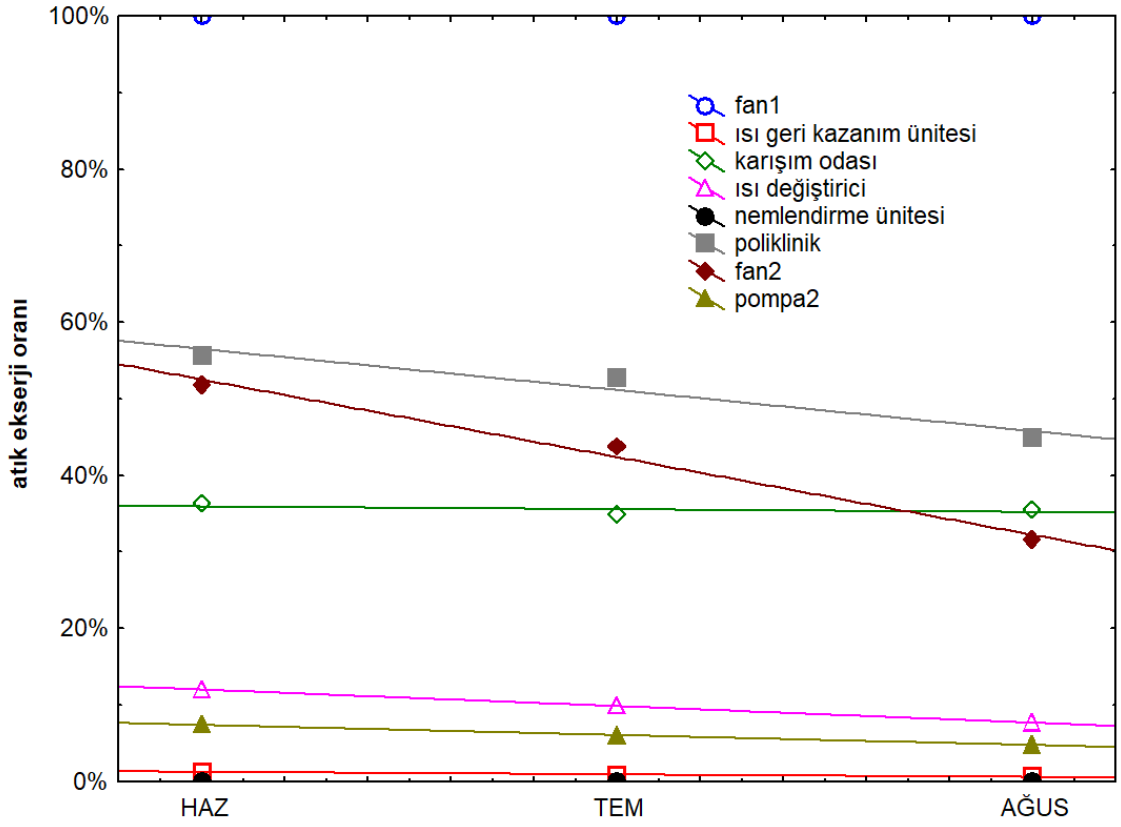
### 3.2. Yaz Sezonu Grafikler

#### 3.2.1. Klima Devresi'ne Ait Grafikler



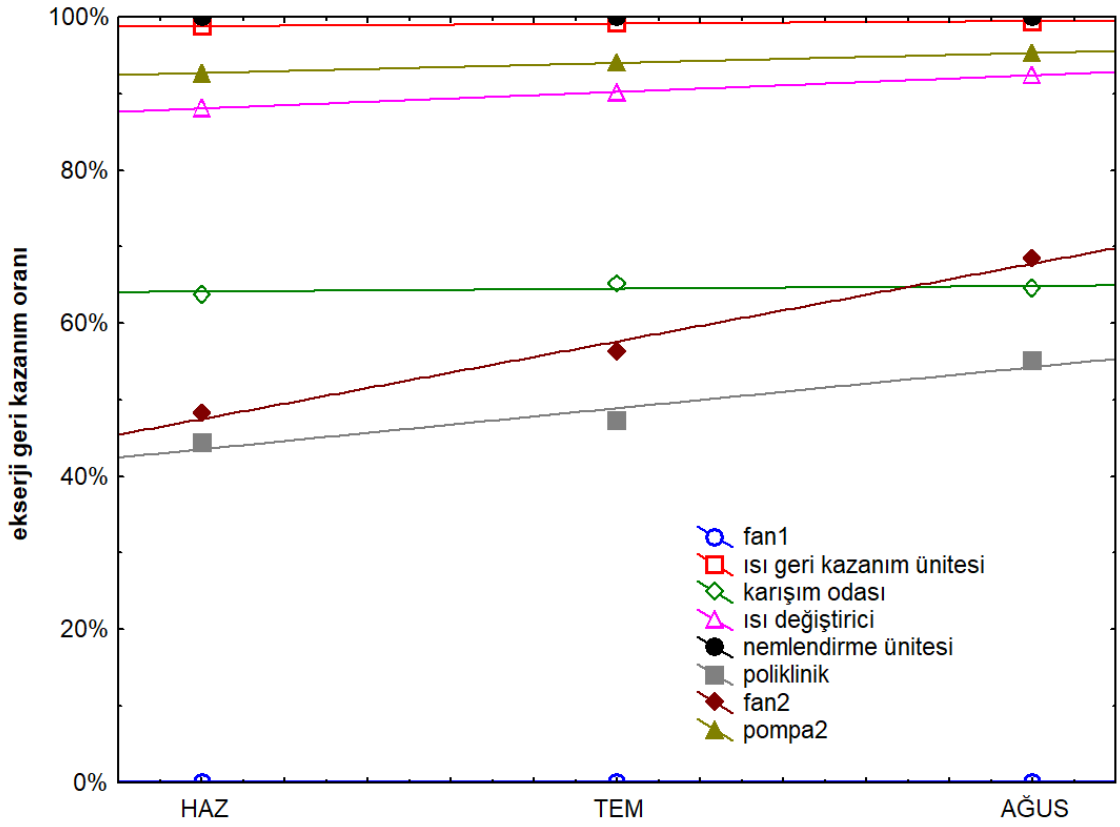
Şekil 23. Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu ekserji verimi.

Şekil 23' de Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki ekserji verimi değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük ekserji verimi nemlendirme ünitesinde gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde %100 olarak gerçekleşmiştir. Diğer ünitelerin ekserji verimi değişim aralığı sırasıyla: ısı geri kazanım ünitesi, %98,66-97,67; ısı değiştirici, %72,65-79,18; karışım odası, %63,77-64,49; poliklinik, %31,28-50,98; pompa2, %20,45-20,63; fan2, %0,43-1,09' dur.



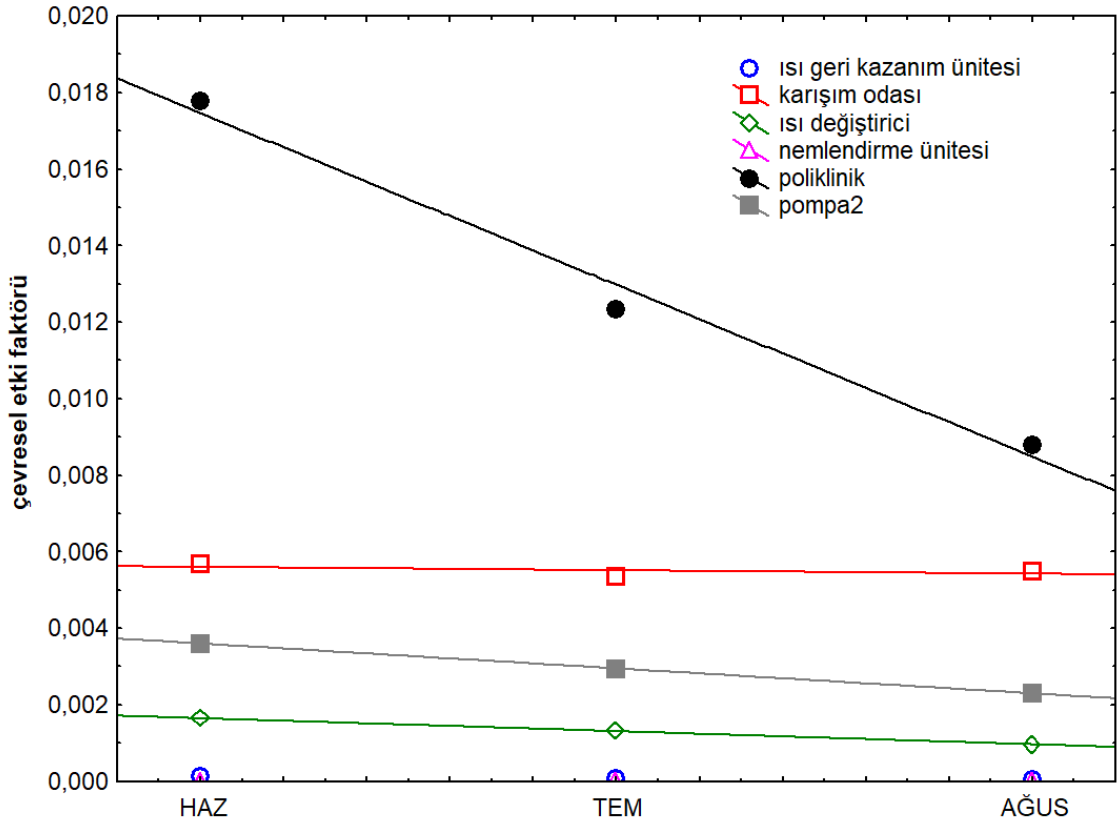
**Şekil 24.** Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu atık ekserji oranı (wer=edr).

Şekil 24' de Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki atık ekserji oranı değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük atık ekserji oranı fan1'de gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde %100 olmuştur. Diğer ünitelerin atık ekserji oranı değişim aralığı sırasıyla: poliklinik, %55,9-55,7; fan 2, %51,8-31,5; karışım odası, %36,2-35,5; ısı değiştirici, %11,9-7,6; pompa 2, %7,4-4,7; ısı geri kazanım ünitesi, %1,2-0,57; nemlendirme ünitesi, %0' dır.



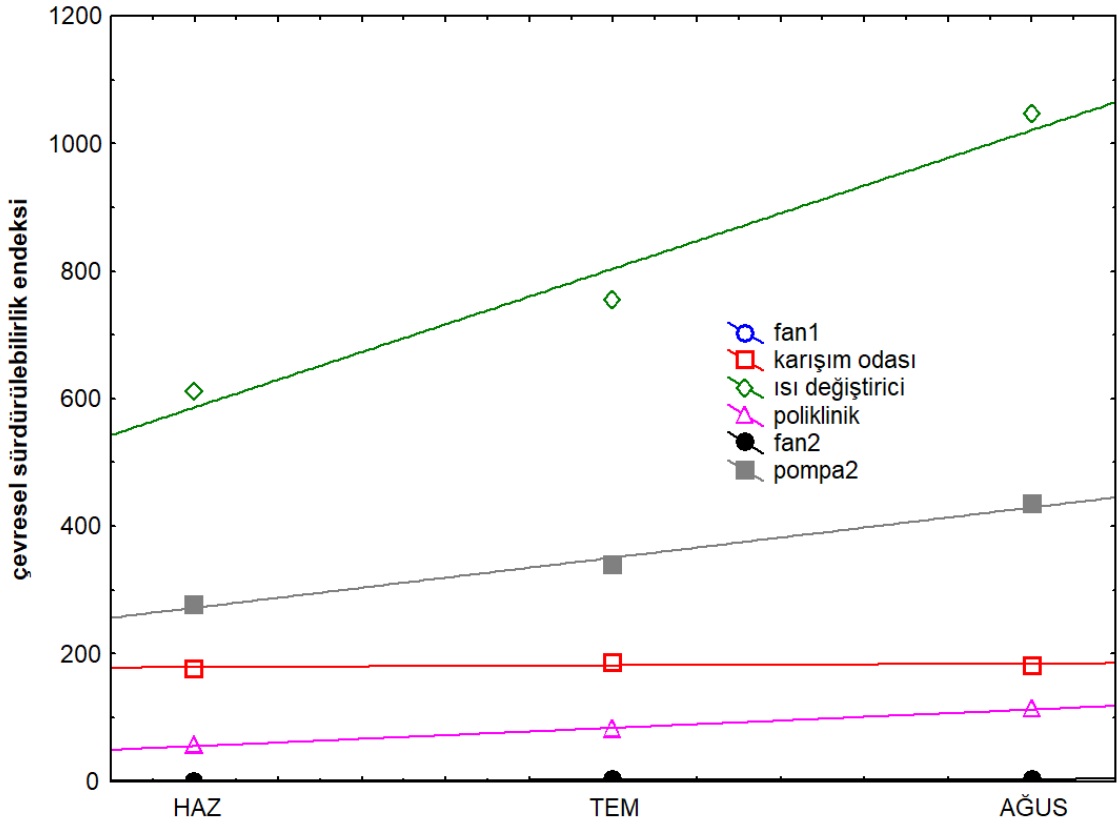
**Şekil 25.** Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu ekserji geri kazanım oranı.

Şekil 25' de Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki ekserji geri kazanım oranı değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük ekserji geri kazanım oranı nemlendirme ünitesinde gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde %100 olmuştur. Diğer ünitelerin ekserji geri kazanım oranları sırasıyla: ısı geri kazanım ünitesi %98,8-99,4; pompa 2, %92,6-95,3; ısı değiştirici, %88,1-92,4; karışım odası, %63,8-64,5; fan 2, %48,2-68,5; poliklinik, %44,4-55,1; fan 1, %0,88-0,92' dir.



**Şekil 26.** Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu çevresel etki faktörü.

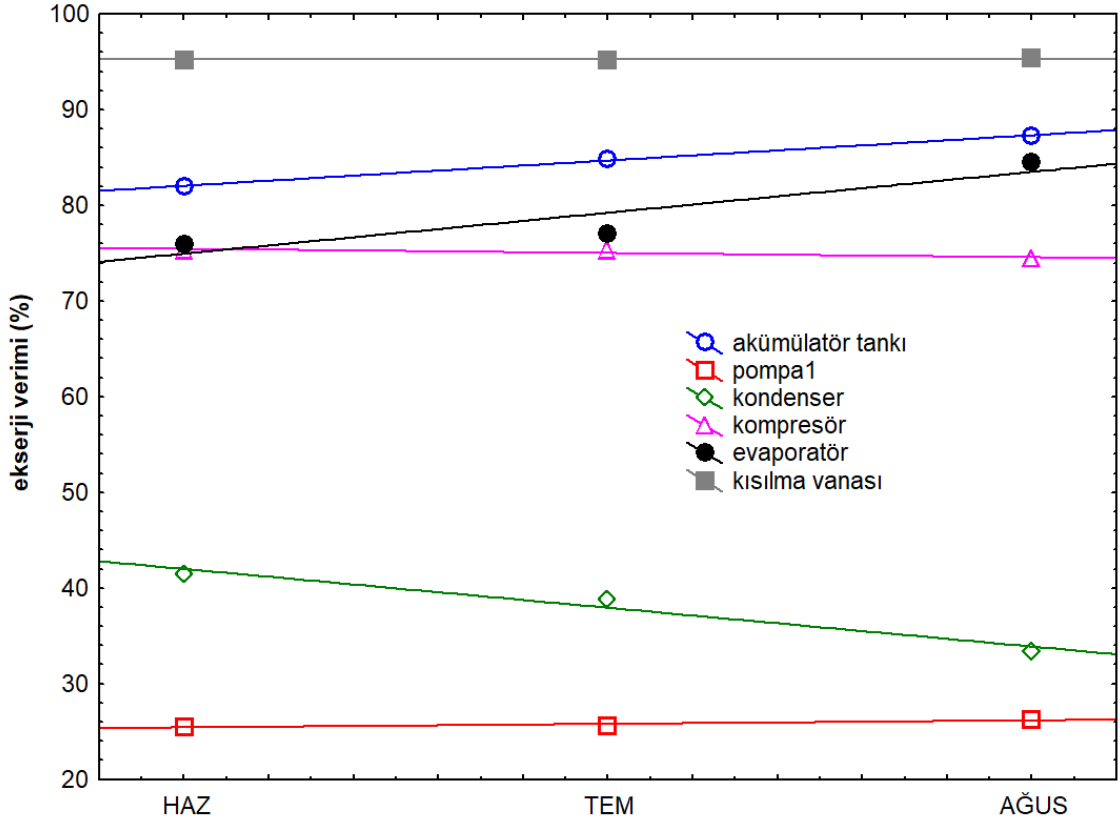
Şekil 26' de Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki çevresel etki faktörü değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük çevresel etki faktörü fan1'de gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde 31,36 ile 31,50 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin çevresel etki faktörü değişim aralığı sırasıyla: fan 2, 1,22-0,29, poliklinik, 0,0178-0,0088; karışım odası, 0,0057-0,0055, pompa 2, 0,0036-0,0023; ısı değiştirici, 0,00164-0,00096; ısı geri kazanım ünitesi, 0,00125-0,000058; nemlendirme ünitesi, 0' dır.



**Şekil 27.** Klima Devresi'ne ait cihazların yaz sezonu çevresel sürdürülebilirlik endeksi.

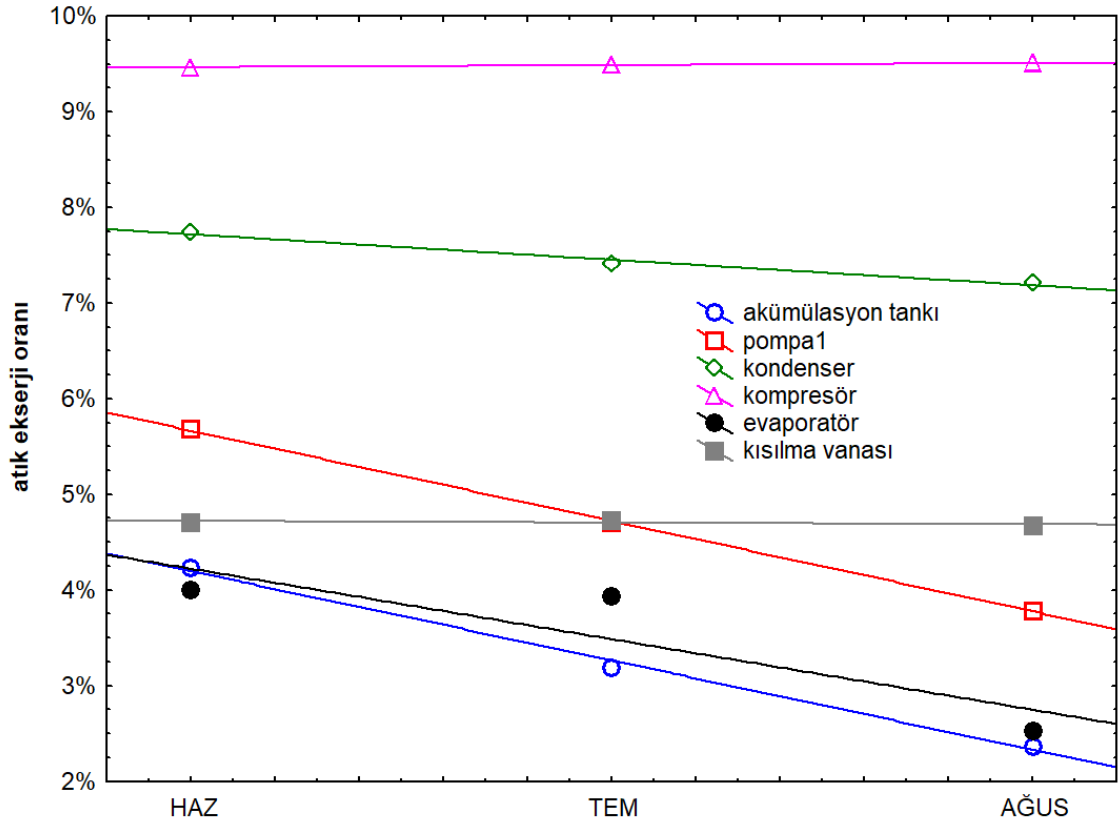
Şekil 27' de Klima Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki çevresel sürdürülebilirlik endeksi değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük çevresel sürdürülebilirlik endeksi ısı geri kazanım ünitesinde gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde 7976,6 ile 17269,9 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin çevresel sürdürülebilirlik endeksi değişim aralığı sırasıyla: ısı değiştirici, 610,8-1045,7; pompa 2, 277,6-434,9; karışım odası, 176,0-181,6; poliklinik, 56,2-113,6; fan 2, 0,8-3,4 ve fan1, 0,032' dir.

### 3.2.2. Isı Pompası Devresi'ne Ait Grafikler



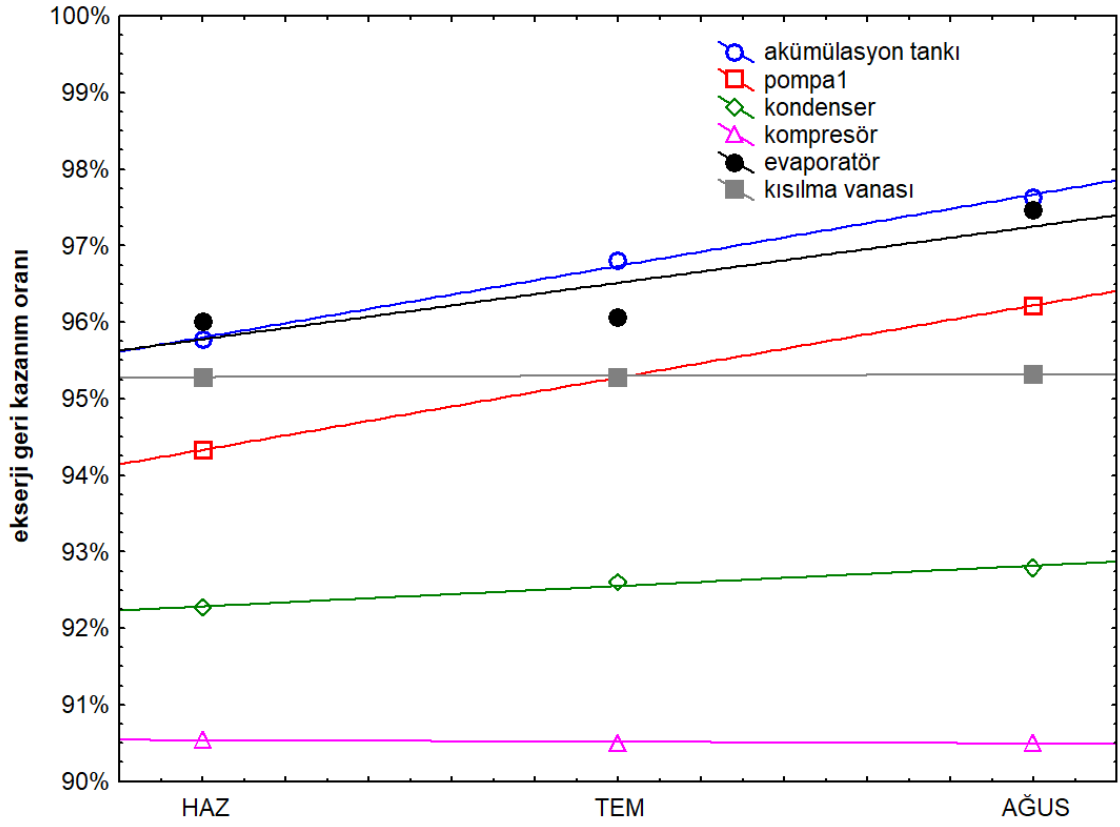
Şekil 28. Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu ekserji verimi.

Şekil 28' de Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki ekserji verimi değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük ekserji verimi kısılma vanasında gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde %95,29 ile %95,32 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin ekserji verimi değişim aralığı sırasıyla: akümülatör tankı, %82,00-87,28; evaporatör, %76,00-84,54; kompresör, %75,30-74,42; kondenser, %41,53,-33,42; pompa1, %25,50-26,23' tür.



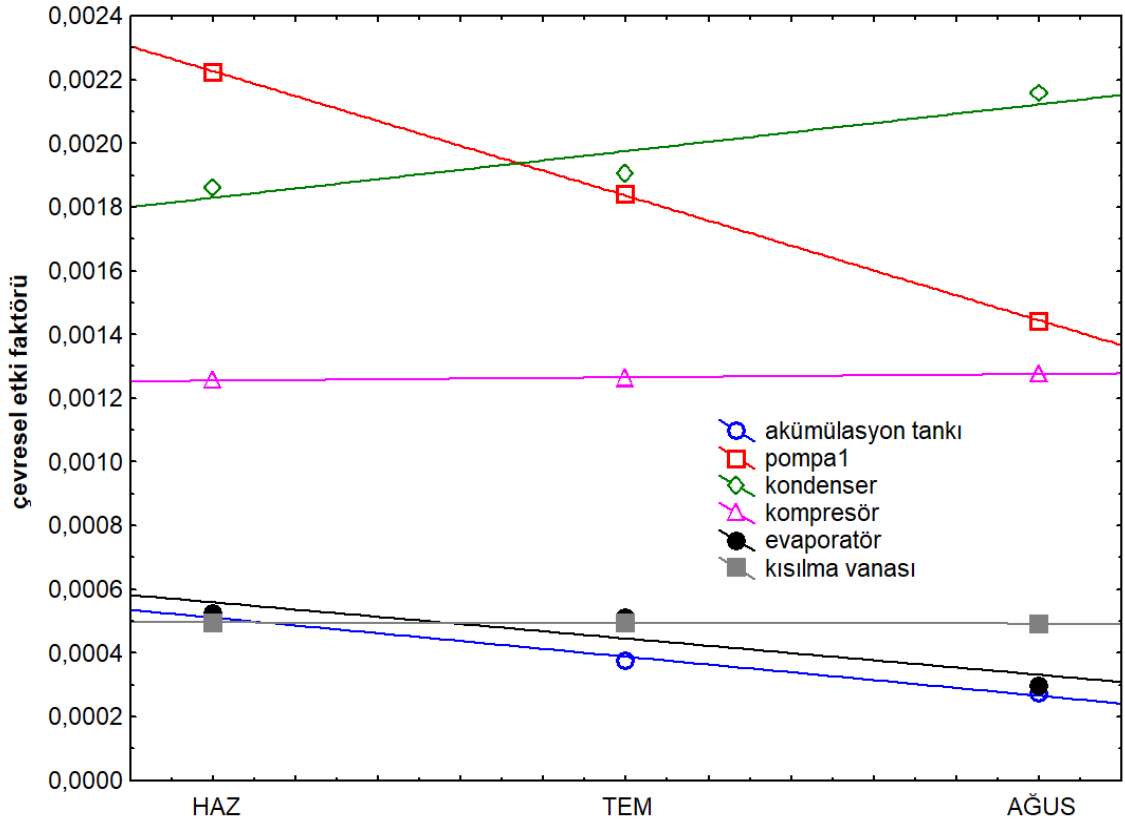
**Şekil 29.** Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu atık ekserji oranı (wer=edr).

Şekil 29' de Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki atık ekserji oranı değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük atık ekserji oranı kompresörde gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde %9,46 ile %9,50 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin atık ekserji oranı değişim aralığı sırasıyla: kondenser, %7,7-7,2; pompa 1, %5,7-3,8; kısılma vanası, %4,71-4,68; evaporatör, %3,99-2,53, akümülayon tankı, %4,23-2,37' dir.



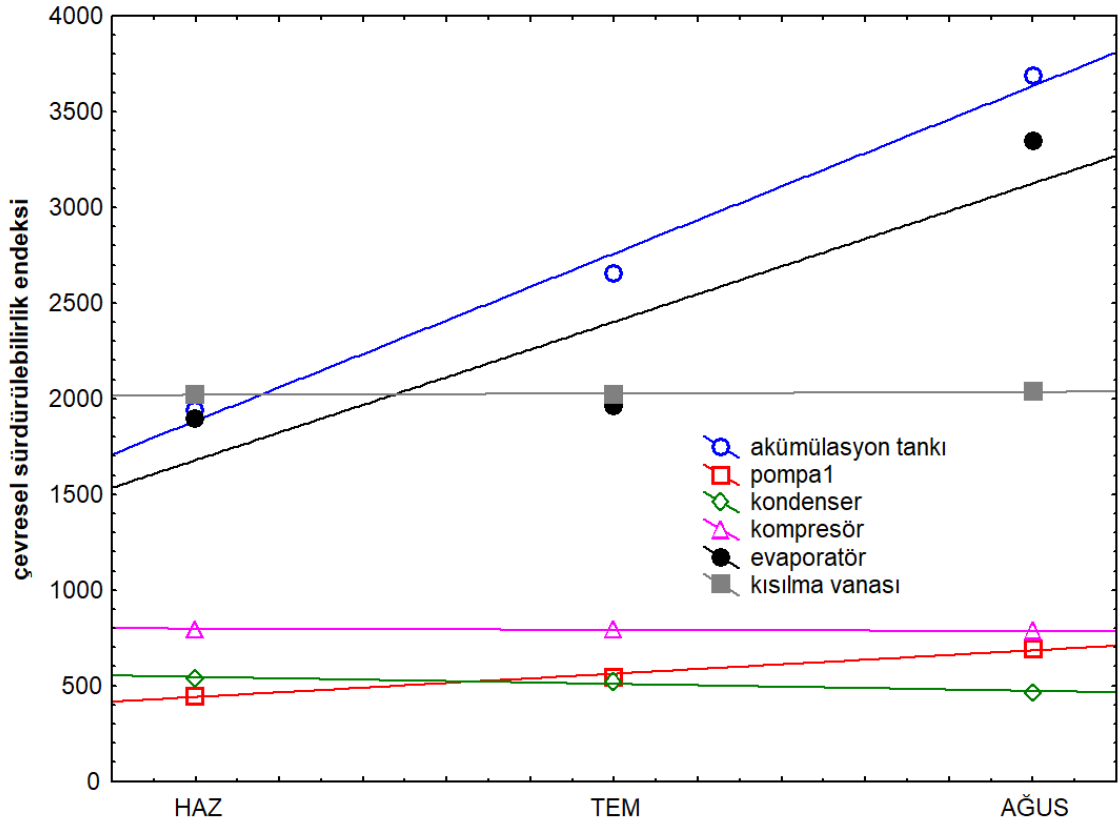
**Şekil 30.** Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu ekserji geri kazanım oranı.

Şekil 30' de Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki ekserji geri kazanım oranı değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük ekserji geri kazanım oranı akümülayon tankında gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde %95,8-97,6 olmuştur. Diğer ünitelerin ekserji geri kazanım oranı sırasıyla; evaporatör, %96-95,5; kısılma vanası, %95,29-95,32; pompa 1, %94,3-96,2; kondenser, %92,2-92,3; kompresör, %90,54-90,49' dur.



**Şekil 31.** Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonu çevresel etki faktörü.

Şekil 31' de Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki çevresel etki faktörü değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük çevresel etki faktörü pompa 1' de gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde 0,0022 ile 0,0014 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin çevresel etki faktörü değişim aralığı sırasıyla: kondenser, 0,00186-00216; kompresör, 0,00126-0,00128; evaporatör, 0,000526-0,000299; kısılma vanası, 0,000494-0,000491; akümülayon tankı, 0,000516-0,000271' dir.



**Şekil 32.** Isı Pompası Devresi'ne ait cihazların yaz sezonu çevresel sürdürülebilirlik endeksi.

Şekil 32' de Isı Pompası Devresi'ne ait ünitelerin yaz sezonundaki çevresel sürdürülebilirlik endeksi değerleri görülmektedir. Bu devrede hesaplanan en büyük çevresel sürdürülebilirlik endeksi akümülayon tankında gerçekleşmekte olup Haziran-Ağustos döneminde 1937,1 ile 3687,8 arasında değişmektedir. Diğer ünitelerin çevresel sürdürülebilirlik endeksi değişim aralığı sırasıyla: evaporatör, 1900,2-3347,0; kısılma vanası, 2022,5-2038,1; kompresör, 796,1-783,2; kondenser, 536,7-463,7; pompa1, 449,5-693,2' dir.

#### 4. TARTIŞMA ve SONUÇLAR

Bu tez çalışmasının kapsamında “Yapılan Çalışmalar” başlığı altında ısıtma ve soğutma süreçleri için tüm sistem iki alt devreye (klima devresi ve ısı pompası devresi) ayrılarak sisteme ait her bir ünite ayrı ayrı incelenmiştir. Yapılan kabuller doğrultusunda Termodinamiğin I. Yasası’na bağlı olarak enerji analizi ve Termodinamiğin II. Yasası’na bağlı olarak ekserji analizi yapılarak ekserjetik sürdürülebilirlik parametreleri tanımlanmıştır. Bu bağlamda öncelikle tüm üniteler bir kontrol hacmi olarak ele alınarak kütle, enerji ve ekserji dengesi eşitleri türetilmiş ve ilgili tablolarda (Tablo 1-4) verilmiştir.

Tez çalışmasının “Bulgular” kısmında ise, klima devresi ve ısı pompası devresi olarak ikiye ayrılan sistemin ısıtma süreci (kış sezonu) ve soğutma sürecindeki (yaz sezonu) ekserjetik sürdürülebilirlik değerlendirmesini yapmak üzere hesaplanan ekserjetik sürdürülebilirlik parametrelerine ( $\epsilon$ ,  $w_{er} = e_{dr}$ ,  $e_{rr}$ ,  $e_{ef}$  ve  $e_{si}$ ) ait grafikler (Şekil 13-32) verilmiştir. Elde edilen tüm bilgiler kullanılarak çıkarılan sonuçlar aşağıdaki gibidir.

##### 4.1. Isıtma Süreci (Kış Sezonu)

Klima devresi’nin kış sezonu ekserjetik sürdürülebilirlik değerlendirmesi aşağıdaki gibidir;

Yapılan ekserji analizi sonucuna göre; ekserji yıkımı nispeten büyük ve ekserji verimi düşük olup iyileştirme potansiyeli yüksek olan üniteler ısı değiştirici, akümülyasyon tankı, kondenser ve polikliniklidir. Isıtma sürecinde bu ünitelere ait ortalama ekserji verimi değerleri sırasıyla %57,7, %68, %76,4 ve %77 olarak hesaplanmıştır.

Çevresel sürdürülebilirlik açısından atık ekserji oranının düşük, ekserji geri kazanım oranının yüksek olması istenir. Klima Devresi’ ne ve Isı Pompası Devresi’ ne ait ünitelerin kış sezonundaki atık ekserji oranı ve ekserji geri kazanım oranı değerleri

Şekil 14, Şekil 15, Şekil 19 ve Şekil 20' de görülmektedir. Atık ekserji oranı ve ekserji geri kazanım oranı bakımından sistemin en olumsuz üniteleri fan1, poliklinik ve ısı geri kazanım ünitesidir. Isıtma sürecinde bu ünitelere ait ortalama atık ekserji oranı değerleri sırasıyla 100, %55,8, ve %52,5' tir. Ekserji geri kazanım oranı değerleri ise sırasıyla %0, %44,2 ve %47,5' tir.

Ayrıca, Şekil 16 ve Şekil 21' de sırasıyla Klima Devresi' ne ve Isı Pompası Devresi' ne ait ünitelerin kış sezonundaki çevresel etki faktörü değerleri görülmektedir. Çevresel etki faktörünün yüksek olması çevresel sürdürülebilirlik açısından olumsuzdur. Çevresel etki faktörü bağlamında Klima Devresi'ne ait üniteler daha olumsuz değerlere sahiptir. Sistemdeki en yüksek çevresel etkiye sahip üniteler fan1, fan2 ve ısı geri kazanım ünitesidir. Isıtma sürecinde bu ünitelere ait ortalama çevresel etki faktörü değerleri sırasıyla 30,1, 14,7, ve 3,8' dir.

Şekil 17 ve Şekil 22' de ise sırasıyla Klima Devresi' ne ve Isı Pompası Devresi' ne ait ünitelerin kış sezonundaki çevresel sürdürülebilirlik endeksi değerleri görülmektedir. Çevresel sürdürülebilirlik bakımından en olumsuz üniteler çevresel sürdürülebilirlik endeksinin en düşük olduğu ünitelerdir. Klima Devresi'ne ait ünitelerin açıkça çevreye daha olumsuz etki yaptığı gözlemlenmektedir. Sistemdeki en düşük çevresel sürdürülebilirlik endeksine sahip üniteler fan1, fan 2 ve ısı geri kazanım ünitesidir. Isıtma sürecinde bu ünitelere ait ortalama çevresel sürdürülebilirlik endeksi değerleri sırasıyla 0,033, 0,068, ve 0,263' tür.

#### **4.2. Soğutma Süreci (Yaz Sezonu)**

Klima devresi'nin yaz sezonu ekserjetik sürdürülebilirlik değerlendirmesi aşağıdaki gibidir;

Yapılan ekserji analizi sonucuna göre ekserji yıkımı nispeten büyük ve ekserji verimi düşük olup iyileştirme potansiyeli yüksek olan üniteler kondenser, poliklinik, ısı değiştirici ve evaporatördür. Soğutma sürecinde bu ünitelere ait ortalama ekserji verimi değerleri sırasıyla %38, %41,7, %76, %79,2' dir .

Klima Devresi' ne ve Isı Pompası Devresi' ne ait ünitelerin yaz sezonundaki atık ekserji oranı ve ekserji geri kazanım oranı değerleri Şekil 24, Şekil 29, Şekil 25 ve Şekil 30' da görülmektedir. Atık ekserji oranı yüksek ve ekserji geri kazanım oranı düşük olduğundan sistemin en olumsuz üniteleri fan1, poliklinik ve fan 2' dir. Soğutma sürecinde bu ünitelere ait ortalama atık ekserji oranı değerleri sırasıyla %100, %51,1, ve %42,4' tür. Ekserji geri kazanım oranı değerleri ise sırasıyla %0, %48,9 ve %57,6' dır.

Ayrıca, Şekil 26 ve Şekil 31' de sırasıyla Klima Devresi' ne ve Isı Pompası Devresi' ne ait ünitelerin yaz sezonundaki çevresel etki faktörü değerleri görülmektedir. Çevresel etki faktörü yüksek olduğundan Klima Devresi'ne ait üniteler daha olumsuz değerlere sahiptir. Sistemdeki en yüksek çevresel etkiye sahip üniteler fan1, fan2 ve poliklinikdir. Soğutma sürecinde bu ünitelere ait ortalama çevresel etki faktörü değerleri sırasıyla 31,4, 0,7, ve 0,013' tür.

Şekil 27 ve Şekil 32' de ise sırasıyla Klima Devresi' ne ve Isı Pompası Devresi' ne ait ünitelerin yaz sezonundaki çevresel sürdürülebilirlik endeksi değerleri görülmektedir. Çevresel sürdürülebilirlik bakımından en olumsuz üniteler çevresel sürdürülebilirlik endeksinin en düşük olduğu ünitelerdir. Klima Devresi'ne ait ünitelerin açıkça çevreye daha olumsuz etki yaptığı gözlemlenmektedir. Sistemdeki en düşük çevresel sürdürülebilirlik endeksine sahip üniteler fan1, fan 2 ve poliklinikdir. Soğutma sürecinde bu ünitelere ait ortalama çevresel sürdürülebilirlik endeksi değerleri sırasıyla 0,032, 1,43 ve 76,92' dir.

O halde, elde edilen sonuçlara bağlı olarak temel sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Isıtma ve soğutma süreci için sistem üzerinde yapılan enerji analizi sonucuna göre; Klima Devresi'ne ait ünitelerin enerji verimlerinin Isı Pompası Devresi'ne ait verimlere göre nispeten daha düşük olduğu, enerji kayıplarının genelde sistemin bu kısmında gerçekleştiği anlaşılmıştır. Sistem yaz modunda kış moduna göre daha verimli çalışmaktadır.

- Ekserji analizi sonucuna göre; ekserji yıkımı nispeten büyük ve ekserji verimi düşük olup iyileştirme potansiyeli yüksek olan üniteler ısı değiştirici, kondenser, akümülatör tankı, evaporatör ve poliklinik' tir.
- Çevresel sürdürülebilirlik parametreleri bağlamında sistemin en olumsuz üniteleri fan1, fan 2 ve poliklinik'tir.
- Sonuç olarak, sistem nemli iklim koşulları için uygun olup yapılan ekserjetik sürdürülebilirlik değerlendirilmesi ışığında çevresel sürdürülebilirlik açısından nispeten olumsuz olarak belirlenen ünitelerin iyileştirilmesi daha verimli ve sürdürülebilir bir sistemin tasarımı için gereklidir.



## 5. ÖNERİLER

Bu tez çalışması kapsamında ortaya çıkarılan sonuçlar doğrultusunda sunulan öneriler aşağıdaki gibidir;

- İş akışkanı olarak süperkritik karbon dioksit ( $sCO_2$ ) kullanılarak performans araştırması başka bir çalışma için yapılabilir.
- LCA ve ekonomik analizi başka bir çalışmada yapılabilir.
- Ekserjetik sürdürülebilirlik değerlerine bağlı olarak sistem komponentlerinin iyileştirilmesi başka bir çalışmada yapılabilir.



## KAYNAKLAR

- Akbulut, U., 2012.** Yenilenebilir Enerji Kaynaklı Duvardan Isıtma Ve Soğutma Sisteminin Teorik Ve Deneysel İncelenmesi. Doktora Tezi, İstanbul, 137 s.
- Alshehri, F., Beck, S., Ingham, D., Ma, L. and Pourkashanian M., 2019.** Comparisons between ground and air source heat pumps in hot/dry climates. Saudi Arabia as a case study Journal of Building Engineering, In Press, Accepted Manuscript Available online 8 June 2019, 100825.
- Asaee, S.R., Ugursal, V.I. and Beausoleil, M.I., 2017.** Techno-economic feasibility evaluation of air to water heat pump retrofit in the Canadian housing stock. Applied Thermal Engineering, 111, 936–949. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2016.09.117.
- Aydın, H., Turan, O., Karakoc, T.H. ve Midilli, A., 2014.** Exergetic Sustainability Indicators as a Tool in Commercial Aircraft: A Case Study for a Turbofan Engine International Journal of Green Energy Published online. 30 Sep 2014, Pages 28-40.
- Aydın, M., 2013.** Hava Kaynaklı Isı Pompalı Su Isıtma Sisteminde Enerji Verimine Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 91 s.
- Berntsson, T., 2002.** Heat sources-Technology,economy and environment.International Journal Journal of Refrigeration. 25(4), 428-438. DOI: 10.1016/S0140-7007(01)00034-2.
- Bertsch, S.S. and Groll, E.A., 2008.** Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates. International Journal of Refrigeration, 31(7), 1282–1292. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.006.
- Bonnet, S., Alaphilippe, M. and StouffsP., 2005.** Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine. International Journal of Thermal Sciences 44, 1161–1168.
- Bulgurcu, H., 2001.** Lokal Isı-Enerji Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazlarının Tasarımı. V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi TESKON 01 Bildiriler Kitabı, 141-150.
- Byun, J., Lee, J. and Jeon, C., 2008.** Frost Retardation of an Air-Source Heat Pump by the Hot Gas Bypass Method. International Journal of Refrigeration, 31, 328-334.
- Chena, J., Zhoua, Y., Wanga, H. and Wangb, J.T., 2002.** Comparison of the optimal performance of single- and two-stage thermoelectric refrigeration systems. Applied Energy 73, 285–298.

- Christodoulides, P., Aresti, L. and Florides, G., 2019.** Air-conditioning of a typical house in moderate climates with Ground Source Heat Pumps and cost comparison with Air Source Heat Pumps. *Applied Thermal Engineering*, 158, 113772, 1-6.
- Çalışkan, H., Hepbaşlı, A. ve Dinçer, İ., 2011.** Exergy Analysis and Sustainability Assessment of a Solar-Ground Based Heat Pump with Thermal Energy Storage. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2011; 133 (1): 011005-(1- 8).
- Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., 1994.** *Thermodynamics: An Engineering Approach*, Second Edition, McGraw-Hill Book Co., New York. Çeviren: Derbentli, T., (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Ekonomik Baskı, Literatür Yayıncılık, İstanbul. 946 s.
- Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., 2012.** *Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla*, 4. Baskı, İzmir Güven Kitabevi, ISBN: 978-975-6240-26-7, 946 s.
- Çiçek, B., 2012.** *Klima Santrallerindeki Nemlendirme Sürecinin İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 70 s.
- Çomaklı, Ö., 1990.** Karadeniz Bölgesi için Bir Isı Pompası Sistemi Deney Düzenegi. *Mühendis Makina*, Cilt: 31, Sayı: 369, 19-26.
- De Swardt, C.A. and Meyer, J.P., 2001.** A Performance Comparison between Air-Source and a Ground-Source Reversible Heat Pump, *International Journal of Energy Research*, Vol.25, No. 10, pp.899-910.
- Deymi, D.M. and Valipour, N.S., 2019.** Thermo-economic and Environmental Feasibility of Waste Heat Recovery of a Data Center Using Air Source Heat Pump. *Journal of Cleaner Production*, Volume 219, 10 May 2019, Pages 117-126.
- Dinçer, İ. ve Natarer, G.F., 2010.** Assessment of exergy efficiency and Sustainability Index of an air–water heat pump, *International Journal of Exergy*, 2010; 7(1): 37-50.
- Dinçer, İ. ve Rosen, M.A., 2005.** Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2005;9(2):169–89.
- Dinçer, İ. ve Rosen, M.A., 2012.** *Exergy: energy, Environment and Sustainable Development*. UK: Elsevier, ISBN: 9780080970899, 576 s.
- Dongellini, M., Naldi, C. and Morini, G.L., 2015.** Annual performances of reversible air source heat pumps for space conditioning. *Energy Procedia*, 78, 1123–1128. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.11.070.
- Esen, H., İnallı, M., Esen, M. ve Pıhtılı, K., 2007.** Energy and Exergy Analysis of a Ground-Coupled Heat Pump System with Two Horizontal Ground Heat Exchangers. *Building and Environment*, 42 (10): 3606-3615.

- Guo, X. and Goumba A.P., 2018.** Air source heat pump for domestic hot water supply, Performance comparison between individual and building scale installations Energy. 164, 794-802.
- Hepbaşı, A., 2008.** Isı Pompaları, TTMD Isıtma Soğutma Havalandırma Klima Yangın ve Sıhhi Tesisat Dergisi, 55: 24.
- Huang, S., Zuo, W., Lu, H., Liang, C. and Zhang, X., 2019.** Performance comparison of a eating tower heat pump and an air-source heat pump: A comprehensive modeling and simulation study Energy Conversion and Management Volume 180, 15 January 2019, Pages 1039-1054.
- Kaygusuz, K., 1995.** Performance of Solar-Assisted Heat Pump Systems. Applied Energy, Vol.51, No.2, pp. 93-109.
- Kazjonovs, J., Sipkevics, A., Jakovics, A., Dancigs, A., Bajare, D. and Dancigs, L., 2014.** Performance analysis of air-to-water heat pump in Latvian climate conditions. Environmental and Climate Technologies, 14(1), 18–22. DOI: 10.1515/rtuect-2014-0009.
- Kıncay, O. ve Temir, G., 2003.** Dikey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası – Bir Uygulama. Termodinamik Dergisi, 125: 87-92.
- Küçüka, S., 2006.** Isı Geri Kazanım Cihazlarının bazı Şehirlerdeki Yıllık Toplam Isıtma ve Soğutma Kazançları. Tesisat Mühendisliği Dergisi. Sayı 93: 13-19.
- Liu, Z., Tan, G. and Zhao, F., 2003.** Dynamic Simulation of Air-source Heat Pump During Hot-Gas Defrost. Applied Thermal Engineering, 23, 675-685.
- Long, J., Zhang, R., Lu, J. and Xu, F., 2019.** Heat transfer performance of an integrated solar-air source heat pump evaporator Energy Conversion and Management, Volume 184, 15 March, Pages 626-635.
- Mengjie, S., Xiangguo, X., Ning, M., Shiming, D. and Yingjie, X., 2017.** Energy transfer procession in an air source heat pump unit during defrosting Applied Energy 204 (2017) 679–689.
- Midilli, A. ve Akbulut, U., 2016.** Evaluating Exergetic Sustainability Indicators for an Electrolyte Supported SOFC stack, 8th International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEES-8), Antalya, Turkey. 1-8
- Midilli, A., Akbulut, U. ve Dinçer, İ., 2018.** Development of exergetic sustainability indicators for RDF plasma gasification, 10th International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEES-10), Katowice, Poland, July 1-4. 1-4
- Midilli, A. ve Dinçer, İ., 2009.** Development of some exergetic parameters for PEM fuel cells for measuring environmental impact and sustainability. International Journal of Hydrogen Energy, 34 (2009), 3858-3872.

- Midilli, A. ve Dinçer, İ., 2009.** Development of some exergetic parameters for PEM fuel cells for measuring environmental impact and sustainability. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009; 34, 3858-3878.
- Midilli, A., Inac, S. ve Ozsaban, M., 2017.** Exergetic sustainability indicators for a high pressure hydrogen production and storage system. *International Journal of Hydrogen Energy*, Volume 42, Issue 33, 17 August 2017, Pages 21379-21391.
- MMO, 2008.** Yenilenebilir Enerji Kaynakları, TMMOB-MMO Raporu. Yayın No : MMO/2008/479, Ankara.
- Ozsaban, M. ve Midilli, A., 2016.** A parametric study on exergetic sustainability aspects of high-pressure hydrogen gas compression *International Journal of Hydrogen Energy*. Volume 41, Issue 11, 22 March 2016, Pages 5321-5334.
- Öztürk, M.M., 2009.** Farklı Çevre Koşullarının Hava Kaynaklı Isı Pompasının Performansına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 196 s.
- Popa, V., Ion, I., and Popa, C.L., 2016.** Thermo-Economic Analysis of an Air-to-Water Heat Pump. *Energy Procedia*, 85(November 2015), 408–415. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.12.221.
- Razani, A., Roberts, T. and Flake, B., 2007.** A thermodynamic model based on exergy flow for analysis and optimization of pulse tube refrigerators. *Cryogenics* 47 ,166–173.
- Sanner, B., 2003.** Current Status of Ground Source Heat Pumps in Europe, 9th International Conference on Thermal Energy Storage, Warsaw 1-4 Eylül 2003. 1-10.
- Shuxue, X., Ruochen, D., Jianhui, N. and Guoyuan, M., 2018.** Investigation of air-source heat pump using heat pipes as heat radiator *International Journal of Refrigeration* Volume 90, June 2018, Pages 91-98.
- Siyahhan, Z., 2009.** Güneş Enerjisi Kaynaklı Isı Pompası Destekli Isıtma Sistemlerinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 297 s., 11-17.
- Sun, J.F., Kitamura, Y. and Satake, T., 2008.** Application of Stirling cooler to food processing: Feasibility study on butter churning , *Journal of Food Engineering* 84, 21–27.
- Sun, X., Dai, Y., Novakovic, V., Wu, J. and Wang, R., 2015.** Performance Comparison of Direct Expansion Solar-assisted Heat Pump and Conventional Air Source Heat Pump for Domestic Hot Water. *Energy Procedia*,70(May), 394–401. DOI: 10.1016/j.egypro.2015.02.140.

- Turan, O., 2015.** An exergy way to quantify sustainability metrics for a high bypass turbofan engine Energy. 86, 722-736.
- Turan, O. ve Aydın, H., 2015.** Exergy-based Sustainability Analysis of a Low-bypass Turbofan Engine: A Case Study for JT8D Energy Procedia. Vol. 95, September 2016, Pages 499-506.
- Underwood, C.P., Royapoor, M. and Sturm, B., 2017.** Parametric modelling of domestic air-source heat pumps Energy and Buildings Volume 139, 15 March 2017, Pages 578-589.
- Urchueguia, J.F., Zacaes, M., Corberan, J.M., Montero, A., Martos, J. and Witte, H., 2008.** Comparison Between the Energy Performance of a Ground Coupled Water to Water Heat Pump System and an Air to Water Heat Pump System for Heating and Cooling in Typical Conditions of the European Mediterranean Coast. Energy Conversion and Management, 49: 2917-2923.
- URL-1, 2019.** [https://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser\\_dampf\\_e.html](https://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html) (2 Haziran 2019).
- URL-2, 2019.** <https://solkane-refrigerants.software.informer.com/8.0/> (3 Haziran 2019).
- URL-3, 2019.** <http://www.sirkulasyonpompa.org/sirkulasyonpompa/wilo-katalog.pdf> (6 Ocak 2019).
- URL-4, 2019.** <https://www.bvnair.com/index.php#> ( 8 Ocak 2019).
- Vidala, A., Bestb, R., Riveroc, R. and Cervantesd, J., 2006.** Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method. Energy 31, 3401–3414.
- Wang, Z., Gu, J. and lu, Z., 2006.** Experimental Research of Air Source Heat Pump Frosting and Defrosting in a Double Stage-Coupling heat Pump. HVAC Technologies for Energy Efficiency ICEB 2006, Shenzhen, China, Vol. IV-10-2.
- Wu, Y., Yuan, J., Xie, G., Wu, Q. and Wang, R., 2010.** An air source heat pump with an advanced cycle for heating buildings in Beijing. Energy Conversion and Management, 52(2), 1493–1500. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.10.012.
- Yıldırım, A., 2014.** Değişken Soğutucu Akışkan Debili Klima Sistemlerinde Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi. Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Osmaniye, 99 s., 18-24.
- Zada, K., Kim, R., Wildberger, A., Schalansky, C., 2018.** Analysis of Supercritical CO2 Brayton Cycle Recuperative Heat Exchanger Size and Capital Cost with Variation of Layout Design, Pages 1-18.
- Zhyi, W., Xinmin, W. and Zhiming, D., 2008.** Defrost Improvement by Heat Pump Refrigerant Charge Compensating. Applied Energy 85, 1050-1059.

## ÖZGEÇMİŞ

Sündüz KUK AKÇAIR, 10/06/1976 tarihinde Rize’de doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Rize’ de tamamladı. 1996-1998 yıllarında ön lisans eğitimini KTÜ’ ye bağlı Rize Meslek Yüksek Okulunda İklimlendirme bölümünü dereceyle bitirdi. 1998 tarihinde başladığı lisans eğitimini 24/07/2002 tarihinde Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde tamamladı. 2016 yılında Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’ında başladığı Yüksek Lisans Öğrenimini halen devam ettirmektedir. 2003 yılından beri Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi TBMYO’ da Öğr. Gör. olarak görev yapmaktadır. Orta seviyede İngilizce bilen Sündüz KUK AKÇAIR, evli ve 2 çocuk annesidir.