

**ISI BORULU ISI GERİ KAZANIM EŞANJÖRÜ  
KULLANILAN ISI POMPALI KURUTMA SİSTEMİNİN  
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

**Buğra HEZER**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ISI BORULU ISI GERİ KAZANIM EŞANJÖRÜ KULLANILAN ISI POMPALI  
KURUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Buğra HEZER  
0000-0002-0173-7640

Prof. Dr. Salih COŞKUN  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2022  
Her Hakkı Saklıdır

## TEZ ONAYI

Buğra HEZER tarafından hazırlanan “ISI BORULU ISI GERİ KAZANIM EŞANJÖRÜ KULLANILAN ISI POMPALI KURUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. Salih COŞKUN  
**İkinci Danışman** : Doç. Dr. Cüneyt TUNÇKAL

<b>Başkan</b> :	Prof. Dr. Salih COŞKUN 0000-0002-6723-1992 Uludağ Üniversitesi, Teknik Bilimler MYO Fakültesi, Elektrik ve Enerji Anabilim Dalı	İmza
<b>Üye</b> :	Doç. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU 0000-0003-4970-4490 Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza
<b>Üye</b> :	Doç. Dr. Mehmet DİREK 0000-0001-5868-6381 Yalova Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı	İmza

**Yukarıdaki sonucu onaylarım**

**Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN**  
**Enstitü Müdürü**  
.././.....

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

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

**beyan ederim.**

.../.../.....

**Buğra HEZER**

## TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

Danışman Adı-Soyadı  
Tarih

Öğrencinin Adı-Soyadı  
Tarih

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum  
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum  
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

## ÖZET

Yüksek Lisans

### ISI BORULU ISI GERİ KAZANIM EŞANJÖRÜ KULLANILAN ISI POMPALI KURUTMA SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

**Buğra HEZER**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. Salih COŞKUN

**İkinci Danışman:** Doç. Dr. Cüneyt TUNÇKAL (Yalova Üniversitesi)

Bu çalışmada dahili kondenser ile seri çalışan bir harici kondensere sahip ısı pompası destekli kurutma (IPK) sistemine ısı borulu ısı geri kazanım eşanjörü (IBIGKE) takılmış ve deneysel olarak incelenmiştir. IBIGKE' nin yanında harici kondenserin devreye girmesinin sistem performansına ve kurutma süresine etkileri araştırılmıştır. Ayrıca sistemin enerji ve ekserji analizi gerçekleştirilerek, sistem performansı, her bir elemanın ekserji verimleri ve kayıpları hesaplanmıştır. Soğutucu akışkan olarak R410A kullanılan bu sistemde kurutma odası sıcaklığı, dahili kondenser yanında harici kondenserin devreye sokulmasıyla hassas bir şekilde sağlanmıştır. Deneysel IBIGKE'li ve IBIGKE' siz olmak üzere 40°C kurutma sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Kurutulan ürün 5 mm kalınlığında kesilmiş ve tepsilere yerleştirilmiş ayva olup, her bir denemede tepsilere 3650 g ayva yerleştirilmiştir. Ürün üzerine gönderilen hava hızı ise sabit (3,5 m/s) olup, kapalı döngü çalışan bir sistemdir. Elde edilen sonuçlara göre, IBIGKE'li sistem verimi (2,335), IBIGKE' siz sistem verimine göre (1,614) daha fazladır. Bu sistem ile kurutma sonunda istenilen şartlara % 18 daha kısa sürede ulaşılmıştır. Toplam güç tüketimi ise % 10 azalırken harici kondenser devreye girdiğinde bu değer % 11,1'e ulaşmıştır. Hava tarafındaki en yüksek ekserji değeri kurutma odası girişinde (0,1773 kW) olarak, soğutucu akışkan tarafında ise kompresör çıkışında (1,672 kW) olarak hesaplanmıştır. Harici kondenserin devreye girmesi ekserji kayıplarını azaltmıştır. Ekserji kaybı en yüksek olan sistem elemanı kompresör olup (0,611 kW) ekserji verimi en yüksek olan (% 92,23) eleman ise kısılma vanasıdır. IBIGKE'li sistem güç tüketimini azaltıp kurutma süresini kısaltırken ekserji değerlerini, ekserji kayıplarını arttırmış ve ekserji verimlerini azaltmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Isı pompalı kurutma, ısı borusu, ısı geri kazanım, enerji analizi, ekserji analizi

**2022, vii + 69 sayfa.**

## ABSTRACT

MSc Thesis

### ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF HEAT PUMP DRYING SYSTEM USING HEAT PIPE HEAT RECOVERY EXCHANGER

**Buğra HEZER**

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

**Supervisor:** Prof. Dr. Salih COŞKUN

**Second Supervisor:** Assoc. Prof. Dr. Cüneyt TUNÇKAL (Yalova University)

In this study, a heat pipe heat recovery exchanger (IBIGKE) was installed in the heat pump assisted drying (IPK) system, which has an external condenser operating in series with the internal condenser, and was investigated experimentally. In addition to IBIGKE, the effects of external condenser activation on system performance and drying time were investigated. In addition, the system performance, exergy efficiencies and losses of each element were calculated by performing energy and exergy analysis of the system. In this system, where R410A is used as the refrigerant, the temperature of the drying chamber is provided precisely by activating the external condenser next to the internal condenser. Experiments were carried out for three different drying temperatures (35, 40, 45°C) with and without IBIGKE. The dried product is quince, cut in 5 mm thickness and placed on trays, and 3650 g quince is placed. The air velocity sent over the product is constant (3.5 m/s) and is a closed-loop system. According to the results, the efficiency of the system with IBIGKE (2.335) is higher than the efficiency of the system without IBIGKE (1.614). With this system, the desired conditions were reached in % 18 shorter time at the end of drying. While the total power consumption decreased by % 10, this value reached % 11.1 when the external condenser was activated. The highest exergy value on the air side was calculated as at the inlet of the drying chamber (0.1773 kW), and on the refrigerant side as at the compressor outlet (1.672 kW). The activation of the external condenser has reduced the exergy losses. The system element with the highest exergy loss is the compressor (0.611 kW), and the element with the highest exergy efficiency (% 92.23) is the throttling valve. While the system with IBIGKE reduced power consumption and shortened the drying time, it increased exergy values, exergy losses and decreased exergy efficiencies.

**Key words:** Heat pump drying, heat pipe, heat recovery, energy analysis, exergy analysis

**2022, vii + 69 pages.**

## ÖNSÖZ VE/VEYA TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca yardım ve desteklerini esirgemeyen değerli danışmanlarım Prof. Dr. Salih COŞKUN ve Doç. Dr. Cüneyt TUNÇKAL' a teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

Buğra HEZER  
.../.../.....



## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE/VEYA TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	3
2.1. Isı Pompaları .....	3
2.1.1. Hava Kaynaklı Isı Pompaları .....	3
2.1.2. Su Kaynaklı Isı Pompaları .....	4
2.1.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları .....	5
2.1.4. Güneş Kaynaklı Isı Pompaları .....	6
2.2. Kurutma... ..	6
2.2.1. Yaygın Kullanılan Kurutma Yöntemleri.....	7
2.2.2. Isı Pompalı Kurutucular .....	9
2.2.3. R410A gazı .....	10
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	25
3.1. Materyal .....	25
3.1.1 HPD sisteminin enerji ve ekserji analizi .....	32
3.1.1.1 Enerji analizi .....	32
3.1.1.2 Ekserji analizi.....	35
3.2. Yöntem.....	41
3.2.1. Hava tarafı prosesinin psikrometrik diyagramda gösterimi .....	42
3.2.1.1 IBIGKE' siz hava tarafı proses .....	42
3.2.1.2. Soğutucu akışkan tarafı proses.....	43
3.2.2. Belirsizlik Analizi .....	45
4. BULGULAR ve TARTIŞMA.....	45
4.1. Ürün özelliklerinin değişimi .....	46
4.1.1. Üründeki kütle değişimi .....	46
4.1.2. Ürünün nem oranındaki değişim.....	47
4.1.3. Ürünün nem miktarındaki değişim.....	48
4.2. Enerji analizi .....	50
4.2. Ekserji analizi.....	54
4.2.1. Hava tarafı ekserji analizi .....	54
4.2.2. Soğutucu akışkan tarafı ekserji analizi.....	56
4.3. Ekserji kayıpları .....	58
4.4. Ekserji verimleri.....	60
5. SONUÇ... ..	63
KAYNAKLAR.....	65
ÖZGEÇMİŞ.....	69

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
$P_v$	Su buharının kısmi basıncı [kPa]
$P_d$	Kuru havanın kısmi basıncı [kPa]
$W_{dt}$	Özgül nem [kg/kg]
$h$	Nemli havanın entalpisi [kJ/kg]
$h_d$	Kuru havanın entalpisi [kJ/kg]
$h_v$	Su buharı entalpisi [kJ/kg]
$s_v$	Su buharı entropisi [kJ/kgK]
$M_R$	Nem oranı
$M_t$	Belirli bir zamandaki nem içeriği [kg su/kg kuru madde]
$M_0$	Başlangıçtaki nem içeriği [kg su/kg kuru madde]
$M_e$	Denge durumundaki nem içeriği [kg su/kg kuru madde]
$\dot{Q}_{kond}$	Kurutma sistemine verilen ısı miktarı [kW]
$\dot{Q}_{evp}$	Kurutma sisteminden çekilen ısı miktarı [kW]
$\dot{m}_a$	Havanın kütleli debisi [kg/s]
$\dot{m}_r$	Soğutucu akışkanın kütleli debisi [kg/s]
$C_{pam}$	Nemli havanın özgül ısı [kJ/kgK]
$A$	Kanal kesit alanı
$\vartheta$	Hava hızı [m/s]
$\rho$	Havanın yoğunluğu [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_{pa}$	Havanın özgül ısı [kJ/kgK]
$C_{pv}$	Su buharının özgül ısı [kJ/kgK]
$\omega_a$	Mutlak nem oranı
$\dot{Q}_{IBIGKE}$	Isı borulu ısı geri kazanım
$COP_{ip}$	Isı pompası performans katsayısı
$COP_{sis}$	Tüm sistemin performans katsayısı
$\dot{E}_{x_r}$	Soğutucu havanın ekserji değeri [kW]
$\dot{E}_{x_a}$	Nemli havanın ekserji değeri [kW]
$E_{k_{komp}}$	Kompresördeki ekserji kaybı [W]
$\eta_{komp}$	Kompresördeki ekserji verimi [%]
$E_{k_{dk}}$	Dahili kondenserdeki geri kazanımsız ekserji kaybı [W]
$\eta_{dk}$	Dahili kondenserdeki geri kazanımsız ekserji verimi [%]
$E_{k_{dk,gk}}$	Dahili kondenserdeki geri kazanımlı ekserji kaybı [W]
$\eta_{dk,gk}$	Dahili kondenserdeki geri kazanımlı ekserji verimi [%]
$E_{k_{kv}}$	Kısılma vanasındaki ekserji kaybı [W]
$\eta_{kv}$	Kısılma vanasındaki ekserji verimi [%]
$E_{k_{evp}}$	Evaporatördeki geri kazanımsız ekserji kaybı [W]
$\eta_{evp}$	Evaporatördeki geri kazanımsız ekserji verimi [%]
$E_{k_{evp,gk}}$	Evaporatördeki geri kazanımlı ekserji kaybı [W]
$\eta_{evp,gk}$	Evaporatördeki geri kazanımlı ekserji verimi [%]
$E_{k_{kurutucu}}$	Kurutucudaki ekserji kaybı [W]
$\eta_{kurutucu}$	Kurutucudaki ekserji verimi [%]
$\epsilon_{evp}$	Evaporasyon bölgesi verimlilik değeri
$\epsilon_{kond}$	Kondenzasyon bölgesi verimlilik değeri
$S_a$	Saat

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
IBIGKE	Isı borulu ısı geri kazanım eşanjörü
IPK	Isı pompalı kurutma
COP	Isıtma tesir katsayısı
SMER	Özgül nem çekme oranı
Hkd	Harici kondenser devrede
Hkdd	Harici kondenser devre dışı

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1. Enerji ve ekserji arasındaki ilişki.....	2
Şekil 1.2. Tersinir ve tersinmez süreçte ekserji bağıntısı.....	2
Şekil 2.1. Hava kaynaklı ısı pompası.....	4
Şekil 2.2. Su kaynaklı ısı pompası (direkt ısıtma tipi) .....	5
Şekil 2.3. Toprak kaynaklı ısı pompası (direkt ısıtma tipi) .....	5
Şekil 2.4. Toprak kaynaklı ısı pompası (sole tipi) .....	6
Şekil 2.5. Ayva ihracatında ülkelerin payı.....	7
Şekil 2.6. Isı pompalı kurutucuların sınıflandırılması.....	9
Şekil 2.7. R410A gazı sıcaklık-basınç grafiği.....	10
Şekil 3.1. Kapalı devre ısı pompalı kurutma sistemi.....	26
Şekil 3.2. Isı borulu ısı geri kazanım devresi.....	28
Şekil 3.3. IBIGKE' li sistemin hava tarafı şematik gösterimi.....	29
Şekil 3.4. IBIGKE' siz sistemin hava tarafı şematik gösterimi.....	29
Şekil 3.5. Soğutucu akışkan devre şeması.....	30
Şekil 3.6. Kompresörde ekserji analizi.....	36
Şekil 3.7. IBIGKE' siz sistemde harici kondenser devre dışı iken dahili kondenserdeki ekserji analizi.....	36
Şekil 3.8. IBIGKE' li sistemde harici kondenser devre dışıyken dahili kondenserdeki ekserji analizi.....	37
Şekil 3.9. IBIGKE' siz sistemde harici kondenser devredeyken dahili kondenserdeki ekserji analizi.....	37
Şekil 3.10. IBIGKE' li sistemde harici kondenser devredeyken dahili kondenserdeki ekserji analizi.....	38
Şekil 3.11. Harici kondenserdeki ekserji verimi.....	38
Şekil 3.12. Kısılma vanasındaki ekserji analizi.....	39
Şekil 3.13. Evaporatörde IBIGKE' siz ekserji analizi.....	39
Şekil 3.14. Evaporatörde IBIGKE' li ekserji analizi.....	40
Şekil 3.15. Kurutma işlem döngüsü.....	41
Şekil 3.16. IBIGKE' siz ve IBIGKE' li hava tarafı prosesin psikometrik diyagramda gösterimi.....	43
Şekil 3.17. Soğutucu akışkan tarafı prosesin lnP-h diyagramda gösterimi.....	44
Şekil 4.1. Kurutma süresince üründeki kütle değişimi.....	47
Şekil 4.2. Kurutma süresince ürünün nem oranındaki değişim.....	47
Şekil 4.3. Kurutma süresince ürünün nem miktarı değişimi.....	48
Şekil 4.4. Kurutma süresince buharlaşma ve yoğuşma basınç değerlerinin değişimi.....	49
Şekil 4.5. Kurutma süresince buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimi.....	50
Şekil 4.6. Toplam güç tüketimi değişimi.....	51
Şekil 4.7. Isıtma tesir katsayısı değişimi.....	52
Şekil 4.8. Özgül nem çekme oranı değişimi.....	53
Şekil 4.9. IBIGKE' siz hava tarafı ekserji değerleri.....	55
Şekil 4.10. IBIGKE' li hava tarafı ekserji değerleri.....	56
Şekil 4.11. IBIGKE' siz soğutucu akışkan ekserji değerleri.....	57
Şekil 4.12. IBIGKE' li soğutucu akışkan ekserji değerleri.....	58
Şekil 4.13. IBIGKE' siz ekserji kayıpları.....	59

Şekil 4.14.	IBIGKE’li ekserji kayıpları.....	60
Şekil 4.15.	IBIGKE’ siz ekserji verimleri.....	61
Şekil 4.16.	IBIGKE’li ekserji verimleri.....	62

## ÇİZELGELER DİZİNİ

			<b>Sayfa</b>
Çizelge	3.1.	Sistem elemanlarının terminolojisi.....	27
Çizelge	3.2.	Deneyisel ısı pompası kurutma sistemi bileşenlerinin özellikleri.....	31
Çizelge	3.3.	Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri.....	31
Çizelge	3.4.	Ölçüm aletlerinin ölçüm aralığı ve belirsizlik değerleri.....	45
Çizelge	4.1.	IBIGKE verimlilik ( $\epsilon$ ) değerleri.....	53

## 1. GİRİŞ

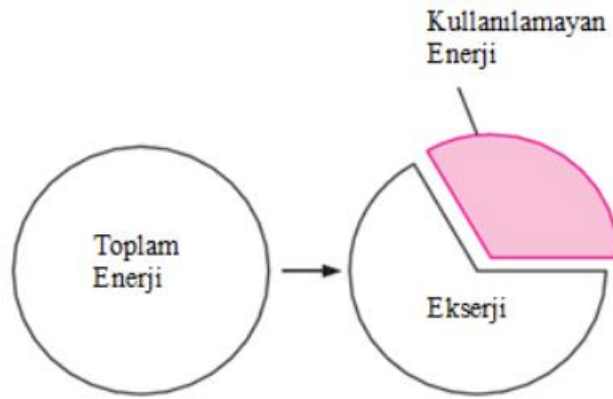
Enerji, insanlık tarihinin en başından beri insanların ihtiyaç duyduğu ve vazgeçemediği bir olgudur. Fosil yakıt rezervlerinin azalması, çevreye olan zararlarının artması ve sürdürülebilir olmamalarından dolayı yenilenebilir enerjiye olan talep her geçen gün artmaktadır. Bu nedenle artan enerji ihtiyaçlarını karşılayabilmek için ısı pompaları, hidroelektrik enerji, rüzgar enerjisi, güneş enerjisi, jeotermal enerji, dalga enerjisi gibi farklı kaynaklardan yararlanma yoluna gidilmiştir. Isı pompalı sistemler, yenilenebilir enerji kaynağı olarak hava, su, toprak ve güneşi kullanmaktadır. Ayrıca kullanım alanları her geçen gün artmaktadır.

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliği ile ilgilendirir. Bir sisteme giren, çıkan, üretilen ve depo edilen toplam enerji miktarlarının sıfır olması gerektiğini ifade eder. Enerji analizi (birinci kanun analizi), ısı kayıplarını azaltmak veya ısı geri kazanımını artırmak amacıyla yapılmaktadır.

Termodinamiğin ikinci kanunu enerjinin niteliği ile ilgilendirir. Yani enerjinin sağladığı faydayı analiz eder ve enerjinin niteliğini ölçmek için yöntemler belirler. Malzemenin çevreyle olan etkileşimdeki performansının ölçütüdür. Enerjinin kullanılabilirliği ekserji olarak ifade edilir. İkinci kanun, enerji dönüşümü sonunda enerjinin toplam miktarında değişiklik olmadığını fakat enerjinin niteliğinin değiştiğini de ifade etmektedir. Ayrıca düşük sıcaklıktaki bir ortamdan daha yüksek sıcaklıktaki ortama dışarıdan bir iş alınmadan ısı transferinin imkansız olduğu ikinci kanunda belirtilmiştir.

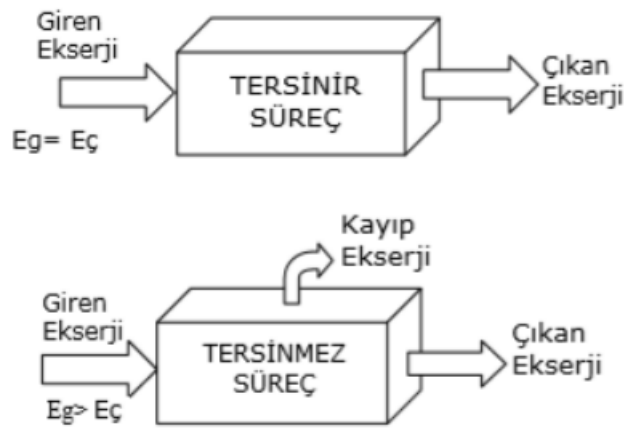
Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısı enerjisinin iş enerjisine dönüşümünde kullanılacak dönüştürme verimi en yüksek olan çevrim Carnot çevrimidir. Bu çevrim 1824 yılında Sadi Carnot tarafından ortaya atılmıştır. Carnot çevrimi ısının yüksek sıcaklıktaki ortamdan daha düşük sıcaklıktaki bir ortama geçişini sağlar ve bu esnada iş üretir. Carnot çevrimi ayrıca tersinir bir çevrim olup dışarıdan iş alarak ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama geçişini de sağlar ve bu şekilde çalışan çevrim ideal soğutma çevrimi olarak nitelendirilir. Ters Carnot çevrimi olarakta adlandırılan bu çevrimin uygulamasının zor olması nedeniyle soğutma çevrimlerinin kıyaslamasında kullanılmaktadır.

Ekserjinin enerjiden farkları ise korunmaması ve sistemde entropi üretmesidir. Ekserji analizi yaparak sistemdeki tersinmezlikler belirlenebilmekte, enerji kayıpları azaltılmakta ve kullanılmadan atılan enerjinin değerlendirilmesi amaçlanmaktadır. İkinci yasa, tersinir ve tersinmezlik kavramlarını kapsarken entropi üretiminden ve ekserji analizin öneminden bahseder. Entropi, enerjinin niteliği ve kalitesini ifade eden bir terim olup enerjinin miktarıyla ilgili bilgi vermez. Gıda kurutma sistemlerinde ekserji analizi yaygın olarak kullanılmaktadır.



**Şekil 1.1.** Enerji ve ekserji arasındaki ilişki (Yılmaz 2018)

Ekserji tersinir bir süreçte korunup ve denge halinde olsa da kısmen tersinmez bir süreçte tüketilir. Bu nedenle ekserji aslında gerçek süreçlerde dengede değildir.



**Şekil 1.2.** Tersinir ve tersinmez süreçte ekserji bağıntısı (Çomaklı ve ark. 2007)



## **2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI**

### **2.1. Isı Pompaları**

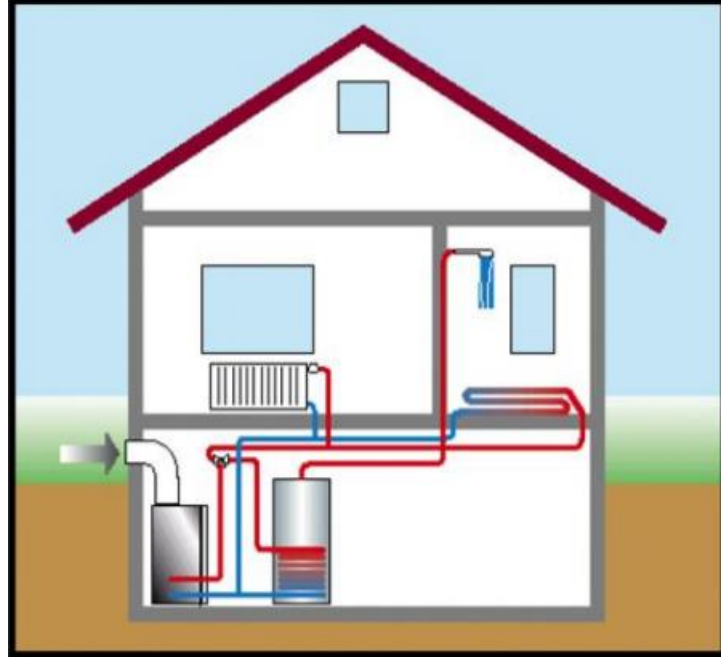
Doğadaki ısı akışı ısının yüksek olduğu ortamdan düşük olduğu ortama doğrudur. Termodinamiğin ikinci kanunu ısının düşük olduğu ortamdan yüksek olduğu ortama doğal yollarla geçişinin mümkün olmayacağını açıklar. Isı pompaları ısı enerjisini düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama aktaran sistemlerdir. Isı pompaları ısı üretimi yapmayan ısıyı ısı kaynağından alıp taşıyan sistemlerdir. Bu nedenle ısı pompalarının ısı kaynağına ihtiyaçları vardır.

Isı pompası hakkındaki ilk çalışmalar 19. Yüzyılda başlamış olup 1824 yılında Nicholas Carnot tarafından buhar çevriminin ters çalıştırılmasıyla bir ortamdan ısı çekilerek ısıtılmak istenen başka bir ortama iletilebileceği fikri ortaya atılmıştır. Bu prensiple çalışan ilk ısı pompası 1852 yılında William Thompson tarafından denenmiştir. (Ülkü 1986)

Isı pompaları hava, su, toprak ve güneş enerjisini kaynak olarak kullanmaktadır. Hava, su ve toprağı doğrudan kullanabilirken güneş enerjisini yardımcı bir kaynak olarak kullanmaktadır.

#### **2.1.1. Hava Kaynaklı Isı Pompaları**

Hava kaynaklı ısı pompaları uygulamadaki kolaylıkları ve havanın kolay bulunuyor olması sebebiyle en çok kullanılan uygulamadır. En büyük dezavantajı ise ısıtma ihtiyacının yüksek olduğu kış aylarında buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı 0°C altına düştüğünden dolayı hava içerisinde bulunan su buharı buharlaştırıcı yüzeyinde yoğunlaşarak buzlanmaya sebep olmaktadır. Bu durum dış ortam ve evaporatör arasındaki ısı alışverişini engelleyerek evaporatördeki buharlaşmayı engeller. Isı pompasının ısı çekmeye devam edebilmesi için buzlanmanın ortadan kalkması gerekmektedir. Bu sebeple defrost işlemi uygulanması gerekmektedir. Defrost işlemi süresince iç ortama ısı geçişi durur ve sebeple hava kaynaklı ısı pompalarında verim düşük olur.



**Şekil 2.1.** Hava kaynaklı ısı pompası (Başcıl 2019)

### **2.1.2. Su Kaynaklı Isı Pompaları**

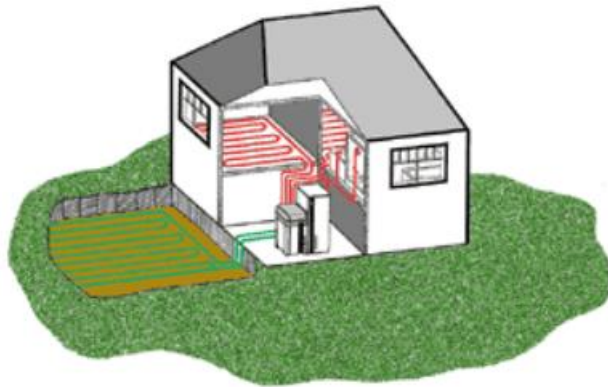
Su kaynaklı ısı pompalarındaki en önemli problem ise kaynak bulmanın her yerde mümkün olmamasıdır. Sistemin çalışması için gerekli olan ısı değişimi akarsu, göl ya da toprak altı suları gibi su sıcaklığının yıl boyunca az miktarda değişiklik gösteren kaynaklardan karşılanabilir. Sistemin çalışma verimliliği toprak kaynaklı ısı pompalarında olduğu gibi yüksektir ve sistemde buzlanma meydana gelmez.



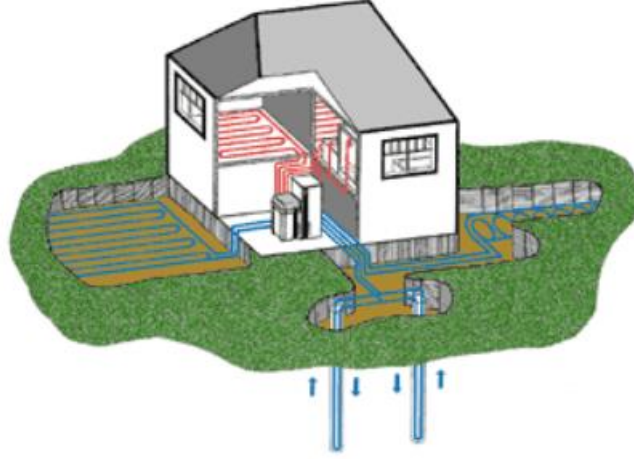
**Şekil 2.2.** Su kaynaklı ısı pompası (Başcıl 2019)

### **2.1.3. Toprak Kaynaklı Isı Pompaları**

Toprak kaynaklı ısı pompaları güneş enerjisinden kaynaklanan ısıyı depolar. Bu tip ısı pompalarında ısı değişimlerine maruz kalmamak için evaporatörler toprağın altında derin seviyelere yatay veya dikey konumda yerleştirilir. Bu sebeple işlem oldukça maliyetlidir. Toprak sıcaklığının yıl içerisinde çok fazla değişkenlik göstermemesi sebebiyle hava kaynaklı ısı pompalarına göre daha avantajlıdır. Isı taşıyıcı tipine göre direkt ısıtma ve sole ısıtma tipi olarak iki çeşittir.



**Şekil 2.3.** Toprak kaynaklı ısı pompası (direkt ısıtma tipi)



**Şekil 2.4.** Toprak kaynaklı ısı pompası (sole tipi)

#### **2.1.4. Güneş Kaynaklı Isı Pompaları**

Güneş kaynaklı ısı pompaları güneş enerjisini doğrudan alacak şekilde açık alana yerleştirilir ve yüksek sıcaklıklarda ısı vermesi sebebiyle yüksek performans elde edilir. Fakat güneşten doğrudan yararlandığı için bu kaynak sadece güneşli günlerde kullanılabilir.

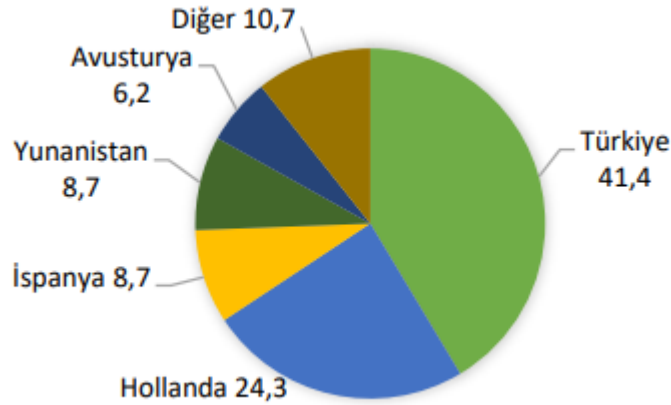
#### **2.2. Kurutma**

Kurutma, yiyecekleri uzun süreler muhafaza edebilmek amacıyla kullanılan ve bilinen en eski yöntemlerdendir. İlk zamanlarda güneş ile kurutma yapılırken teknolojinin ilerlemesiyle kabin kurutucular, tünel kurutucular ve konveyör kurutucular gibi yöntemler kullanılmaktadır. Yöntem, yiyeceklerin içindeki suyun buharlaştırılması ve sonra da bu buharın ürünün yüzeyinden uzaklaştırılması esasına dayanır. Böylelikle yiyecekler daha uzun süre saklanabilmekte ve azalan hacimleriyle daha az hacim kaplamaktadırlar. Bu durum hem taşımayı kolaylaştırmakta hem de depolamada avantaj sağlamaktadır.

Gıda ürünleri üretim tarihlerinden tüketim tarihlerine kadar olan süreçte enzimatik, mikrobiyolojik ve kimyasal olaylar sonucu özelliklerini kaybetmektedirler. Bu duruma yapılarındaki % 98'lik oranlara kadar çıkabilen su sebep olmaktadır. Kurutulmuş nihai ürünlerde % 3 ile % 10 aralığında su bulunmaktadır. (Cemeroğlu ve Acar 1986). Fosil yakıtların gelecekte hızla tükeneceği öngörüldüğü için dünyadaki bütün sektörlerin

enerjiyi daha etkin kullanmaları gerekmekte ve bu sebeple daha verimli yöntemler aramaktadırlar.

Ayva da gerek A, B ve C vitaminlerini içermesi gerekse bakır, çinko, demir ve potasyum gibi mineraller açısından zengin olmasından dolayı çok önemli bir meyvedir. Faydaları ve ülkemizde verimli bir şekilde yetiştirilebilmesi sebebiyle uzun süreler saklamak amacıyla kurutulmaktadır. Türkiye'deki ayva üretimi 2019/2020 sezonunda 180.542, 2020/2021 sezonunda ise 189.251 tondur. Dünya ayva dikili alanları 2019/2020 sezonu itibariyle % 13,6 oranında artış göstererek 93 bin 699 hektara ulaşmıştır. Çin % 55,2 ile pay olarak ilk sırada yer alırken, Türkiye % 7,6 ile üçüncü sırada bulunmaktadır. Çin'deki ayva dikili alan miktarı Türkiye'nin 7-8 katı olmasına rağmen Türkiye'de verimin yüksek olmasından dolayı ayva üretimi konusunda dünyada lider konumdadır. Ayva ihracatında % 41,4 ile Türkiye lider konumdadır.



**Şekil 2.5.** Ayva ihracatında ülkelerin payı

### 2.2.1. Yaygın Kullanılan Kurutma Yöntemleri

Eski dönemlerden bu yana kullanılan en eski yöntemlerden olan güneşte kurutma, güneş veya gölge alana serilen ürünlerin çevre koşullarına bağlı olarak birkaç hafta içerisinde kurutulması yöntemidir. Enerji kaynağı olarak güneşi kullanması sebebiyle ekonomik bir yöntem olup günümüzde hala kullanılmaktadır. Yıl içerisinde güneş enerjisinin değişken olması sebebiyle kurutma süresinin değişmekte olması, toz vb. dış etkenlerden etkileniyor olması, kurutma yapmak için çok fazla alana ihtiyaç olması gibi birçok dezavantajı bulunmaktadır.

Kurutma teknolojisindeki gelişmeleri dört farklı grupta kategorize edilebilir. İlk nesil içerisinde kabin kurutucu, tünel kurutucu ve fırın kurutucu gibi tipler bulunurken, ikinci nesilde püskürtmeli ve valsli kurutucular bulunur. nc nesilde dondurarak ve ozmotik kurutma bulunurken, dördüncü nesilde ise mikrodalga ve ısı pompalı kurutucular bulunmaktadır. (Nindo ve Tang 2007)

Kabin tip kurutucularda farklı ürün tipleri kurutulabilir olması, düşük sermaye gerektirmesi ve düşük işletme maliyetleri açısından avantajlı olsa da kabin içerisindeki düzensiz kurutma sebebiyle kullanımı sınırlıdır. Ticari kullanımı çok fazla olmasa da küçük işletmeler tarafından tercih edilebilmektedir. Tnel tip kurutucularda ise kabin tipten farklı olarak ürün beslemesi hareketli vagonlar üzerinde yapılmaktadır. Birçok farklı tipi bulunsa da en çok sürekli çalışan tipleri kullanılmaktadır. (Farral 1976)

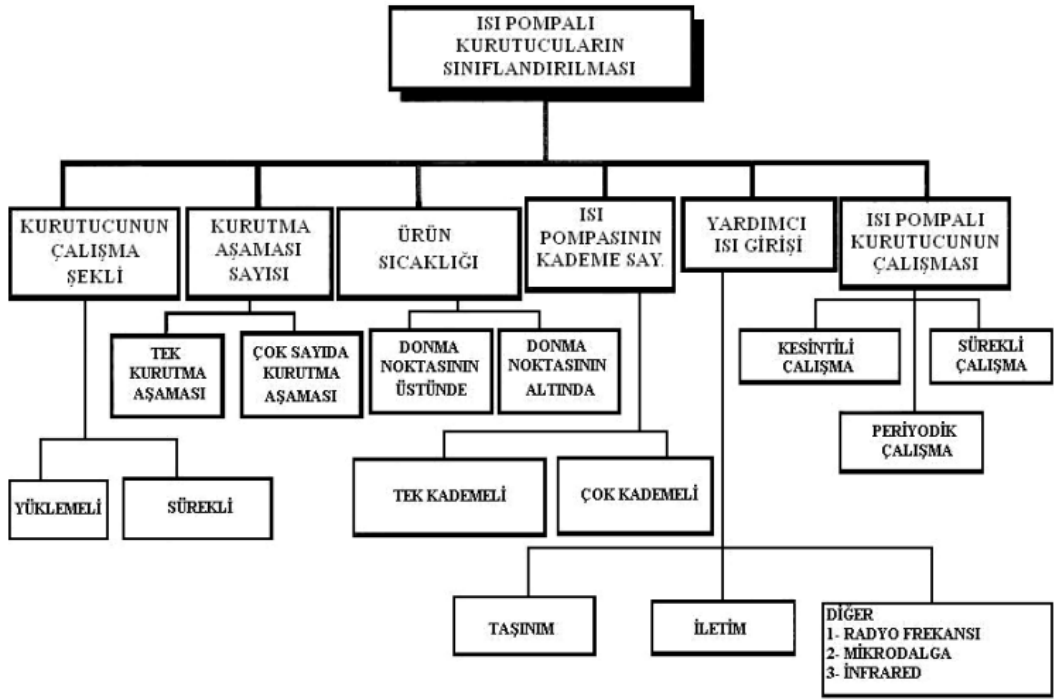
Fırın tip kurutucular hava taşınımlı basit bir tip olup iki katlı yapıdadır. Alt katta fırın veya brülör tarafından ısıtılan hava, üst kata doğru yükselir ve üst katta bulunan ürün ara ara karıştırılarak kurutma gerçekleştirilir. Bu tip kurutucularda nem oranı % 10'un altına dşrlememektedir. (Saldamlı 2010)

Püskürtmeli kurutucular, gıda, ziraat, ilaç, kozmetik vb. alanlarda kullanılan bir yöntem olup çalışma prensibi kurutulacak malzemenin yüksek basınç altında küçük parçalar halinde püskürtülüp sonrasında da sıcak hava ile çarpışarak hızlı bir Şekilde kurutulması esasına dayanır. (Phisut 2012) ok fazla deneme yanılma yöntemine bağımlı kalındığı için kurutma verimi düşüktür. Valsli kurutucular ise ürün, buhar veya sıcak su ile ısıtılmış ve dönmekte olan vals üzerine film oluşturacak Şekilde yayılarak gerçekleştirilir. Yarı sıvı ve pre gibi ürünler kurutulmakta olup son ürünün gözenekli yapıda olması sebebiyle üründe oluşabilecek nem ve oksijen bağlamayı önlemek amacıyla özel ambalaj gerekmektedir. (Saldamlı 2010)

Mikrodalga kurutmada moleküler ve atomik düzeyde gerçekleşen polarizasyondan ile gerçekleşir. Mikrodalgada kurutma esnasında yüksek frekanslı dalgalar kurutulan ürünlerin içinden hızla geçerken ısı enerjisine dnmekte ve ürün içindeki su buharlaşmaktadır. Yüksek maliyeti sebebiyle çok fazla tercih edilmemektedir.

## 2.2.2. Isı Pompalı Kurutucular

Geleneksel kurutucularda yüksek sıcaklıklardaki kurutma havasının dışarı atılması gerektiğinden dolayı yüksek miktarlarda enerji kaybı meydana gelmektedir. Isı pompalı kurutucular bu atık enerjiyi tekrar kullanan sistemlerdir. Isı pompalı kurutucular, performans katsayılarının yüksek olması ve ısı pompalarının düşük sıcaklıklarda çalışabilmesi gibi avantajları sebebiyle tercih edilmektedir. Düşük sıcaklıklardaki kurutma işlemi kurutulan ürünün kalitesini arttırmaktadır. Kurutma uygulamalarında hava, toprak ve kimyasal kaynaklı ısı pompaları kullanılırken hava kaynaklı ısı pompaları yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 2.6.'da ısı pompalı kurutucuların sınıflandırılması verilmiştir.



Şekil 2.6. Isı pompalı kurutucuların sınıflandırılması (Gürlek ve ark. 2015)

Çoğunlukla ısı değiştirici kullanılarak atık ısının sistemden çıkan kurutma havasından geri kazanımı veya çıkan kurutma havasının temiz hava ile karıştırılıp tekrardan sisteme verilmesi yöntemleri kullanılıp enerji tasarrufu amaçlanır. Isı değiştirici eklenen kurutucularda, egzoz gazlarının ısısı sisteme giren gazlara aktarılıp ön ısıtma işlemi

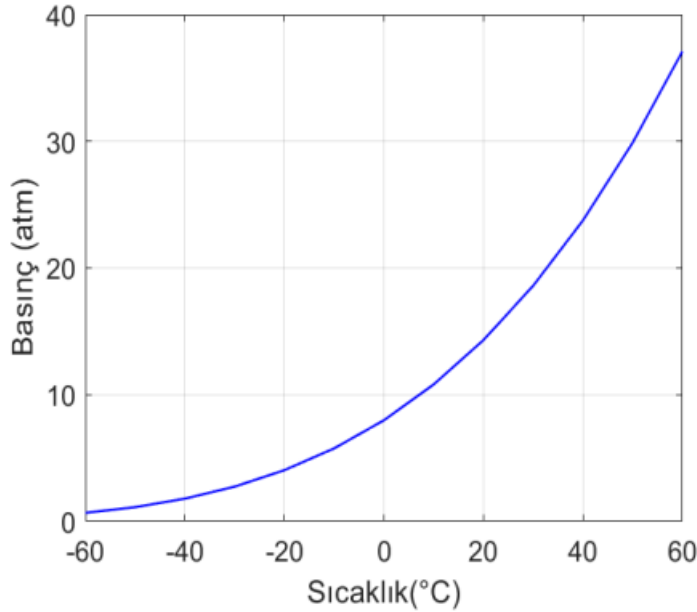
yapılır ve bu sayede enerji giderleri azalmaktadır. Bu yöntem kurutucuya giren hava sıcaklığını arttırırken nemini de arttırmakta bu sayede kurutma hızı yavaşlamaktadır.

### 2.2.3. R410A gazı

1980’li yıllarda bilim insanları kloro floro karbon (CFC) ve hidro kloro floro karbon (HCFC) grubunda bulunan akışkanlardaki florun ozon tabakasına zarar verdiği tespit edilmiştir. 1980’li yılların sonunda birçok ülkenin katılımıyla imzalanan Montreal Sözleşmesi ile 2010 yılına kadar CFC ve HCFC gazların kullanımının kademeli olarak kaldırılması amaçlanmıştır. Bu süreçte klor içermeyen hidro floro karbon (HFC) akışkanlar geliştirilmiştir. R410A gazı da Honeywell Corporation tarafından geliştirilen HFC tipi bir soğutucu akışkandır.

R410A çevre dostu bir gaz olup iki HFC gazının karışımıdır. % 50 R32 ve % 50 R125 içeren R410A gazı Amerikan Isıtma-Soğutma ve Klima Mühendisleri Birliği (ASHRAE) tarafından sıfır ozon inceltmesi açısından A1 güvenlik belgesine sahiptir.

Bir gazın ideal gaz olması için Şekil 2.7.’de de görüldüğü gibi sıcaklık ve basınç grafiğinin orantılı olarak değişmesi beklenmektedir.



Şekil 2.7. R410A gazı sıcaklık-basınç grafiği



### 2.3. Kaynak Araştırması

Gıda kurutmada en önemli amaç ürünün nemin uzaklaşması olup bu sayede bakteri küflerin ürünü kısa sürede bozması engellenmektedir. Hava ile kurutma en yaygın kullanılan kurutma yöntemlerindedir. Fakat ürünün iç yüzeyi ile dış yüzeyi arasındaki kuruma süresinden doğan farklar ürün kalitesinin azalmasına ve üründe renk değişimi olmasına neden olabilmektedir. Bu sebeple kurutma işlemini yaparken biraz daha iyi bir teknoloji kullanmak, enerji ve zaman tasarrufu yapmak ve kaliteli kurutulmuş ürün elde etmek gerekmektedir. Isı pompalı kurutucular sıcaklık ve nem kontrolü sayesinde kullanılmaktadır. Bu bölümde geçmişte yapılan çalışmalar içerisinde ısı pompalı kurutucular, ısı borulu ısı geri kazanım sistemleri ve enerji-ekserji analizi içerikli sisteme katkı sağlayacak yayınlar incelenmiştir.

Kaveh ve ark. (2020) yaptıkları araştırmada Adaptive Neuro-Fuzzy Inference kullanarak bir sıcak hava-döner tamburlu kurutucuda hava sıcaklığının ve dönüş hızının etkisi yeşil bezelyelerin kurutma kinetik, kalite, enerji ve ekserji performansını incelemişlerdir. Kurutma testleri, 40, 55 ve 70 °C'lik üç hava sıcaklığı seviyesinde ve 5, 10 ve 15 rpm'lik üç dönüş hızında gerçekleştirilmiştir. Yeşil bezelye kurutmasının kinetik, kalite (renk, büzülme ve rehidrasyon oranı), enerji ve ekserji indekslerinin modellenmesi de yapılmıştır. Termodinamik özellikler ANFIS modeli kullanılarak tahmin edilmiştir. Deney sonucunda kurutma odasındaki artan sıcaklık ve artan dönüş hızıyla kurutma süresi azalırken, ekserji kaybında artışa sebep olmuştur. Ortalama ekserji verimliliği 40 °C hava sıcaklığında, 5 rpm dönüş hızında ve 70 °C sıcaklık, 15 rpm dönüş hızında 0,5434-0,8382 arasında değişmiştir. Havadaki ekserji iyileştirme potansiyelinin minimum ortalama değeri 40 °C sıcaklık ve 5 rpm dönüş hızı 0,0089 kJ/s, maksimum ortalama değeri 70 °C sıcaklık ve 15 rpm dönüş hızında 0,0157 kJ/s olarak elde edilmiştir. ANFIS modeli, parametreleri (nem oranı, enerji kullanımı, enerji) tahmin etmede iyi bir performans göstermiştir. Bu model, endüstriyel süreçlerin daha iyi kontrolü, maliyet ve zamanın azaltılması ve iyileştirme için kullanılabilir.

Fudholi ve ark. (2013) çalışmalarında deniz yosununun kurutulması için bir güneş enerjisi kurutma sistemi tasarlamış, inşa etmiş ve test etmişlerdir. Deniz yosunu potansiyel bir yenilenebilir enerji kaynağıdır ve biyoyakıt, biyodizel ve gaz gibi enerjilere dönüştürülebilir. Kırmızı deniz yosunu, 15 saat içinde % 90'dan % 10'luk

nihai nem içeriğine kadar kurutulmuş. Kırmızı deniz yosununun kurutma kinetiği araştırılmıştır. Üç farklı kurutma modeline uyması için doğrusal olmayan regresyon prosedürü kullanılmıştır. Page'in modeli, Newton'un modeli ile Henderson ve Pabis modeli arasındaki deneysel verilere daha iyi uyum göstermiştir. Page'in modeli, en yüksek R2 değeri ve en düşük MBE ve RMSE değerleriyle sonuçlanmıştır. Yaklaşık 500 W/m<sup>2</sup> ortalama güneş ışınımı ve 0,05 kg/s hava akış hızında, kollektör, kurutma sistemi ve toplama verimleri sırasıyla yaklaşık % 35, % 27 ve % 95 bulunmuştur. Bu çalışma, kırmızı deniz yosununun güneşte kurutma işleminin enerji analizi ve ekserji analizleri ile gerçekleştirilmiştir. 2,62 kWh/kg özgül enerji tüketimi (SEC) elde edildi. Ayrıca, güneş enerjisiyle kurutmanın ekserji verimliliği, ortalama % 30 olacak şekilde % 1 ile % 93 arasında değişmiştir. İyileştirme potansiyeli değerlerinin 300 W ile 630 W aralığında, ortalama 247 W olduğu bulunmuştur. Üç farklı kurutma modeline uymak için doğrusal olmayan regresyon prosedürü kullanılmıştır. Modeller, günlük ortalama hava sıcaklığında yaklaşık 50°C'de kurutulan kırmızı deniz yosununun deneysel verileriyle karşılaştırılmıştır. Modellerin uyum kalitesi, belirleme katsayısı (R2), ortalama yanlılık hatası (MBE) ve ortalama karekök hatası (RMSE) kullanılarak değerlendirilmiştir. En yüksek R2(0,9676), en düşük MBE (0,00023) ve RMSE (0,001510) değerleri, Page modelinin kırmızı deniz yosununun kurutma davranışını tanımlayan en iyi matematiksel model olduğunu göstermiştir. Güneş kollektörü, kurutma sistemi ve toplama verimliliği oranları, yaklaşık 500 W/m<sup>2</sup> ortalama güneş radyasyonunda ve 0,05 kg/s hava akış hızında sırasıyla yaklaşık % 28, % 13 ve % 45'tir. Maksimum ve minimum kollektör verimi sırasıyla % 80 ve % 23 civarında gözlemlenmiş ve kurutma sıcaklığı 35 °C ile 60 °C arasında, ortalama 48,6 °C olarak değişmiştir. Ekserji verim değerleri % 1 ile % 93 arasında olup ortalama % 30'dur. İyileştirme potansiyeli değerlerinin 0,3 ile 630 W aralığında, ortalama 247 W olduğu bulunmuştur.

Silva ve ark. (2020) çalışmalarında mısırın tanelerinin kurutulması için bahar ekinoksunda Brezilya'da bir karma kabin güneş enerjisi kurutucusu tasarlamış ve test etmişlerdir. Tasarımın en önemli avantajı elektriğin olmadığı yerlerde bile çalışabilmesidir. Elektrikli ısıtıcıya ve fanlara güç sağlamak için bir fotovoltaiik modül kullanılmıştır. Ortalama güneş radyasyonu ve ortam sıcaklığı sırasıyla 710 W/m<sup>2</sup> ve 30

°C, ortalama termal verim % 21 olarak elde edilmiş ve ekserji verimliliği % 10 ile % 66 arasında değişmekte olup, ortalama değer % 23 olarak bulunmuştur. Mısır taneleri 23 °C ve 36 °C ortam sıcaklığında değişen ortam sıcaklığında ve maksimum 1060 W/m<sup>2</sup> ve ortalama 710 W/m<sup>2</sup> güneş radyasyonunda, % 13 nem oranına ulaşıncaya kadar kurutma işlemine tabi tutulmuştur. Mısır tanelerinin 8,5 saatte % 13'lük istenen nem içeriğine ulaştığı gözlemlenirken, doğal güneşte kurutmaya tabi tutulan numune bu nem içeriğine 24 saatte ulaşamamıştır. PV modülü ayrıca kurutma havasını ön ısıtmak için de kullanılmış, hava akış sıcaklığında ortalama 14 °C 'lik bir artışa izin verirken, maksimum 27 °C 'ye ulaşmıştır. Fanlara ve bir elektrikli ısıtıcıya güç sağlamak ve kurutma hava akışını önceden ısıtmak için PV modülünün kullanılması sürdürülebilir bir özelliktir.

Beigi ve ark. (2017) çalışmalarında çeltik derin yataklı kurutma işleminin detaylı bir ekserji analizini amaçlamıştır. Kurutma deneyleri, farklı giriş kurutma havasında gerçekleştirilmiştir. Sıcaklıklar ve akış hızları ve ekserji kaybı, ekserji yıkımı, ekserji verimliliği, iyileştirme potansiyeli oranı ve sürdürülebilirlik indeksi incelenmiştir. Sürecin normalleştirilmiş ekserji yıkımı 1,67 ile 7,46 arasında olduğu tespit edilmiştir. Kurutma işlemi ve kurutma odasının ekserji verimleri sırasıyla % 5,10 – 29,41 ve % 32,64 – 67,75 aralıklarındadır. Daha yüksek kurutma havası sıcaklıkları daha yüksek ekserji verimliliği ile sonuçlanmıştır. Elde edilen iyileştirme potansiyeli oranları prosesin ekserji performans iyileştirme konusunda oldukça yetenekli olduğunu göstermiştir. Kurutma prosesindeki sürdürülebilirlik indeksi 1,05 ile 1,42 arasında değişmekte olup, hava sıcaklığındaki artışla birlikte artmaktadır. Deneyden elde edilen veriler, ekserji kaybı, ekserji yıkımı ile ilgili kurutma işlemi, ekserji verimliliği, iyileştirme potansiyeli ve sürdürülebilirlik endeksi ve cismin ekserjetik performansını incelemek için kullanılmıştır. Deneysel koşullar altındaki ekserji kaybı 9,016 ile 33,691 J/s arasında değişmiştir (toplam giriş ekserjisinin % 13,93 – 33,59' luk kısmını hesaplamak için). Yüksek sıcaklık ve yüksek akış hızları ekserji yıkım oranlarını arttırmıştır. Normalleştirilmiş ekserji yıkımı akış hızındaki artış ve giriş kurutma havasının sıcaklığındaki azalma nedeniyle 1,67'den 7,46'ya yükselmiştir. Derin yataklı kurutma prosesi ve haznenin ekserji verimliliği sırasıyla % 5,10 – 29,41 ve % 32,64 – 67,75 arasında olduğu bulunmuştur. Prosesin ekserji verimliliği kurutma odasınınkinden

önemli ölçüde daha düşük bulunmuş ve haznenin ekserji verimliliğinin daha yüksek olmasının ana nedeni kurutma operasyonundaki ekserji çıkış değerinin yüksek olmasıdır. Halbuki düşük miktardaki buharlaşma ekserjisi kurutma prosesindeki ekserji verimliliğini azaltmıştır. Kurutma prosesinin ve haznenin sürdürülebilirlik indeks değerleri sırasıyla 1,05'ten 1,42'ye ve 1,48'den 3,11'e ulaşmıştır. Çevresel etkiyi azaltmak için prosesin ekserji verimliliği artırılması gerektiği tespit edilmiştir. Sonuç olarak daha sürdürülebilir ve verimli derin yataklı kurutma proseslerine ulaşmak için kurutma yatağı derinliği ve kuru havanın nemi gibi diğer faktörler araştırılması gerektiği tespit edilmiştir.

Gürel ve ark. (2015) bu çalışmada, ısı pompalı ve parabolik oluklu güneş kolektörlü akışkan yataklı kurutucular tasarlanmış ve imal etmişlerdir. Tasarlanan kurutucular, termodinamiğin birinci ve ikinci kanuna göre analiz edilmiş ve birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Çalışmada, 40 °C set sıcaklığındaki kurutma havası ısı pompalı kurutucuda  $\pm 0,254$  °C ve parabolik oluklu kurutucuda  $\pm 0,369$  °C hassasiyette PID olarak kontrol edilmiştir. Isı pompalı sistem için tüm sistem ısıtma tesir katsayısı (COPTs) ortalama 1,91 olarak hesaplanmıştır. Parabolik oluklu kurutucu için ısıtma performans katsayısı (IPK) ortalama 3 olarak hesaplanmıştır. Isı pompalı akışkan yataklı kurutucu için ortalama ekserji kaybı 203,97 J/kg olarak hesaplanırken parabolik oluklu kurutucu için bu değer 32,08 J/kg olarak hesaplanmıştır. Ortalama ekserji verimleri ısı pompalı akışkan yataklı kurutucu için % 31,1 olurken, parabolik oluklu kurutucuda bu değer % 63,37 olarak hesaplanmıştır. Isı pompalı kurutucuda maksimum ekserji verimi % 70 olarak hesaplanmıştır. Isı pompalı akışkan yataklı kurutucu için ekserji verimi ortalama % 31,1 olarak hesaplanmıştır. Güneş enerjili akışkan yataklı kurutucuda sıcaklık için geçici rejimin uzun olduğu görülmüştür. Bu süre su deposundaki su miktarının azaltılmasıyla kısaltılabileceği bulunmuştur. Her iki sistemde de kurutma havası sıcaklıkları iyi bir hassasiyetle kontrol edilebilmiştir. Bu nedenle kurutma sıcaklıklarının önem taşıdığı uygulamalar için her iki sistem de kullanılabileceği tespit edilmiştir. Enerji giderleri ve performans değerleri göz önüne alındığında parabolik oluklu güneş kolektörlü akışkan yataklı kurutucu çok daha kullanışlı olduğu tespit edilmiştir. Güneş enerjili akışkan yataklı kurutucuda depodaki

su miktarı ve kolektör yüzey alanı artırılarak sistemden gece boyunca yararlanılabileceği bulunmuştur.

Tiwari ve ark. (2017) çalışmalarında Yeni Dehli, Hindistan'da kısmen entegre edilmiş bir hibrit karma modlu sera güneş enerjisi kurutucusu fotovoltaik termal (N-PVT) güneş hava kolektörü önerilmiş ve iklim koşulları için farklı performans parametreleri değerlendirilmiştir. Termal kurutma sistemi için ürün sıcaklığı, sera sıcaklığı, kolektör çıkış hava sıcaklığı ve hücre sıcaklığı ve kolektör çıkış hava sıcaklığı analizleri, modelleme yapılmış ve hücre sıcaklığı ve elde edilmiştir. Ana denklem seti MATLAB 2013A yardımıyla çözülmüştür. Ayrıca, kütle akış hızının ve hava kolektörlerinin sayısının değişiminin termal enerji, elektrik enerjisi üzerindeki etkisi enerji, eşdeğer ısı enerji, ısı ekserji verimi ve toplam ısı verim hesaplandı. Hava kolektörlerinin sayısının 1'den 5'e çıkmasıyla, eşdeğer termal enerji 3,24'ten 10,57 kWsa 'e, eşdeğer termal verimlilik % 61,56'dan % 42,22'ye ve eşdeğer ekserji verimliliği % 28,96'den % 19,11 olarak hesaplanmıştır. Güneş pili sıcaklığındaki artışla birlikte verimlilik ve PVT hava kolektöründe kütle akış hızı arttıkça hücre sıcaklığının düşmesine ve hücre verimliliğinin artmasına neden olmuş. N-PVT hava kolektörü 1'den 5'e değişmesinin aksine ortam sıcaklığı 8°C ile 21,6 °C arasında olup çıkış havası sıcaklığı 29 °C 'den 122,78 °C 'ye ve sera oda sıcaklığı 22,44 °C 'den 87,42 °C'ye yükselmiştir. PVT hava kolektörünün 1'den 5'e çıkmasıyla Termal enerji 2,63'ten 7,70'e, elektrik enerjisi 0,3'ten 20'ye ve eşdeğeri termal enerji 3,24 kWsa/gün iken 8,24 kWsa/gün'e yükselmiştir. PVT hava kolektörü sayısı ve kütle debisi arttıkça, ekserji verimliliği ve eşdeğer ekserji verimliliği azalmıştır.

Canan Acar (2018) çalışmasında enerji ve ekserji verimleri ve ekserji genel entegre sistemin yıkım oranları ve her bir bileşen ve alt süreç ayrıntılı olarak hesaplanmış ve tartışılmıştır. Sistem bir kurutma ünitesi ve çift kademeli ısı pompasından oluşmakta olup ısı pompası prosesinde R134A kullanılmış ve havadaki nemi azaltmak için kurutma ünitesi kullanılmıştır. Çift kademeli ısı pompasında iki evaporatör kullanılmıştır. İlk evaporatör yüksek basınçlarda ve ikinci evaporatör düşük basınçlarda çalışmaktadır. İkinci evaporatör, kurutma ünitesinde kullanılan hava için ek soğutma ve kurutma etkisi sağlamaktadır. En yüksek enerji ve ekserji verimliliği giriş hava kütleli debisi 0,5 kg/s, ortam basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 101 kPa ve 298 K olduğunda

kurutma sırasında meydana gelmiştir ve sırasıyla % 62 ve % 35 olarak hesaplanmıştır. Ekserji yıkımları sistem bileşenlerinin giriş ve çıkışlarındaki sıcaklık farkı, basınç farkı ve eşanjörlerdeki gizli ısıyı geri kazanamamaktan kaynaklanmıştır. Ayrıca ortam sıcaklığı arttıkça ekserji yıkım hızı artmış ve ekserji verimliliği azalmıştır.

Recep Ekiciler (2019) yaptığı çalışmada, üç aşamalı ısı pompalı kurutucunun R134A, R12 ve R22 gibi soğutucu akışkanlar kullanılarak enerji ve ekserji analizi yapmıştır. Soğutucu türlerinin enerji ve ekserji verimini önemli ölçüde etkilemiştir. En iyi performans gösteren sistemi ve çevresel parametreleri belirlemek için birçok parametrik optimizasyon çalışması uygulanmıştır. R12 en iyi performansı gösterirken R22 en düşük performansı göstermiştir. Ayrıca kompresörlerin basınç oranı, sistem verimliliğini etkileyen bir diğer önemli faktördür. Sistem çevresel koşullardan çok fazla etkilenmemiştir. Ayrıca R134A için genel sistem enerji ve ekserji verimlilikleri sırasıyla % 44,23 ve % 55,7 olarak bulunmuştur. Ayrıca ekserji yıkım hızı kurutucuda en yüksektir. Kurutma sisteminin bileşenlerinin ekserji verimleri şu şekilde bulunmuştur: Kurutucu % 61, evaporatör-1 % 69,59, evaporatör-2 % 77,21, evaporatör-3 % 80,36, kondenser % 61,66.

Erdem ve ark. (2021) çalışmalarında balık örneklerinin enine kesitli tepsili kurutucuda ince tabaka kurutma yaklaşımı kullanılarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Sabit hava hızında giriş hava sıcaklıklarının kurutmadaki etkileri termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu kullanılarak incelenmiştir. Giriş hava sıcaklığındaki değişim numunelerin yüzeylerinde bir sıcaklık değişimine sebep olmamıştır. Kurutma havası ve ortam sıcaklıklarına bağlı olarak giriş hava akımı ekserjileri 0,2321-1,0893 kJ/kg arasında bulunurken, 38 °C çıkış sıcaklığı için 0,0679-0,2321 kJ/kg arasında, 46 °C'de 0,2803-0,5352 kJ/kg ve 53 °C'de 0,5936-1,0295 kJ/kg olarak elde edilmiştir. 1,5 m/s sabit hava hızında giriş havası sıcaklığına (38, 46 ve 53 °C) bağlı olarak ekserji verimliliği 29,27 ile % 94,5 arasında değişmiştir. En düşük ekserji kayıplarının en düşük kurutma sıcaklıklarında gerçekleştiği gözlemlenmesine rağmen, en büyük ekserji verimliliği en yüksek kurutma sıcaklığında hesaplanmıştır. 1,5 m/s sabit hava hızında hava sıcaklığının (38, 46 ve 53 °C) bir fonksiyonu olarak ekserji kayıpları 0,0225-0,4957 kJ/kg aralıklarında bulunmuştur. Daha yüksek bir ekserji verimi ve daha düşük ekserji kaybı elde etmek için deneylerin geliştirilebileceği bulunmuştur.

Erbay ve ark. (2013) çalışmalarında bir enerji sistemindeki verimsizliklerin ekserji analizi ile nicel olarak belirlenebilirken, tersinmezliklerin kaynakları ve gerçek iyileştirme potansiyellerinin gelişmiş ekserji analizi olarak adlandırılan yeni bir yöntem kullanılarak bulunabileceğini ele aldılar. Sistemdeki her bir elemanın performansını değerlendirmek için toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) kurutma sistemine uygulanmıştır. Hem geleneksel hem de gelişmiş ekserji analizi sisteme uygulanmıştır. Gelişmiş ekserji analizi sonucunda en önemli sistem elemanı kondenser olarak bulunmuş ve % 90'dan fazla oranda ekserji yıkımlarının önlenebileceği hesaplanmıştır. Genleşme valfinin önlenabilir ekserji yıkım oranı % 4,4 olarak bulunmuş olup çok fazla iyileştirilecek nokta bulunamamıştır.

Erbay ve ark. (2013) çalışmalarında pilot ölçekli ısı pompalı kurutma sistemi farklı sıcaklıklarda ilk kez gıda kurutmada uygulanmış ve ekserji analizi yapılmıştır. Kompresör ekserji yıkımları % 51,6 ile % 60,3 arasında iken kondenserdeki ekserji yıkımları ise % 63,3 ile % 74,4 arasında olup yüksek bulunmuştur. Bu yıkımların yarısından fazlası endojenden kaçınılarak önlenebileceği bulunmuştur. Yani sistemdeki verimsizlikler sistem bileşenlerinin ve yapısal bileşenlerin iyileştirilmesiyle azalmaktadır. Kurutma hava sıcaklığını arttırıp endojen oranını azaltmanın ekserji yıkımlarını azaltmaktadır. Kurutma havası sıcaklığı 45 °C 'den 55 °C'ye arttırıldığında ekserji verimliliği % 65,94' ten % 91,95' e çıkmıştır.

Erbay ve ark. (2016) çalışmalarında toprak kaynaklı bir ısı pompalı gıda kurutucusunun eksergoekonomik analizi yapılmıştır. Ayrıca, ölü hal sıcaklıkları ile ekserjetik ve eksergoekonomik performans parametrelerinin varyasyonları da araştırılmış ve literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kondanserin düşük ekserji verimi (% 48) ve yüksek ekserji yıkımına neden olduğundan sistemin en önemli elemanı olup performans iyileştirmesi yapıldığında 1,347 \$/saat kazanç oluşturmaktadır. Ölü hal sıcaklıklarındaki artış sistem elemanlarının ekserji verimlerinde azalmaya neden olmuştur. Sistemdeki en yüksek ekserji kaybı % 20,2 ile kompresöre ait olup kompresörün verimliliği % 92,6'dır. Fakat kompresörün ekserji maliyeti 0,060 \$/saat olup oldukça düşük hesaplanmıştır.

Singh ve ark. (2020) çalışmalarında hem kapalı tip ısı pompalı kurutucu hem de güneş destekli ısı pompalı kurutucularda denemeler yapmışlardır. Muz ve patates cipslerinin enerji ve ekserji performansları ile kurutma kinetiğini araştırmak için tepsi tasarımı geliştirmişlerdir. 2 mm kalınlığındaki muz ve patatese hem kapalı hem açık çevrimde kurutma uygulanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Kütle transfer katsayısı ve nem yayılımı kapalı çevrimde daha iyi olduğu bulunmuştur. Nemli ve sıcak ortam koşullarında kapalı çevrim kurutucusunun temel çalışma performans parametrelerinin açık sisteme göre daha iyidir. COP değerleri muz için 3,89 – 3,09 arasında, patates cipsi için 3,93 – 2,85 aralığında bulunmuştur ve açık çevrimin COP değerleri daha iyidir.

Ozcan ve ark. (2013) çalışmalarında güneş enerjili, iki kademeli evaporatörlü ve ısı pompalı kurutma sistemleri için ekserji analizi, sürdürülebilirlik analizi ve çevresel etki değerlendirilmesi yapmışlardır. Isı eşanjörleri yüksek sıcaklık farklarından dolayı en düşük ekserji verimliliğine sahiptir. Bu sebeple soğutucu ve hava arasında daha fazla entropi oluşumuna sebep olmuştur. Yapılan analizler sonucu ekserji yıkımları kompresör 0,135 kW, kondenser 1,32 kW, alt soğutucu I 0,105 kW, alt soğutucu II 0,0625 kW, HP evaporatör 0,229 kW, LP evaporatör 0,3749, genişleme valfleri 0,133 kW, güneş panelleri 0,76 kW ve kurutucu 0,35 kW olarak bulunmuştur. Sistemde güneş enerjisi kullanılmadığında sera gazı miktarı % 11 - 34,1 arasında daha fazla olduğu bulunmuştur. Kurutma sistemlerinin termodinamik performansları ve yenilenebilir enerji kaynaklarının bu sistemlere entegrasyonu, sürdürülebilirliği ve sera gazı emisyonlarını önemli ölçüde etkilemektedir. Verimli sistem tasarımları için fosil yakıtlarının kademeli olarak kaldırılması gerektiğini savunmuşlardır.

Singh ve ark. (2020) çalışmalarında açık çevrimli ısı pompalı kurutucuda R134a yerine R290, R600, R600a, R32, R152a, R1234yf, R1234ze(E) gibi küresel ısınma potansiyeli (GWP) düşük soğutucu akışkanlar kullanarak enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Giriş havası koşullarının etkileri, kuruma, nem ekstraksiyon oranı süresi, nem çekme hızı, özgül enerji tüketimine, kurutma verimliliğine etkileri, ekserji yıkımı ve ekserji verimliliği konuları tartışılmıştır. Nem ekstraksiyon oranı R32'de en yüksek, kurutma verimliliği R152A için maksimum (yaklaşık % 29,74), ekserji tahribatı R1234ze(E) ise minimumdur. Giriş havasının hızı arttırıldığında nem çıkarma oranı artmıştır.



Özdemir ve Özkaya (2015) çalışmalarında 20,7 m<sup>3</sup> hacminde bir odayı ısıtmak ve soğutmak amacıyla 40 metre sondaj derinliğine sahip düşey tip toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemi (TKIP) kurmuşlardır. Kurulan bu sisteme enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Isıtma mevsiminde ısı pompası (COP<sub>ip</sub>) ve sistemin performans katsayıları (COP<sub>sis</sub>) sırasıyla 3,85 ve 3,45 olarak, sistemin ekserji verimi ise % 71 olarak hesaplanmıştır. Soğutma mevsiminde ise COP<sub>ip</sub> ve COP<sub>sis</sub> sırasıyla 3,12 ve 2,81 olarak, sistemin ekserji verimi ise % 70,8 olarak hesaplanmıştır.

Altınkaynak ve ark. (2021) çalışmalarında toprak kaynaklı ısı pompasına destek olarak PV-T kollektör kullanmışlardır. PV-T kollektör yüzeyinden alınan ısı, ısı pompasına verilmiş ve ısı pompalı sistemin çalışması için gerekli olan ışık fotovoltaj kollektör tarafından sağlanmıştır. Sistemdeki her bir eleman için enerji ve ekserji analizi EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılarak yapılmıştır. COP 4,41 olarak hesaplanmış ve en yüksek ekserji yıkımı kondenserde meydana gelmiştir.

Bilen ve Demir (2021) çalışmalarında Ankara ilinin Gölbaşı ilçesinde konut ısıtma amaçlı kullanılacak hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarına enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Isı pompası çevrimi için R134A, R407A, R410A, R600A ve R1234YF soğutucu akışkanları seçilmiştir. Gölbaşı ili şartlarında toprak kaynaklı ısı pompasının hava ve su kaynaklı ısı pompalarına göre daha iyi COP değerine sahip olduğu bulunmuştur. Hava kaynaklı ısı pompasının ise ekserji verimi toprak ve su kaynaklı ısı pompalarına göre daha fazladır. R600A soğutucu akışkanı ise tüm ısı pompalarında en etkin sonuçları vermiştir.

Kılınç ve Başçıl (2020) çalışmalarında Sivas Cumhuriyet Üniversitesi'ne kurulan deney düzeneğinde 51 m<sup>3</sup> hacme sahip iki odanın toprak kaynaklı ısı pompası kullanılarak soğutulmasını amaçlamışlardır. Sistem 2,5 metre derinliğe sahip toprak devresi, ısı pompası ve radyatör olmak üzere üç kısımdan oluşmaktadır. Sistemin her elemanına ekserji analizi uygulanmış ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. En yüksek ekserji kaybı 1,014 kW ile kompresörde meydana gelmiştir. Isı pompası ve sistemin ekserji verimleri sırasıyla % 41,90 ve % 34,18 olarak hesaplanmıştır.

Oğur ve Çıtlak (2021) çalışmalarında Adıyaman Üniversitesi Araştırma ve Uygulama Hastanesi'nde bulunan ısıtma sistemine enerji ve ekserji analizi uygulamışlardır. Kazan,

klima santrali ve fan-coil kayıpları ve verimleri hesaplanmıştır. Yakıt olarak doğalgaz kullanılan bu sistemde, kazanda ortalama kayıp 43526,79 kW, klima santralinde ortalama kayıp 2624,65 kW ve fan-coil ortalama kaybı 953,73 kW olarak hesaplanmıştır. Aynı şekilde kazan ortalama verimi % 75, klima santrali ortalama verimi % 88, fan-coil ortalama verimi ise % 92 olarak hesaplanmıştır. Burada kazan çıkışındaki sıcaklığın yüksek olması kazan verimi arttırırken, kazanda yanma sırasında oluşan kimyasal enerjinin ısı enerjisindeki düzensizlikten kaynaklı olduğu düşünülmüştür. Sistemde oluşan ekserji kayıplarının önlenmesi için kullanılmayan hatlarda bulunan vanaların kapatılmasını, sisteme bağlı bulunan kollektördeki su miktarını kontrol edecek otomasyon sistemi kurulmasını, düzenli olarak baca temizliği yapılmasını önermişlerdir.

Güngör ve ark. (2017) çalışmalarında ısıtma amaçlı kullanılan bir iklimlendirme sisteminin tasarımında ekserji analizinin öneminden bahsetmiş ve sisteme ekserji analizi uygulamışlardır. Ekserji analizine göre şartlandırılan hava sıcaklığı arttıkça dış ortamla olan sıcaklık farkı attığından dolayı ekserji kaybı artmaktadır. Burdan yola çıkarak iç ortam ile dış ortam arasındaki sıcaklık farkı düşük olan bölgelerde daha düşük kalitede enerji kullanılabilir. Ekserji kullanılabilmektedir.

Özbek (2018) çalışmasında panelli ve panelsiz hibrit çalışan bir klima sistemine enerji ve ekserji analizi uygulamıştır. Çalışmada panel kullanıldığında oluşacak ekserji yıkımı incelenmiştir. Panel kullanıldığı zaman kompresör işi 2,19 kW'dan 2,38 kW'ya yükselmiştir. Panel kullanımında COP değeri de 4,41'den 5,12'ye yükselmiş ve bu durum COP'yi % 16 arttırmıştır. Panel kullanımında ekserji yıkım hızı kondenser ve kompresörde artarken evaporatör ve kılcal boruda azalmıştır. Ayrıca panel kullanımı ekserji yıkım hızı ve ekserji verimliliğini arttırmıştır.

Tosun ve ark. (2013) çalışmalarında konvansiyonel Isı Geri Kazanım (IGK) cihazlarına alternatif olarak enerji tüketimini azaltan Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma (IBIGK-NA) sistemlerinin literatür taramalarını yapmışlardır. Yapılan bu çalışmada ısı borulu sistemlerin performanslarını etkileyen tasarım parametreleri ve uygulamaları enerji tasarrufu açısından değerlendirilmiştir. At nalı tipi IBIGK-NA ünitesinin farklı hava giriş sıcaklıkları, giriş bağıl nemi ve giriş hava hızlarında performansı

incelenmiştir. Giriş hava sıcaklığı ve bağıl nem arttığında Isı Borulu Isı Değiştiricileri (IBID) sisteminin daha verimli olduğu gözlenmiştir. IBIGK diğer IGK cihazlarıyla beraber kullanıldığında sistem veriminin arttığı görülmüştür. Sabit hava giriş sıcaklığında hava giriş hızı düştükçe etkenlik artmakta iken aynı durum sabit bir hava giriş hızında sıcaklık arttırıldığında gözlenmiştir. Her iki durum kıyaslandığında hava giriş hızındaki değişim sıcaklık değişimine kıyasla daha etkili olmaktadır.

Jouhara ve Meskimmon (2010) çalışmalarında at nalı geri kazanımlı ısı borusu teknolojisinin klima santrali tasarımındaki verimlerinden ve çevreye duyarlı bir teknoloji olduğundan bahsetmektedir. Sistem evaporatör, kondenser ve 7 çevrimli ısı borusundan oluşmakta olup ısı yükü hava hızındaki değişimi test etmek üzere tasarlanmıştır. Isı borusunun etkinlik değerleri % 20 olup beklenildiği üzere hava hızına bağlı olarak değişmiş fakat ısı yükü ve operasyon sıcaklığı da sonuçları etkilemiştir. Çeşitli deneyler yapılmış ve her bir deney için enerji tasarrufu çalışmaları yapılmıştır.

El-Baky ve Mohamed (2007) çalışmalarında ısı geri kazanım sisteminin termal performansını ve etkinliğini araştırmak amacıyla temiz hava ve geri dönüş havasını ısı borulu ısı geri kazanım eşanjörüne bağlamışlardır. Girişteki geri dönüş havası 26 °C’de sabit tutulurken girişteki temiz havanın sıcaklığı 32-40 °C aralığında kontrol edilmiştir. Girişteki temiz hava sıcaklığının artmasıyla geri dönüş havasının da sıcaklığı artmıştır. Girişteki temiz hava sıcaklığı 40 °C’ye ulaştığında kondenser ve evaporatördeki etkenlik ve ısı transfer miktarı % 48 artış göstermiştir. Kütle akış hızı oranının etkinlik üzerindeki etkisi evaporatör tarafında pozitif iken kondenser tarafında negatiftir. Isı geri kazanımlı sistem ile geleneksel hava karışımı arasındaki entalpi oranı % 85’e kadar artış göstermiştir. Sonuç olarak sistemin optimum etkinliğe ulaşması için girişteki temiz hava sıcaklığının ısı borusundaki akışkanın çalışma sıcaklığına en yakın değerde olması gerekmektedir.

Öztürk ve ark. (2018) çalışmalarında alüminyum oksit nanoakışkan ve damıtılmış su kullanılan hava-hava kaynaklı ısı borulu ısı geri kazanım sisteminin termal performansını araştırmışlardır. Deneyler 25°C ile 90 °C arasında gerçekleşmiş, beş farklı soğutma havası akışı (40 g/s, 42 g/s, 45 g/s, 61 g/s, 85 g/s) ve iki farklı ısıtma gücünde (3 kW ve 2 kW) gerçekleşmiştir. Nanoakışkan içerisindeki metal oksit

parçacıklar iletkenliği arttırmış ve böylece ısı eşanjörünün verimi artmıştır. En yüksek verim ise % 59 olup 3 kW ısıtma gücü ve 112 g/s hava akışında hesaplanmıştır.

Azad (2013) çalışmasında farklı tipteki ısı borulu ısı geri kazanım sistemlerini incelemiş ve gazdan-gaza, gazdan-sıvıya, sıvıdan-gaza ve sıvıdan-sıvıya olmak üzere dört farklı grupta sınıflandırmıştır. Daha sonra dört kategoriye ayrı ayrı açıklamış ve ortak avantajlarını belirlemiştir. Tüm sistemlerde gaz basıncı ve hava basıncı düşüktür. Hareketli parça kullanmadığından temizliği kolaydır. Bakımları kolay olup yangın riskleri düşük bulunmuşlardır.

Hossen ve ark. (2019) çalışmalarında çevre kirliliği ve enerji fiyatlarının yüksek olması sebebiyle atık ısı geri kazanımı konusunu ele almışlardır. Bu doğrultuda ısı borulu ısı eşanjörünü (HPHE) atık ısının ekonomik olarak geri kazanımı için kullanmışlardır. HPHE kademeli olarak düzenlenmiş olup her bir ısı borusuna yedi adet bakır boru takılmış ve vakum yaptırarak su enjekte edilmiştir. Isı boruları fitilsiz olarak yapılmış olup dikey olarak monte edilmiştir. Isı borusu içindeki suyun doluluk oranı ve etkisi incelenmiş ve farklı hava debileri için test edilmiştir. Doldurma oranı % 100'den % 45'e doğru azaldıkça ısı transfer hızı artmıştır. HPHE'nin maksimum performansı % 45 doluluk oranında hesaplanmıştır ve bu durum çevresel faktörlere göre farklılık göstermektedir. Isı borusunun maksimum termal iletkenliği 18400 W/m.°C'dir. Ayrıca ısı eşanjörünün minimum 23 °C sıcaklık farkında etkili olduğu saptanmıştır.

Ong (2016) çalışmasında ısı borulu ısı eşanjörlerinin (HPHE) üzerinde yürütülen çalışmalarında bir HVAC sisteminin soğutma ve nem alması için kullanılan bobinlerden yararlanmışlardır. Evaporatörün temiz hava giriş kanalı üzerine veya karıştırıldıktan sonra ön soğutma sağlamak için bir klima sisteminin bobinine üzerine yerleştirilebileceğini ifade etmiştir. Çeşitli dolum sıvıları ve dolum oranlarının etkileri, eğim, en ve boy oranları kullanılarak termosifonlar üzerinde araştırmalar yapılmıştır. Bu uygulama özellikle sıcak ve nemli tropik ülkelerde nem giderme performansını iyileştirmede ve klima maliyetlerini iyileştirmede önemlidir.

Abdallah ve ark. (2022) çalışmalarında havadaki sıcaklık seviyesini değiştirmeden klima sistemlerindeki enerji tüketimini azaltmak için ısı borulu ısı eşanjörü (HPHE) kullanmış ve test etmişlerdir. Deney için bakır oksitten (CuO) yapılmış üç farklı kütleli

nanoparçacık kullanılmış ve incelenmiştir. Aynı zamanda farklı giriş hava sıcaklıklarının HPHE etkinliği ve ısı geri kazanım oranı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Evaporatör ve kondenserdeki sıcaklığı değişimi, HPHE'den geçen (CuO) kütlesi ve giriş hava sıcaklığının artmasıyla artış göstermiştir. Giriş hava sıcaklığının ve CuO kütlesinin artmasıyla ısı borusunun etkinliği artarken, en yüksek etkinlik seviyesi maksimum ısı geri kazanımı 55 °C giriş hava sıcaklığında ve 1 m/s giriş havası hızında hesaplanmıştır.

Nyers ve ark. (2019) çalışmalarında atık sudan ısı geri kazanımı sağlamak için bir sistem tasarlamışlardır. Isı kaynağı atık su olan bu sistemde atık su sıcaklığı 44 °C ile 49 °C arasındadır. Isı geri kazanım işlemi bir plakalı eşanjör ve iki ısı pompasıyla gerçekleştirilmiştir olup bileşenler seri sisteme seri olarak bağlanmıştır. Sistemdeki soğutucu 40 metre derinliğindeki kuyudan çekilen soğuk sudur. Bu soğuk su 13-14 °C'den 50-55 °C'ye ısıtılırken, aynı zamanda atık su ise 44-49 °C'den 13-14 °C'ye kadar soğutulmaktadır. Sistemin toplam performans katsayısı (COP) çok yüksek olup minimum 6,3 olarak hesaplanmıştır. En yüksek enerji tasarrufu ise % 49 ile plakalı eşanjörde olmuştur. Sistem kendini yaklaşık iki yılda amorti etmektedir. Atık suyun kanalizasyona sıcak olarak girmemesi ve geri kazanım ünitesinden süzülerek çıkması sebebiyle çevreyi doğrudan korumaktadır. Büyük miktarlarda ısı enerjisi tasarrufu sağlaması ve daha az elektrik tüketimiyle birlikte daha düşük CO<sub>2</sub> emisyonu sağlayarak çevreyi dolaylı olarak da korumaktadır.

Abbaspour-Gilandeh ve ark. (2020) çalışmalarında ayva dilimlerinin kurutma kinetiği, enerji kullanım oranı, ekserji kaybı ve ekserji verimliliğinin sıcak hava kurutucusunda yapay sinir ağları ve ANFIS kullanılarak tahmin edilmesini ele almışlardır. Deneyler 50-60-70 °C hava sıcaklıklarında ve 0,6-1,2-1,8 m/s hava hızlarında gerçekleştirilmiştir. Hava sıcaklığı ve hava hızı arttığında enerji tüketimi, ekserji verimi ve ekserji kaybı artmıştır. En yüksek ekserji kaybı ve ekserji verimi sırasıyla 0,879 kJ/s ve % 44 bulunurken en düşük ekserji kaybı ve ekserji verimi sırasıyla 0,344 kJ/s ve % 88 olarak hesaplanmıştır. Kurutma odasının yalıtılması, doğru bileşenlerin tasarlanması ve seçilmesi ve ayrıca optimum kurutma koşullarının seçilmesi sıcak hava kurutucusunun termodinamik verimliliği artırılabilir.

Firouzfar ve ark. (2011) çalışmalarında ısı borulu ısı eşanjörleri (HPHE) üzerine deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Çalışma sonuçlarında HPHE sistemleri verimleri yüksek ısı transfer cihazları olup termal bağlantılar ve ısı değiştiriciler olarak klima sistemlerinde kolayca uygulanabilmektedir. HPHE sistemi bağıl nemi % 10 azaltırken iç hava kalitesini arttırmış ve toplam güç tüketimini azaltmıştır. Ayrıca yaptıkları literatür taramalarında klima sistemlerinde HPHE sistemi uygulamalarının yetersizliğini ortaya çıkarmış ve bu sistemlerin avantajlarını anlamak için daha fazla araştırmaya ihtiyaç duyulduğundan bahsetmişlerdir.

Thamban (2019) çalışmasında ısı pompalı ısı eşanjörleri (HPHE) uygulamalarında atık ısı geri kazanımı, konvansiyonel tip ısı pompalı ve iki fazlı termosifon ısı eşanjörü verimliliği üzerine çalışmalar yapmıştır. HPHE üniteleri ısı geri kazanım etkinliği, kompakt oluşu ve hafiflik gibi avantajlara sahiptir. HPHE ünitesinin termal performansını arttırmak için evaporatör ve kondenserde bulunan akışkanın akış süresi artırılması, ısı borularının yüzey alanı veya boyutları değiştirilmesi veya ısı borularının evaporatör veya kondensere temas edecek şekilde yeniden tasarlanması önerilmiştir.

Yapılan kaynak araştırmalarında; ısı pompalı kurutma sistemlerinin performanslarının daha iyi analiz edilmesi için ekserji analizi uygulanmıştır. Sistemde geri kazanım eşanjörü kullanımının atık enerjinin kazanımı ve enerji tasarrufu açısından çok önemli olduğu anlaşılmaktadır. Bu çalışmada literatürden farklı olarak deneyler IBIGKE'li ve IBIGKE'siz olarak yapılmış olup sistemde bulunan mevcut harici kondenserin dahili kondenslerle beraber devrede olduğu ve devre dışı olduğu durumlarda sistem performansları incelenmiştir.

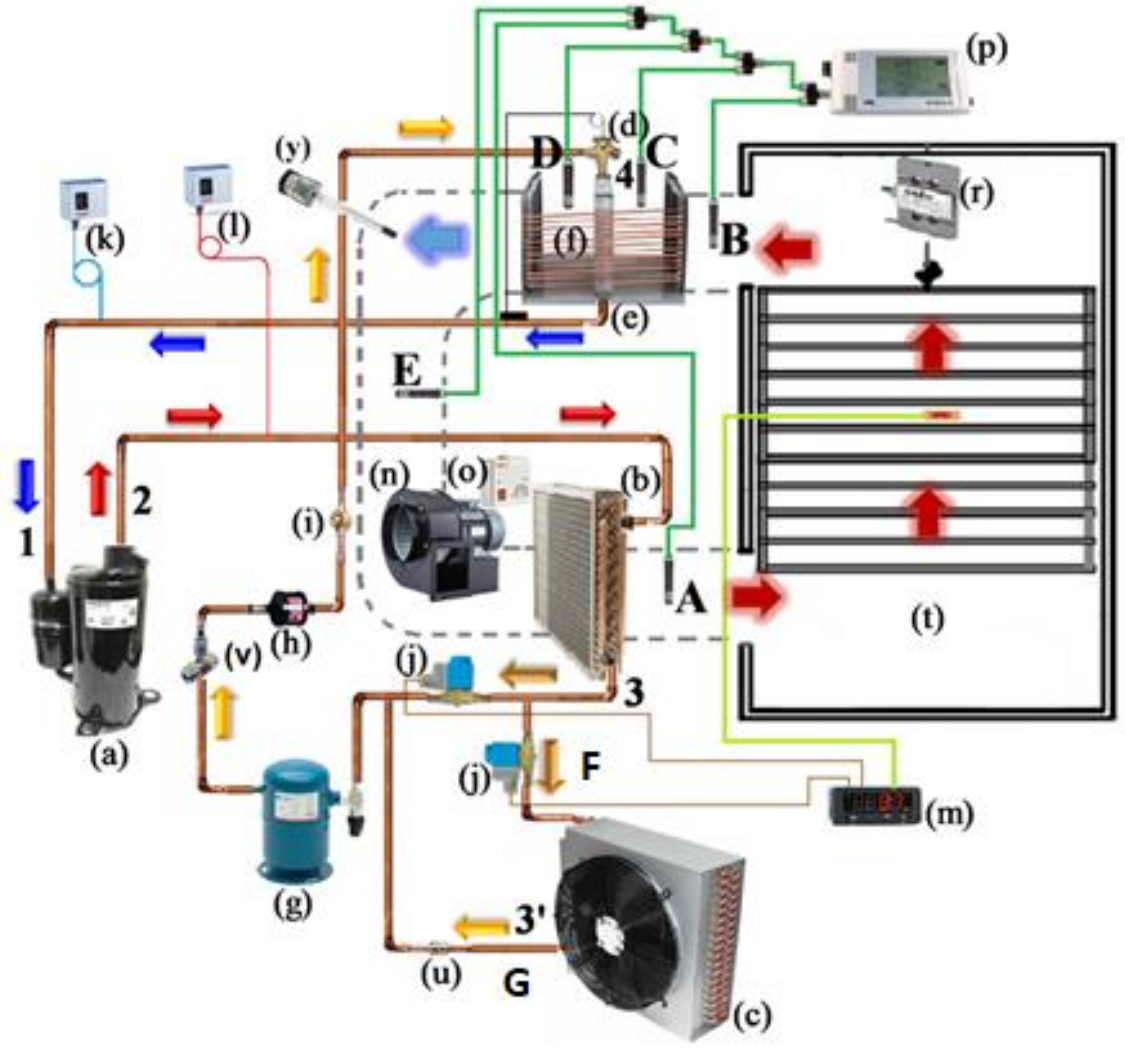
### **3. MATERYAL ve YÖNTEM**

Bu çalışmada, Yalova Atatürk Bahçe Kùltürleri Araştırma Enstitüsü'nde yetiştirilen “Eşme ayvası” kapalı devre çalışan ısı pompalı bir kurutma sisteminde kurutulmuş ve sistemin enerji ve ekserji analizi incelenmiştir.

#### **3.1. Materyal**

Kurutma sistemi; ısı pompası, fan, kanal sistemi ve kurutma kabininden oluşmaktadır. Kurutma kabini 53x73x154 cm<sup>3</sup> iç hacminde ve 3 cm polistren köpük üzerine iç kısmı paslanmaz çelik ile kaplanmış ve yalıtılmıştır. Kurutma sistemi içerisine 40x60x2 cm<sup>3</sup> boyutlarındaki paslanmaz çelik telli on adet tepsileri taşıyan bir askı sistemi imal edilmiş ve bu şasi load-cell' in kancasına takılmıştır. Deney sisteminde, sistem performansı için birbirine seri olarak bağlanmış iç ve dış olmak üzere iki adet yoğuşturucu kullanılmıştır.

Kurutma odası çıkış sıcaklığına (istenilen kurutma sıcaklığı) göre ayarlanan dijital termostatın sisteme konulan selonoid vanaların kontrolü sayesinde iç yoğuşturucuya seri şekilde bağlanan dış yoğuşturucu istenilen zamanlarda devreye girmekte ve böylece kurutma odasının  $\pm 1$  °C diferansiyel aralığında sabit sıcaklıkta tutulması sağlanmaktadır. İmal edilen sistemin şeması Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1. Kapalı devre ısı pompalı kurutma sistemi



**Çizelge 3.1.** Sistem elemanlarının terminolojisi

<b>Sembol</b>	<b>Açıklama</b>
a	Kompresör
b	Dahili kondenser
c	Harici kondenser
d	TGV (termostatik genişleme valfi) kısılma vanası
e	Evaporatör
f	Isı borulu ısı geri kazanım eşanjörü (IBIGKE)
g	Sıvı tankı
h	Dreyer(filtre-kurutucu)
i	Gözetleme camı
j	Solenoid vana
k	Alçak basınç prosestatı
l	Yüksek basınç prosestatı
m	Termostat
n	Radyal fan
o	Hız anahtarı
p	Data logger
r	Load-cell (yük hücresi)
t	Kurutma kabini
u	Çekvalf
v	Türbin tip debimetre
y	Anemometre

Soğutucu akışkan tarafı proses:

- 1-2 Kompresörde soğutucu akışkanın sıkıştırılması
- 2-3 Dahili kondenserde soğutucu akışkanın yoğuşturulması
- 3-3' Harici kondenserde soğutucu akışkanın yoğuşturulması
- 3-4 TGV yardımıyla soğutucu akışkanın basıncının düşürülmesi
- 4-1 Evaporatörde soğutucu akışkanın buharlaştırılması

Kurutma havası tarafı proses:

A-B Ürünün kurutulması

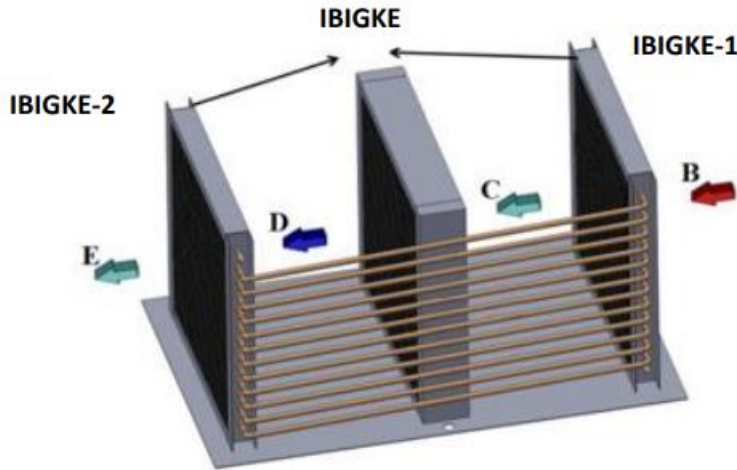
B-C Buharlaştırıcıda nem alma

C-D Buharlaştırıcıda nem alma

D-E Kondenserde ısı atma

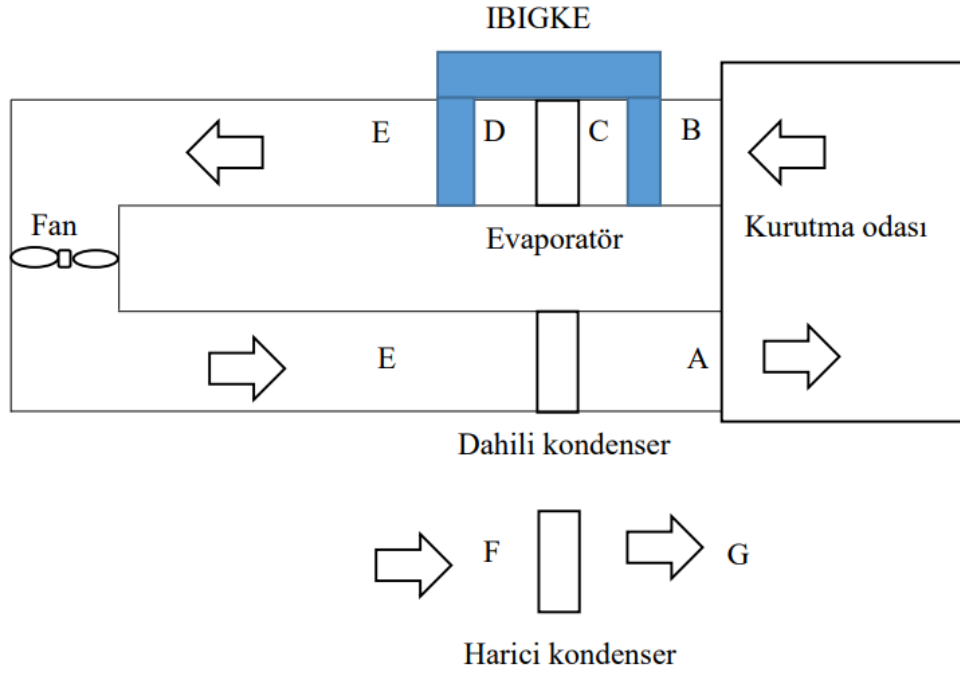
E-A Kondenserde ısı atma

Dış yoğuşturucunun zaman zaman devreye girmesiyle birlikte iç yoğuşturucu yükünün bir kısmı alınarak performans artırılmıştır. Yoğuşturma kapasitesi ile orantılı bir şekilde buharlaştırma kapasitesi de artmış ve böylece kurutma odasını terk eden havadan daha çok nem alınması sağlanmıştır. Isı borulu at nalı ısı geri kazanım devresi Şekil 3.2’de verilmiştir.

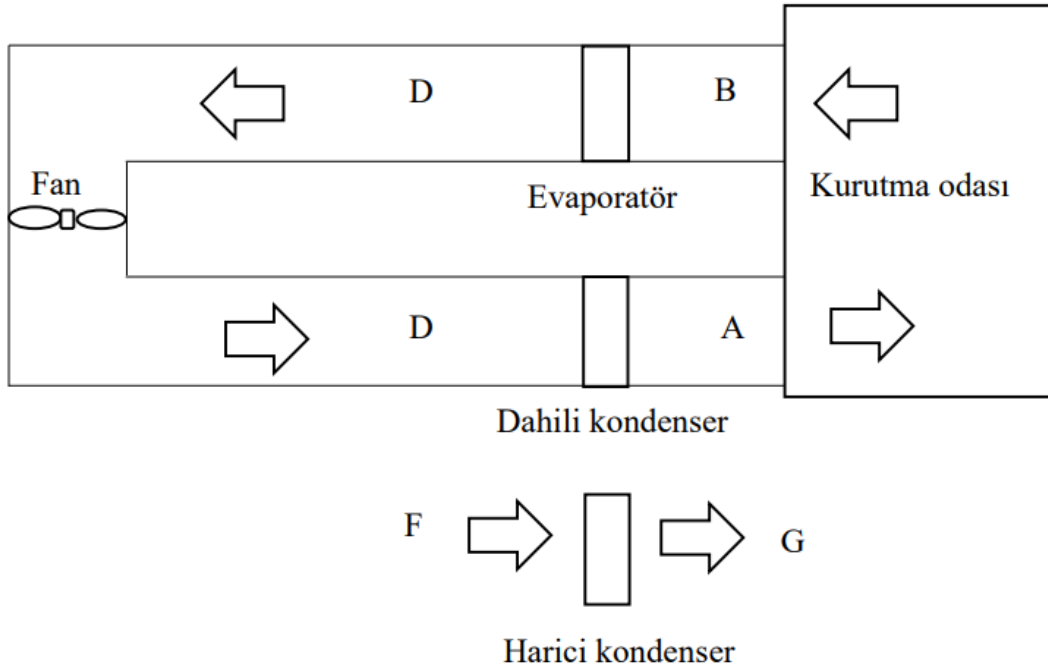


**Şekil 3.2.** Isı borulu ısı geri kazanım devresi

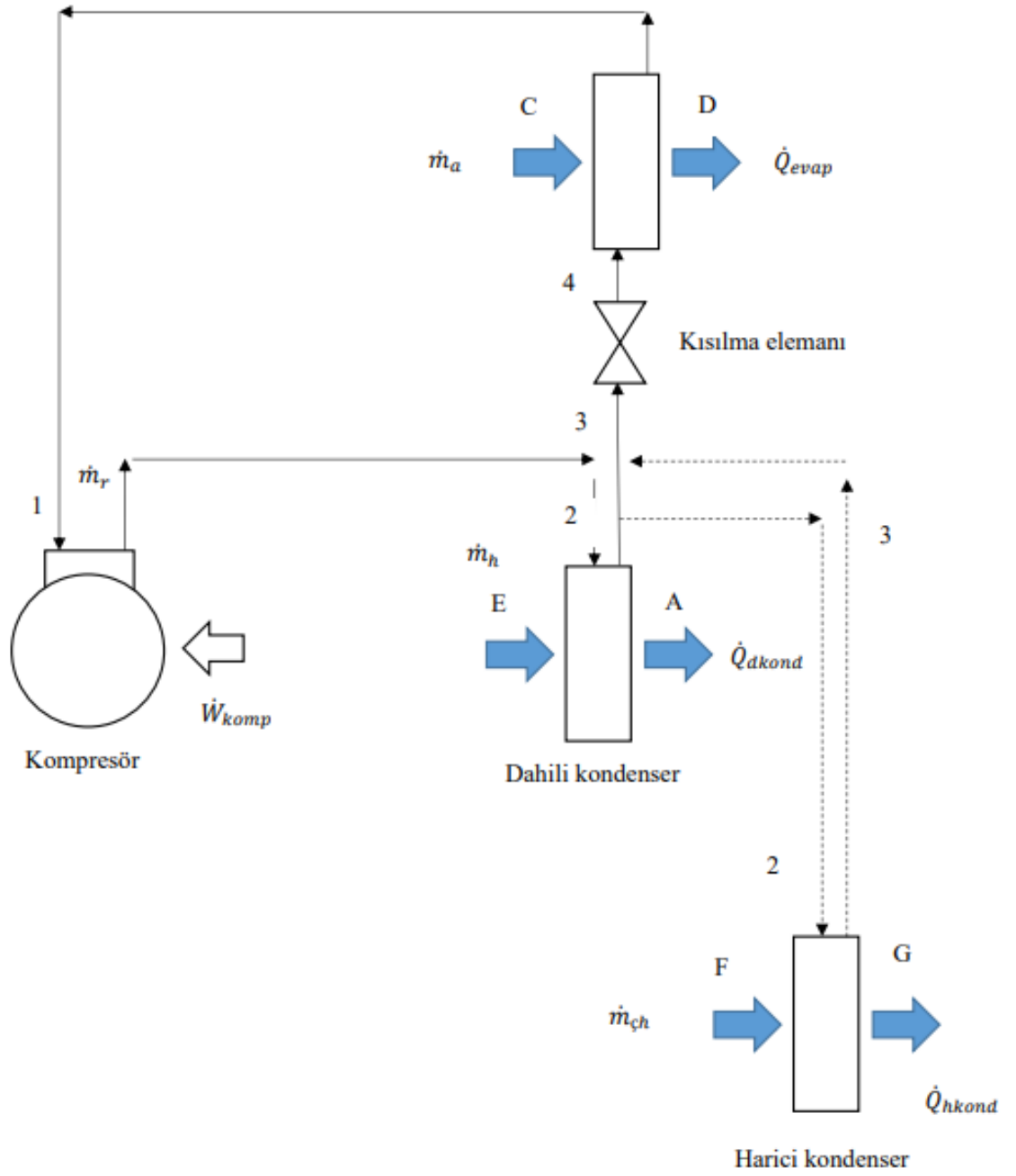
IBIGKE sistemi iki adet eşanjör (IBIGKE1 ve IBIGKE2) ve bunların birbirine bağlantısını sağlayan bakır borulardan oluşmaktadır. IBIGKE sistemi üç borulu ve içerisinde R410A gazı bulunmaktadır. Gazı hareket ettirecek herhangi bir enerji girişi bulunmamaktadır. HHR sistemi içerisindeki soğutucu akışkan eşanjör üzerinden geçen havanın hızına bağlı olarak evaporasyon ve kondenzasyon işlemini gerçekleştirmektedir. B-C arasındaki eşanjör evaporasyon bölgesi, C-D arası evaporatör ve D-E arası ise kondenzasyon bölgesini oluşturmaktadır.



Şekil 3.3. IBIGKE' li sistemin hava tarafı şematik gösterimi



Şekil 3.4. IBIGKE' siz sistemin hava tarafı şematik gösterimi



**Şekil 3.5.** Soğutucu akışkan devre şeması

Kurutma sistemini meydana getiren malzemelerin teknik detayları Çizelge 3.2.'de verilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Deneysel ısı pompası kurutma sistemi bileşenlerinin özellikleri

<b>Sistem elemanları</b>	<b>Teknik özellikler</b>
Soğutma kompresörü	5200 W güç, döner tip
Evaporatör	Alüminyum lamelli, ısı transfer yüzey alanı, 8,70 m <sup>2</sup>
Dahili kondenser	Alüminyum lamelli, ısı transfer yüzey alanı, 12,35 m <sup>2</sup>
Harici kondenser	Alüminyum lamelli, ısı transfer yüzey alanı, 5,42 m <sup>2</sup>
Kurutma sistemi fanı	Radyal tip (anma gücü 350 W)
Harici kondenser fanı	Eksenel tip (anma gücü 75 W)
Termostatik genişleme valfi	Orifis tipi, dış dengeli, buharlaşma sıcaklık aralığı (+10/-40 °C)
Soğutucu	Freon – 410A
Isı borulu ısı geri kazanımı	Alüminyum lamelli, ısı transfer yüzey alanı, 9,75 m <sup>2</sup>

Dijital manifold ile soğutucu akışkan düşük ve yüksek basınç değerleri belirlenirken, sistemdeki dolaşan akışkan sıcaklıkları borular üzerinden dört kanallı dijital termometre ile ölçülmüştür. Kompresör ve tüm sistem tarafından tüketilen enerji miktarı dijital bir sayaç ile ölçülerek toplamın her tepe noktası kayıt altına alınmıştır. Deneysel olarak kullanılan ölçüm cihazları ve teknik detaylar Çizelge 3.3.'te verilmiştir.

**Çizelge 3.3.** Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri

<b>Ölçülen değerler</b>	<b>Kullanılan cihaz</b>	<b>Ölçüm aralığı</b>	<b>Hassasiyet</b>
Ürün ağırlığı	Yük hücresi (ESIT STCS-50)	0~50 kg	± 0,05 g
Kurutma hava hızı	Termal anemometre (TESTO 405)	0,1~10 m/s	± 0,1 m/s
Ortam hava sıcaklığı ve nem	Kanatlı anemometre (TESTO 410-1)	-10 ~ +50 °C 0,4 ~ 20 m/s	±0,5°C ± 0,2 m/s
Kompresörlerin ve fanların güç tüketimi	Dijital elektrik sayacı (MAKEL)	150V ~ 300V	0.5 s/gün
Isı pompası evaporatör ve kondenser çalışma basınçları	Dijital Manifold (TESTO 570-2)	0 ~ 50 bar	± 0,1 bar
Dış boru sıcaklıklarında çalışan ısı pompası	4 kanallı veri kaydedici termometre (Extech)	-40 ~ +250°C	±0,5°C

Çizelge 3.3.' ün devamı

Kurutma odası sıcaklığı	Dijital termostat NTC sensörü (EVCO evkb21)	-50 ~ +130°C	±0,1°C
Kurutma havası sıcaklığı ve bağıl nem	5 kanallı (A-B-C-D-E) veri kaydedici (Humlog20 E)	0 ~ 100% RH -40 ~ +80 °C	± 2% RH ± 0,4 °C
Türbin tipi debimetre	paslanmaz çelik, sıvı	0,0065 ~ 0,325 kg/s	±0,2

### 3.1.1 HPD sisteminin enerji ve ekserji analizi

#### 3.1.1.1 Enerji analizi

Su buharı kısmi basıncı, kuru havanın kısmi basıncı, özgül nem, nemli havanın entalpisi, kuru havanın entalpisi, su buharı entalpisi ve su buharı entropisi kurutma havası tarafındaki proseste tüm noktalar için hesaplanır.

$P_v$  su buharının kısmi basıncı:

$$P_v = \left( 0,782 + 2,9 \frac{T}{100} + 6,3 \left( \frac{T}{100} \right)^{2,25} \right)^2 \quad (3.1)$$

$P_d$  kuru havanın kısmi basıncı:

$$P_d = 101,25 - P_v \quad (3.2)$$

Özgül nem:

$$\dot{W}_{dt} = \left( 0,622 \frac{\frac{\Phi P_v}{100}}{101,25 \frac{\Phi P_v}{100}} \right) \quad (3.3)$$

Nemli havanın entalpisi:

$$h = T + \dot{W}_{dt}(2501 + 1,805T) \quad (3.4)$$

Kuru havanın entalpisi:

$$h_d = 1,007T - 0,026 \quad (3.5)$$

Su buharı entalpisi:

$$h_v = \dot{W}_{dt}(2501 + 1,84T) \quad (3.6)$$

Su buharı entropisi:

$$s_v = 0,00004T^2 - 0,0217T9,0848 \quad (3.7)$$

Nem içeriği değerleri denklemdaki gibi nem oranına ( $M_R$ ) dönüştürülür:

$$M_R = \frac{M_t - M_e}{M_0 - M_e} \quad (3.8)$$

Burada  $M_t$  belirli bir zamandaki nem içeriğini olup  $M_0$  başlangıçtaki nem içeriğini ve  $M_e$  ise denge durumundaki nem içeriğini (kg su / kg kuru madde) ifade etmektedir. Kurutma süresi dakika olarak ifade edilmektedir. Burada  $M_e$ ,  $M_t$  ve  $M_0$  ile kıyaslandığında çok küçük bir değer olup ihmal edilebilir. Bu nedenle ifade aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$M_R = \frac{M_t}{M_0} \quad (3.9)$$

HPD sisteminin performansı; kurutma havasının yoğuşturucuya giriş durumuna ve havanın hızı gibi faktörlere bağlıdır. Hava tarafında, soğutucu akışkanın yoğuşturucuya verdiği ısı:

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_a C_{pam} (T_A - T_E) \quad (3.10)$$

Aynı şekilde kurutma sisteminden çekilen ısı miktarı;

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_a \cdot C_{pam} \cdot (T_C - T_D) \quad (3.11)$$

Denklemden  $\dot{m}_a$ , havanın kütleli debisi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{m}_a = A \cdot \rho \cdot \vartheta \quad (3.12)$$

$C_{pam}$  nemli havanın özgül ısısını ifade eder ve hesabı:

$$C_{pam} = C_{pa} + \omega_a \cdot C_{pv} \quad (3.13)$$

$Q_{IBIGKE2}$  ısı borulu ısı geri kazanım eşanjörünün kondenzasyon bölgesinde oluşan ısı miktarıdır.

$$\dot{Q}_{IBIGKE2} = \dot{m}_a \cdot C_{pam} \cdot (T_E - T_D) \quad (3.14)$$

Yoğuşturucu ve ısı geri kazanım cihazının kondenzasyon bölgesinden kurutma havasına aktarılan toplam ısının kompresöre giren enerjiye oranı, ısı pompasının verimi olarak belirtilir ve hesabı:

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_{kond} + \dot{Q}_{IBIGKE2}}{\dot{W}_{m_{comp}}} \quad (3.15)$$

Tüm sistemin verimi ise:

$$COP_{sis} = \frac{\dot{Q}_{kond} + \dot{Q}_{IBIGKE2}}{\dot{W}_{komp} W_f} \quad (3.16)$$

IBIGKE'nin evaporasyon bölgesinde çekilen ısı miktarı,

$$\dot{Q}_{IBIGKE1} = \dot{m}_a C_{pam} (T_B - T_C) \quad (3.17)$$

Evaporatör ve ısı geri kazanım cihazının evaporasyon bölgesinden kurutma havasından çekilen toplam ısının kompresöre giren enerjiye oranı, ısı pompasının soğutma verimi olarak belirtilir,

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_{evp} + \dot{Q}_{IBIGKE1}}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.18)$$

Tüm sistemin verimi ise:

$$COP_{sis} = \frac{\dot{Q}_{evp} + \dot{Q}_{IBIGKE1}}{\dot{W}_{komp} \dot{W}_{fan}} \quad (3.19)$$

Soğutucu akışkan tarafında ise, iki hal durumuna göre denklemleri verilmiştir.

Harici kondenser devrede değilken:

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r (h_{2r} - h_{3r}) \quad (3.20)$$

Harici kondenser devrede iken,

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r (h_{2r} - h_{3r'}) \quad (3.21)$$

IBIGKE sistemi performans incelemesi ısı değiştirici hesaplamalarında olduğu gibi verimlilik ( $\epsilon$ ) değeri hesaplanarak yapılmıştır. Verimlilik değeri, gerçek ısı kapasitesinin maksimum teorik ısı kapasitesine oranıdır. Isı kapasitesi hesabında kullanılan  $\dot{m}_a$  ve  $C_{pam}$  değerlerinin değişmediği varsayılırsa; Evaporasyon bölgesi verimlilik değeri Denklem 3.22'de, kondenzasyon bölgesi verimlilik değeri ise Denklem 3.23'te verilmiştir (Jouhara ve Meskimmon (2010)).

$$\epsilon_{evp} = \frac{(T_C - T_B)}{(T_D - T_B)} \quad (3.22)$$

$$\epsilon_{kond} = \frac{(T_D - T_E)}{(T_D - T_A)} \quad (3.23)$$



### 3.1.1.2 Ekserji analizi

Kurutma sisteminin analizinde, soğutucu akışkan ve havanın kütleli debisi, ortam sıcaklığının ekserji verimleri üzerindeki etkisi ve ayrıca sistemin elemanları için ekserji kaybı ve ekserji verimliliği belirlenmiştir. Analiz için akışın kararlı durumda olduğu varsayılır ve hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Borulardan kaynaklanan sürtünme ve diğer kayıplardan kaynaklanan basınç düşüşleri ihmal edilmiş ve kompresör izentropik olarak alınmıştır. Sistemin genel değerlendirilmesi yapılmış ve ekserji verimlerini belirlemek için kütle, enerji, entropi ve ekserji denge denklemlerinden yararlanılmıştır. Denge denklemleri aşağıda verilmiştir:

$$\sum_{\text{giren}} \dot{m} = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} \quad (3.24)$$

Aşağıdaki gibi düzenlenirse:

$$\sum_{\text{giren}} (\dot{m}.h + \dot{Q} + \dot{W}) = \sum_{\text{çıkan}} (\dot{m}.h + \dot{Q} + \dot{W}) \quad (3.25)$$

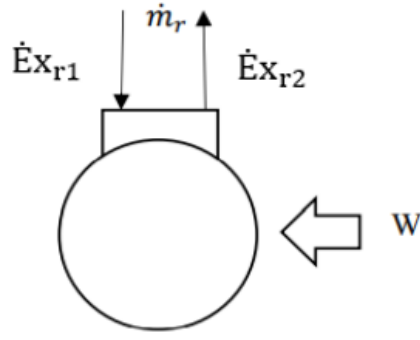
Herhangi bir durumda soğutucu akışkan ve nemli havanın ekserjileri sırasıyla aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$\dot{E}x_r = \dot{m}_r \cdot [(h - h_0) - T_0(S - S_0)] \quad (3.26)$$

$$\dot{E}x_a = \dot{m}_a C_{pam} \left[ (T_a - T_0) - T_0 \ln\left(\frac{T_a}{T_0}\right) \right] \quad (3.27)$$

IPK sisteminin ana elemanları kompresör, kondenser, kısılma vanası, evaporator ve kurutucu kabininin ekserji verimliliği ve ekserji kaybı aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanır (Erbay ve Hepbaşı 2013) :

Kompresördeki ekserji kaybı ve ekserji verimi:

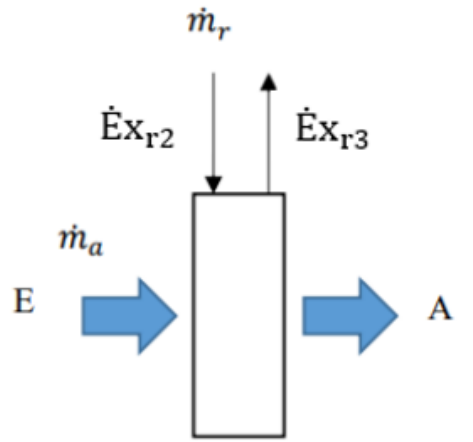


**Şekil 3.6.** Kompresörde ekserji analizi

$$Ek_{\text{komp}} = \dot{W}_{\text{giriş}} + \dot{E}x_{r1} - \dot{E}x_{r2} \quad (3.28)$$

$$\eta_{\text{komp}} = \frac{\dot{E}x_{r2} - \dot{E}x_{r1}}{\dot{W}_{\text{giriş}}} \quad (3.29)$$

Harici kondenser devre dışıyken dahili kondenserdeki IBIGKE' siz ekserji kaybı ve ekserji verimi hesabı:

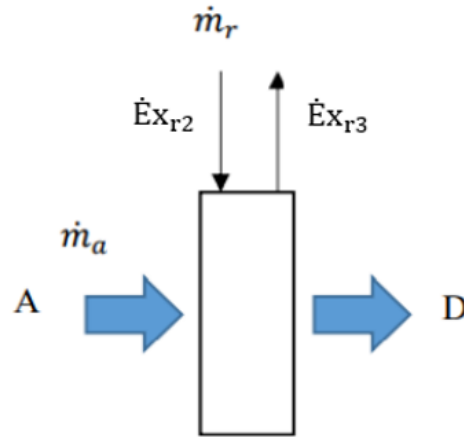


**Şekil 3.7.** IBIGKE' siz sistemde harici kondenser devre dışı iken dahili kondenserdeki ekserji analizi

$$Ek_{\text{dk}} = \dot{E}x_{r2} - \dot{E}x_{r3} + \dot{E}x_{aE} - \dot{E}x_{aA} \quad (3.30)$$

$$\eta_{\text{dk}} = \frac{\dot{E}x_{aA} - \dot{E}x_{aE}}{\dot{E}x_{r2} - \dot{E}x_{r3}} \quad (3.31)$$

Harici kondenser devre dışıyken dahili kondenserdeki IBIGKE' li ekserji kaybı ve ekserji verimi hesabı:

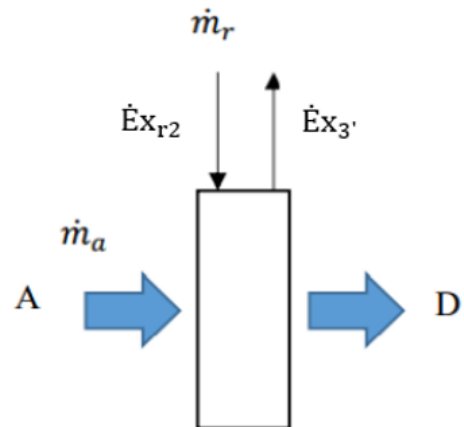


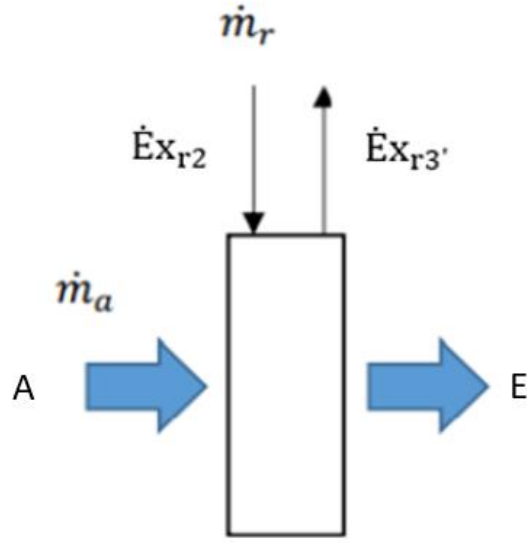
**Şekil 3.8.** IBIGKE' li sistemde harici kondenser devre dışıyken dahili kondenserdeki ekserji analizi

$$Ek_{dk,gk} = \dot{E}_{x_{r2}} - \dot{E}_{x_{r3}} + \dot{E}_{x_{aD}} - \dot{E}_{x_{aA}} \quad (3.32)$$

$$\eta_{dk,gk} = \frac{\dot{E}_{x_{aA}} - \dot{E}_{x_{aD}}}{\dot{E}_{x_{r2}} - \dot{E}_{x_{r3}}} \quad (3.33)$$

Harici kondenser devredeyken dahili kondenserdeki IBIGKE' siz ekserji kaybı ve ekserji verimi hesabı:



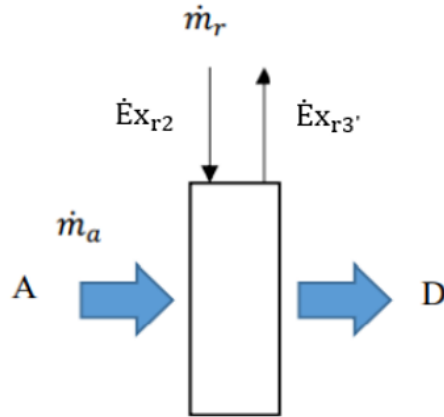


**Şekil 3.9.** IBIGKE' siz sistemde harici kondenser devredeyken dahili kondenserdeki ekserji analizi

$$Ek_{dk} = \dot{E}x_{r2} - \dot{E}x_{r3'} + \dot{E}x_{aE} - \dot{E}x_{aA} \quad (3.34)$$

$$\eta_{dk} = \frac{\dot{E}x_{aA} - \dot{E}x_{aE}}{\dot{E}x_{r2} - \dot{E}x_{r3'}} \quad (3.35)$$

Harici kondenser devredeyken dahili kondenserdeki IBIGKE' li ekserji kaybı ve ekserji verimi hesabı:

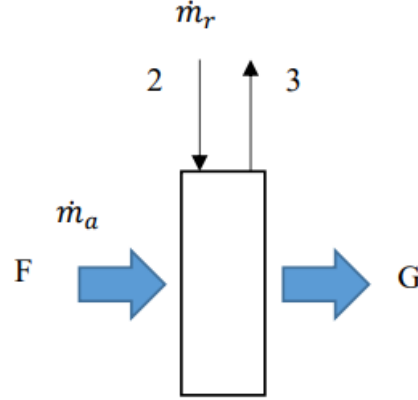


**Şekil 3.10.** IBIGKE' li sistemde harici kondenser devredeyken dahili kondenserdeki ekserji analizi

$$Ek_{dk,gk} = \dot{E}x_{r2} - \dot{E}x_{r3'} + \dot{E}x_{aD} - \dot{E}x_{aA} \quad (3.36)$$

$$\eta_{dk,gk} = \frac{\dot{E}x_{aA} - \dot{E}x_{aD}}{\dot{E}x_{r2} - \dot{E}x_{r3}} \quad (3.37)$$

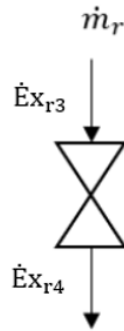
Harici kondenserdeki ekserji verimi:



**Şekil 3.11.** Harici kondenserdeki ekserji verimi

$$\eta_{hk} = \frac{\dot{E}x_{aF} - \dot{E}x_{aG}}{\dot{E}x_F - \dot{E}x_G} \quad (3.35)$$

Kısılma vanası ekserji kaybı ekserji verimi hesabı:

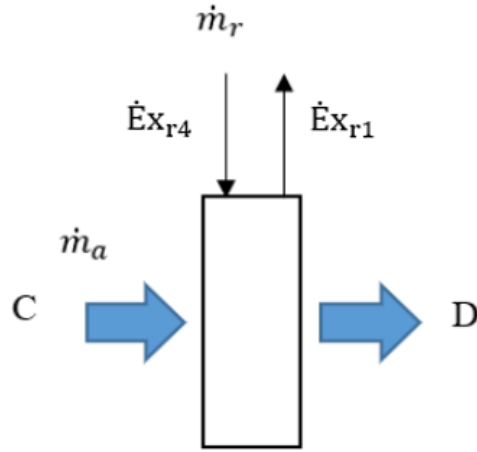


**Şekil 3.12.** Kısılma vanasındaki ekserji analizi

$$Ek_{kv} = \dot{E}x_{r3} - \dot{E}x_{r4} \quad (3.38)$$

$$\eta_{kv} = \frac{\dot{E}x_{r4}}{\dot{E}x_{r3}} \quad (3.39)$$

Evaporatör IBIGKE' siz ekserji kaybı ekserji verimi hesabı:

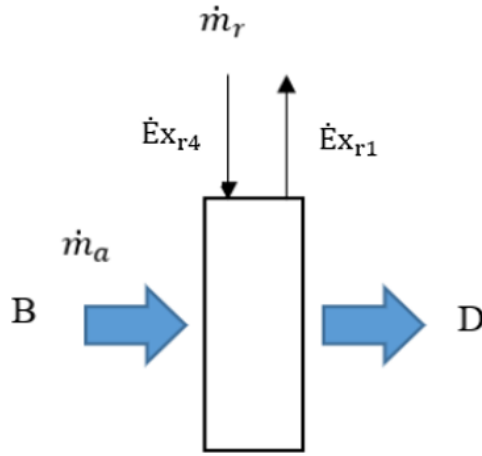


**Şekil 3.13.** Evaporatörde IBIGKE' siz ekserji analizi

$$E_{k_{evp}} = \dot{E}_{x_{r4}} - \dot{E}_{x_{r1}} + \dot{E}_{x_{aC}} - \dot{E}_{x_{aD}} \quad (3.40)$$

$$\eta_{evp} = \frac{\dot{E}_{x_{aD}} + \dot{E}_{x_{r1}}}{\dot{E}_{x_{aC}} + \dot{E}_{x_{r4}}} \quad (3.41)$$

Evaporatörde IBIGKE' li ekserji kaybı ekserji verimi hesabı:



**Şekil 3.14.** Evaporatörde IBIGKE' li ekserji analizi

$$E_{k_{evp,gk}} = \dot{E}_{x_{r4}} - \dot{E}_{x_{r1}} + \dot{E}_{x_{aB}} - \dot{E}_{x_{aD}} \quad (3.42)$$

$$\eta_{evp,gk} = \frac{\dot{E}_{x_{aD}} + \dot{E}_{x_{r1}}}{\dot{E}_{x_{aB}} + \dot{E}_{x_{r4}}} \quad (3.43)$$

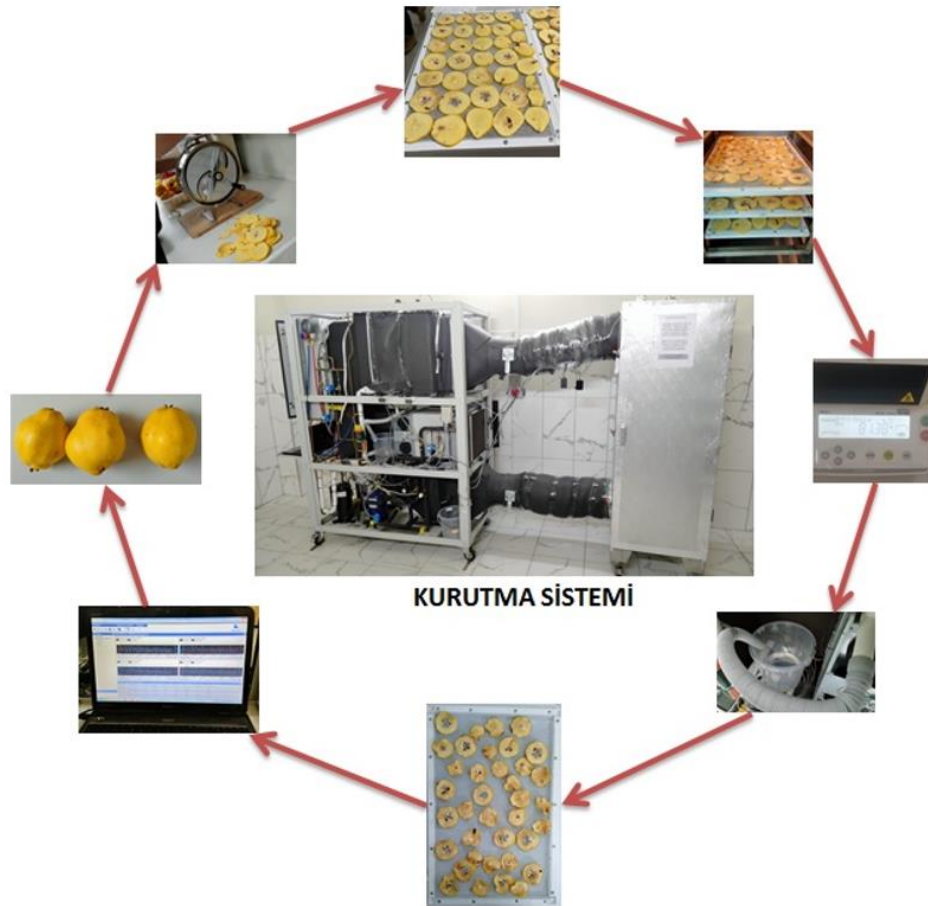
Kurutucu kabini ekserji kaybı ekserji verimi hesabı:

$$E_{k_{kurutucu}} = \dot{E}_{x_{aA}} - \dot{E}_{x_{aB}} \quad (3.44)$$

$$\eta_{kurutucu} = \frac{\dot{E}_{x_{aB}}}{\dot{E}_{x_{aA}}} \quad (3.45)$$

### 3.2. Yöntem

Kurutma işlemine başlamadan önce kurutma koşullarını stabilize etmek için kurutucu 45 dakika çalıştırılmıştır. Her bir denemede 3650 g Ağırlığında ve 5 mm kalınlığında dilimlenmiş ayva meyveleri tepsilere konularak kurutma işlemi gerçekleştirilmiştir. Çeşitli kurutma hızlarında (3,5 m/s) ve sabit kurutma sıcaklığında (40 °C) kurutulmuştur.



Şekil 3.15. Kurutma işlem döngüsü

Kurutma denemelerinde hava akış hızı Testo 405-V1 ve Testo 410-2 kullanılarak ölçülmüştür. Dilimlenmiş ayvalar kurutma tepsisine homojen bir şekilde yerleştirilmiş ve kurutma işlemine başlanmıştır. Kurutma işlemi sırasında kütle kaybını ölçmek için yük hücresi kullanılmış ve veriler veri kaydedici (data logger) yardımıyla on dakikalık aralıklarla bilgisayara kaydedilmiştir. Şekil 3.1.'de belirtilen A, B, C, D, E, G ve H noktalarından ölçülen bağıl nem (% H) ve sıcaklık (T) verileri ile psikometrik diyagramdan entalpi (h) değerleri belirlendi. Numunelerdeki nem içeriği yaklaşık % 12 (nem bazında) azalana kadar kurutma işlemine devam edilmiştir. Tüm deneyler üç kez gerçekleştirilmiştir.

IPK için temel varsayımlar:

- Sistem kararlı hale gelmesi için 45 dakika boş çalıştırıldı.
- Hava ve R410A soğutucu akışkan için ölü hal koşulları  $P_0 = 101,325$  kPa olarak seçilmiştir. Denemeler sırasında çevre ortam sıcaklığı  $T_0 = 20$  °C ve çevre bağıl nemi  $H_0 = \% 50$  olarak ölçülmüştür.
- Buharın özgül ısı ve gaz sabit değerleri sırasıyla ( $C_{pa} = 1,005$  kJ/kgK,  $R_a = 0,287$  kJ/kgK ve  $R_v = 0,4615$  kJ/kgK)
- - Havanın özelliklerini belirlemek için psikometrik diyagram ve soğutucu akışkanın (R410A) termodinamik özelliklerini belirlemek için ise “CoolPack” ve “Engineering Equation Solver” yazılım paketi kullanıldı.

### **3.2.1. Hava tarafı prosesinin psikrometrik diyagramda gösterimi**

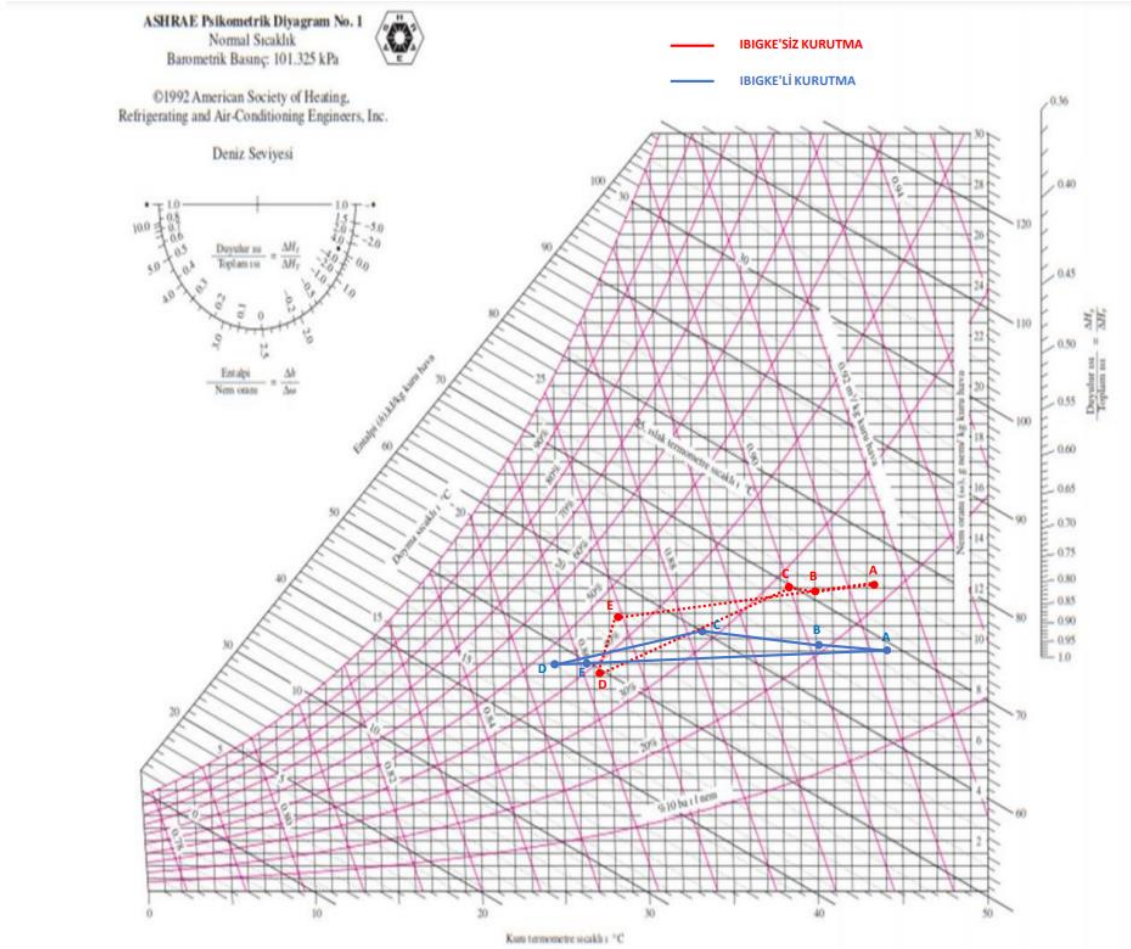
IPK sisteminin hava tarafında gerçekleşen olaylar IBIGKE’li ve IBIGKE’siz olarak psikrometrik diyagramda aşağıda gösterilmiştir.

#### **3.2.1.1 IBIGKE’ siz hava tarafı proses**

Hava tarafı proses Şekil 3.16.’da psikrometrik diyagram üzerinde gösterildiği gibi olup IBIGKE’ li ve IBIGKE’ siz kurutma süresinin 5. saati sonundaki değerler verilmiştir. A-B arasında kurutma işlemi gerçekleşme olup IBIGKE’ li sistemde özgül nem miktarı azalmaktadır. B-C arasında ise kurutma havasına ön soğutma işlemi uygulanır. C-D arasında ise aşırı soğutma işlemi yapılarak nem alma gerçekleştirilir. Daha sonra D-E arasında hava ısıtılır ve E-A arasında iç ortam koşullarına ulaşmak için ısıtma işlemi devam eder. Sistemdeki ön soğutma ve yeniden ısıtma işlemleri sırasında ekstra enerji



harcanmazken, bu enerji IBIGKE sistemindeki sıcaklık farkından faydalanılarak elde edilir.

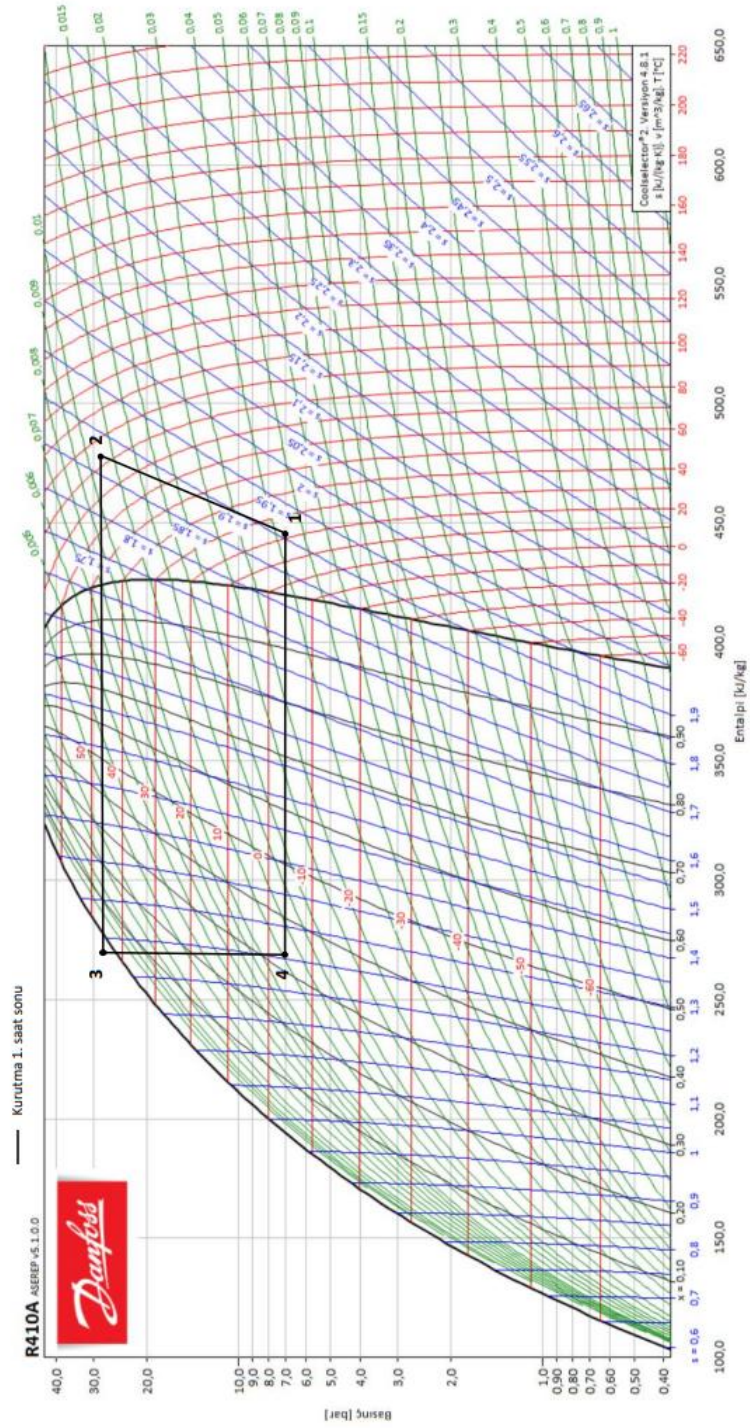


**Şekil 3.16.** IBIGKE' siz ve IBIGKE' li hava tarafı prosesin psikrometrik diyagramda gösterimi

### 3.2.1.2. Soğutucu akışkan tarafı proses

Sistemde soğutucu akışkan olarak R410A gazı kullanılmış olup soğutucu akışkan tarafı prosesi Şekil 3.17.'de lnP-h grafiği üzerinde verilmiş olup IBIGKE devrede dışı iken kurutma işleminin birinci saati sonundaki hesaplarla oluşturulmuştur. Soğutucu akışkan 1 noktasında doymuş buhar halinde kompresöre girmekte ve 1-2 arasında kompresörde sıkıştırma işi yapılmaktadır. 1-2 arasında yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılan bu akışkan kızgın buhar haline ulaşıktan sonra yoğuşturucuya girer ve 2-3 arasında kondenserde yoğuşturma işlemi gerçekleşir. Yoğuşturma işleminden sonra sıvı faza

dönüşen akışkan sıcaklığı çevre sıcaklığının sütünde olduğundan dolayı 3-4 arasında kısımla vanasında buharlaştırıcı basıncına ulaşana kadar sıkıştırılır. Daha sonra 4-1 arasında evaporatörde buharlaştırılır ve doymuş sıvı fazına dönüştürülür.



Şekil 3.17. Soğutucu akışkan tarafı prosesin lnP-h diyagramda gösterimi

### 3.2.2. Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalarda sonuçların doğruluğu çok önemlidir. Ancak deneysel çalışmalar ölçü aletlerinden ve deneyi yapan kişilerden kaynaklanan hatalar içerir. Deneyi yapan kişiden kaynaklı hataların deney yapan kişinin seçiminin iyi yapılması veya eğitimler verilmesi ile giderilmesi mümkündür. Fakat ölçü aletlerinden kaynaklanan hataların aletin yapısından kaynaklı değişikliklerin farklılıklarından dolayı literatürde belirsizlik olarak adlandırılır.

Bu çalışmada sisteme uygulanan belirsizlik analizi, deneylerin değerlendirilmesinde kullanılan etkili bir yöntemdir.  $U_R$  belirsizliği ifade eden terimdir burada  $u_1, \dots, u_n$  ve  $y_1, \dots, y_n$  ise bağımsız değişkenliği ifade eder ve hesabı:

$$U_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial y_1} u_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial y_2} u_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial y_n} u_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.46)$$

Ölçüm aletlerinin ölçüm aralığı ve belirsizlik değerleri Çizelge 3.4'te verilmiştir.

**Çizelge 3.4.** Ölçüm aletlerinin ölçüm aralığı ve belirsizlik değerleri

Ölçülen parça	Ölçüm aralığı	Belirsizlik
Ürün ağırlığı	0~50 kg	% ±0,055
Kurutma hava hızı	0.1~10 m/s	± 0,101 m/s
Ortam hava sıcaklığı ve nem	-10 ~ +50 °C, 0,4 ~ 20 m/s	± 0,201 m/s, ± 0,502 °C
Kompresörlerin ve fanların güç tüketimi	150V ~ 300V	±1,31%
Isı pompası evaporatör ve kondenser çalışma basınçları	0 ~ 50 bar	% ± 0,52
Dış boru sıcaklıklarında çalışan ısı pompası	-40 ~ +250°C	± 0,505 °C
Kurutma odası sıcaklığı	-50 ~ +130°C	± 0,103 °C
Kurutma havası sıcaklığı ve bağıl nem	0 ~ 99% RH, -40 ~ +80 °C	±0,217%, ±0,403 °C
Türbin tipi debimetre	0,0065 ~ 0,325 kg/s	±0,202

## 4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu kısımda alınan ölçüm değerleri şekiller ve çizelgeler yardımıyla açıklanmıştır. Deney başlangıcında ürünün nem miktarı % 79,29 olup kurutma işlemi nem oranı

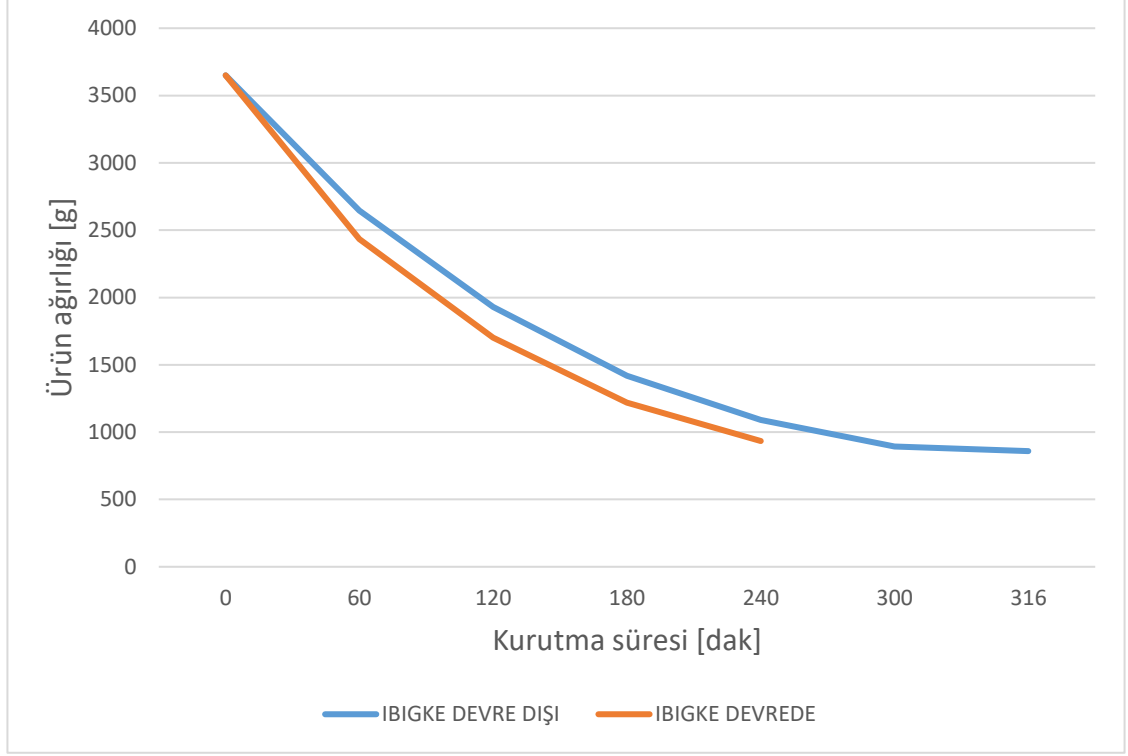
% 12'ye ulaştığında sonlandırılmıştır. Öncelikle IBIGKE sisteme yerleştirildikten sonra, harici kondenserin devrede değil iken ve devrede olduğu durumda sistem performansı incelenmiştir. Daha sonra IBIGKE sistemden çıkartılmış ve yine harici kondenserin devrede değilken ve devrede olduğu durumda sistem performansı analiz edilerek deney sonuçları kendi içinde ve literatürdeki yapılan çalışmalar ile karşılaştırılıp yorumlanmıştır.

#### **4.1. Ürün özelliklerinin değişimi**

5 mm kalınlığındaki eşme ayvası dilimleri, Deneyler 40 °C kurutma sıcaklığı ve 3 m/s kurutma hızı için test edilmiştir. Başlangıçta 3650 g kütleinde, % 79,29 nem oranında ve 3,829 kg-su / kg-kuru madde nem miktarında kurutma deneyleri başlatılmış olup, 859 g ürün ağırlığına, % 12 nem oranı ve 0,136 kg–su/kg-kuru madde nem miktarına ulaştığında kurutma deneyleri sonlandırılmıştır.

##### **4.1.1. Üründeki kütle değişimi**

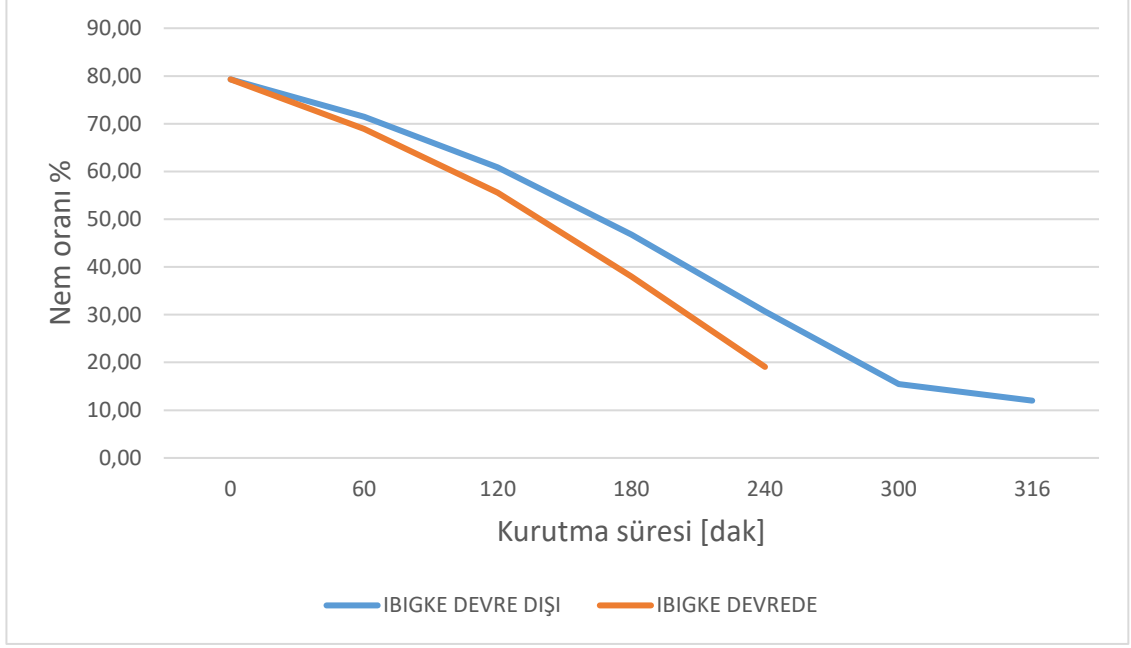
IBIGKE' li ve IBIGKE' siz yapılan testlerde, IBIGKE' siz istenilen kurutma sonu değerlerine 316 dakika sonunda ulaşılırken, IBIGKE' li ölçümlerde ise 268 dakikada ulaşılmıştır. (Bkz. Şekil 4.1)



**Şekil 4.1.** Kurutma süresince ürünlerdeki kütle değişimi

#### **4.1.2. Ürünün nem oranındaki değişim**

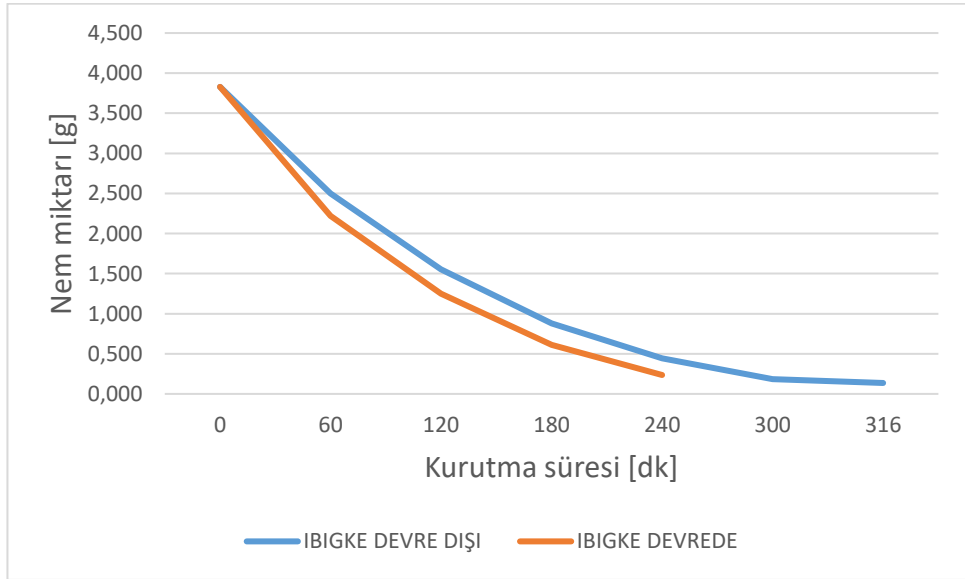
Kurutma başlangıcında ürünün nem oranı % 79,29 olup kurutma işlemi sonunda % 12 olması amaçlanmıştır. IBIGKE' siz ölçümlerde bu değere 316 dakikada ulaŐılırken, IBIGKE li ölçümlerde ise 268 dakikada ulaşılmıştır. Şekil 4.2.'de kurutma süresince ürünün nem oranındaki değişim verilmiştir.



**Şekil 4.2.** Kurutma süresince ürünün nem oranı değişimi

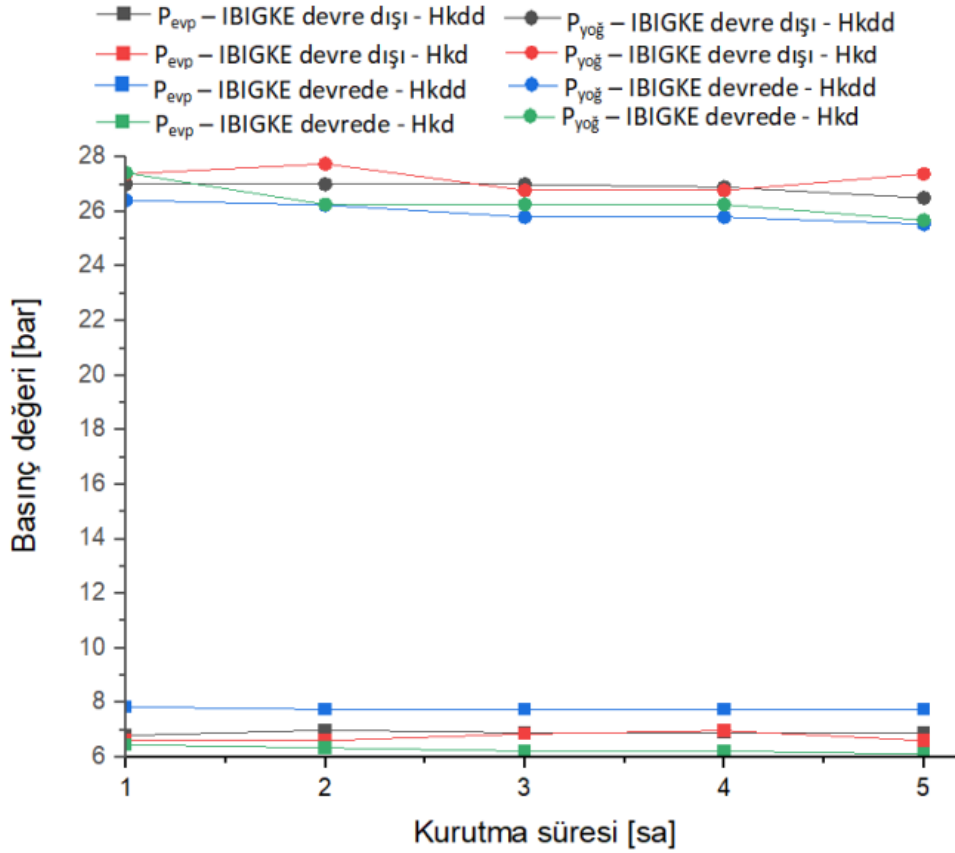
#### 4.1.3. Ürünün nem miktarındaki değişim

Kurutma başlangıcında üründeki nem miktarı 3,829 g olup kurutma sonunda 0,136 g olması amaçlanmıştır. IBIGKE' siz bu değere 316 dakikada ulaŐılırken, IBIGKE' 1, ölçümlerde ise 268 dakikada ulaşılmıştır. Şekil 4.3.'de kurutma süresince ürünün nem miktarı değişimi verilmiştir.



**Şekil 4.3.** Kurutma süresince ürünün nem miktarı değişimi

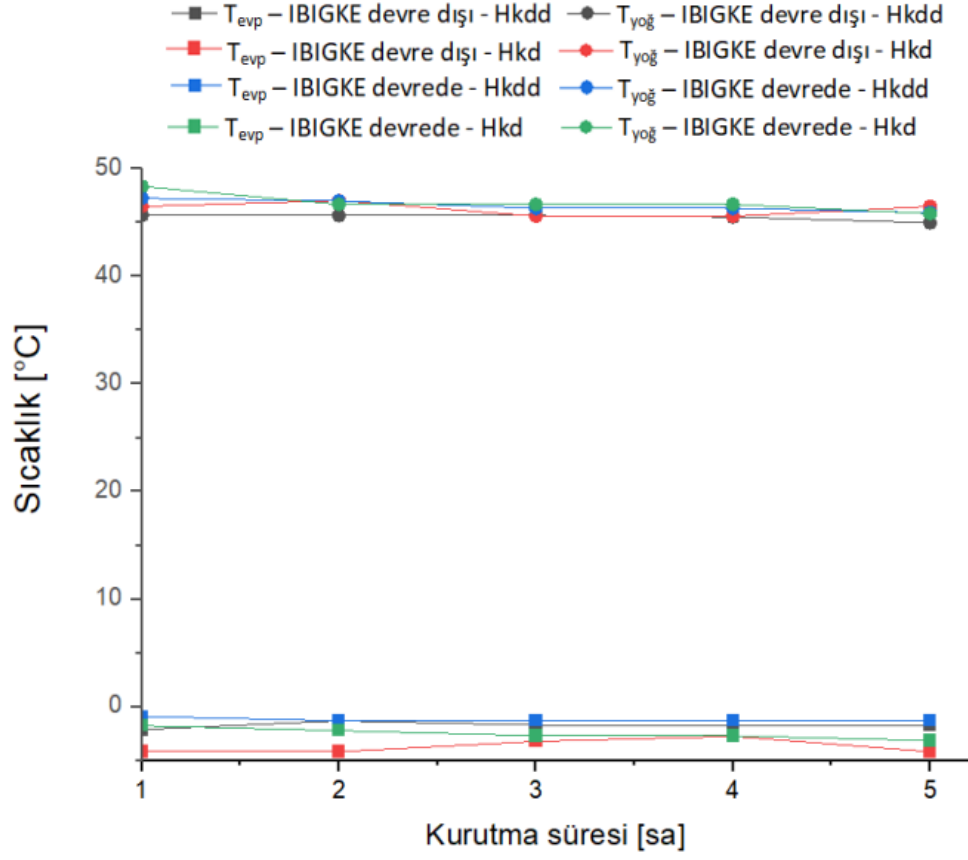
Soğutucu akışkan tarafında ölçülen  $P_{evp}$  ve  $P_{yoğ}$  değerlerinin değişimi Şekil 4.4.'te verilmiştir. IBIGKE ve harici kondenser devrede değilken kurutma süresi boyunca  $P_{evp}$  değerinde çok fazla değişiklik olmazken  $P_{yoğ}$  değerlerinde kurutmanın 5. Saati sonunda alınan ölçümde bir miktar azalmaktadır. Harici kondenser devreye girdiğinde ise kurutmanın 5. Saat sonunda  $P_{evp}$  % 8,6 artarken  $P_{yoğ}$  % 7,6 azalmıştır. IBIGKE devreye girdiğinde ve harici kondenser devre dışı iken ilk duruma göre  $P_{evp}$  % 1,1 ve  $P_{yoğ}$  ise % 2,6 artmaktadır. Hem IBIGKE hem de harici kondenser devreye girdiğinde ilk duruma göre  $P_{evp}$  % 2,8 artarken  $P_{yoğ}$  % 10 azalmaktadır.



**Şekil 4.4.** Kurutma süresince buharlaşma ve yoğuşma basınç değerlerinin değişimi

Soğutucu akışkan tarafında ölçülen  $T_{evp}$  ve  $T_{yoğ}$  değerlerinin kurutma süresi boyunca değişim grafiği Şekil 4.5.'te verilmiştir. IBIGKE ve harici kondenser devre dışı iken  $T_{evp}$  ve  $T_{yoğ}$  değerleri kurutma süresi boyunca azalmaktadır. Harici kondenser devreye girdiğinde kurutma sonunda ölçülen  $T_{evp}$  değeri 1 °C artarken  $T_{yoğ}$  2,8 °C azalmıştır. IBIGKE devrede ve harici kondenser devre dışı iken ilk duruma göre  $T_{evp}$  0,4 °C ve

$T_{yoğ}$  0,9 °C artmıştır. Hem IBIGKE hem de harici kondenser devrede iken  $T_{evp}$  0,8 °C artarken  $T_{yoğ}$  3,6 °C azalmıştır.

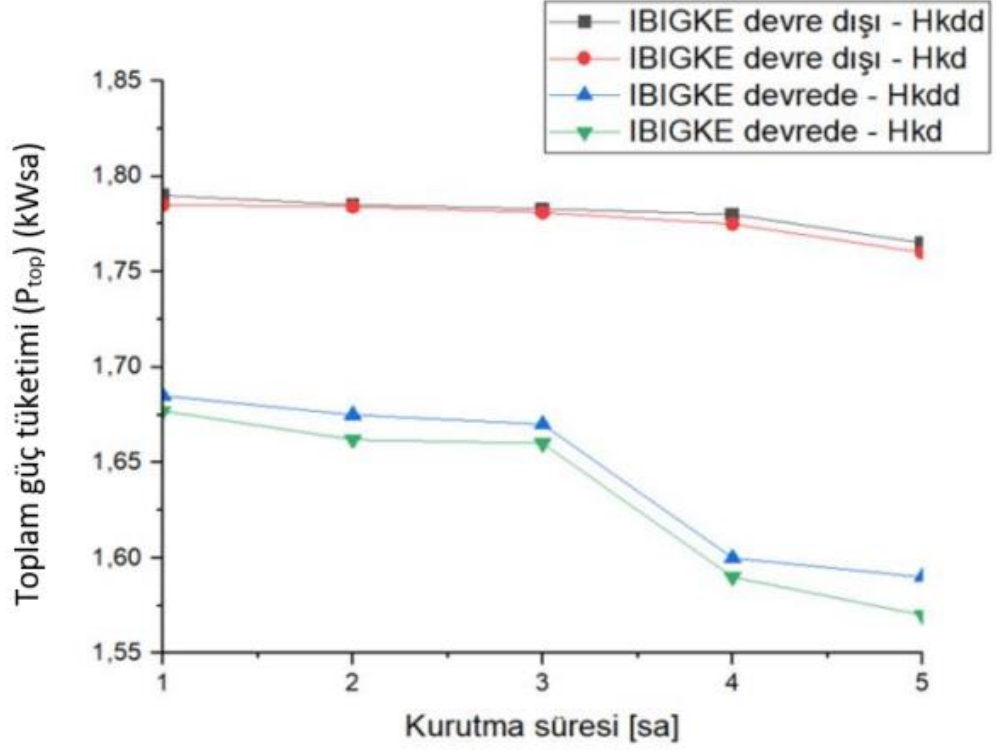


**Şekil 4.5.** Kurutma süresince buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimi

#### 4.2. Enerji analizi

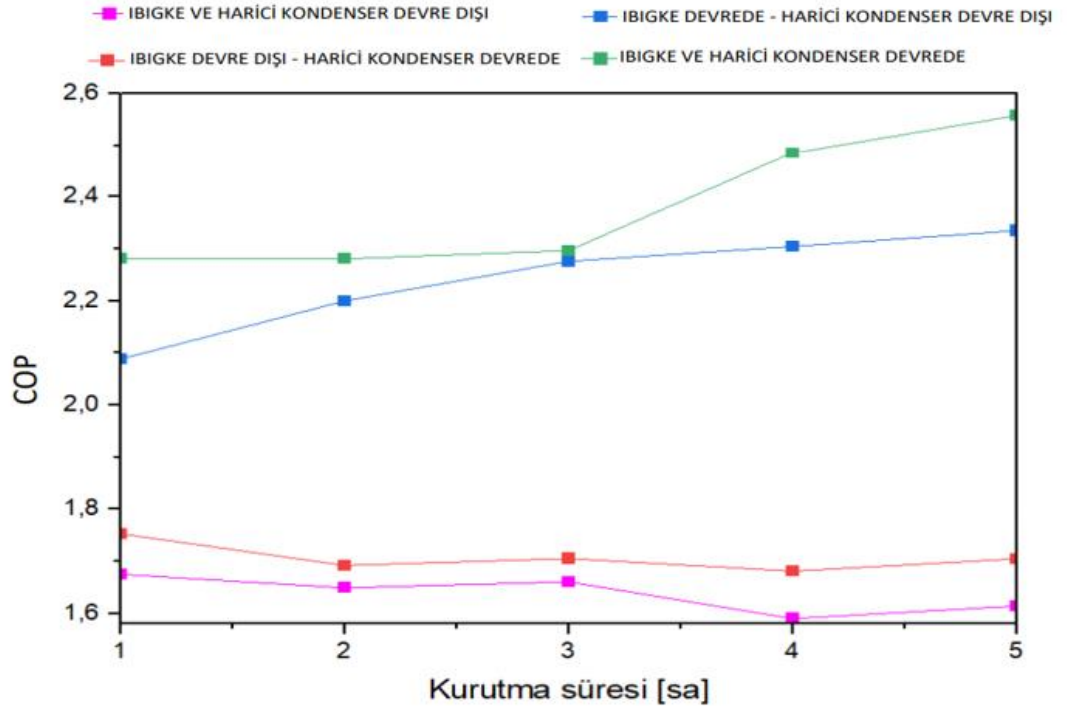
Şekil 4.4.'te görüldüğü gibi IBIGKE' siz harici kondenser devrede olsa da saatlik güç tüketiminde ( $P_{top}$ ) değişim olmamıştır. IBIGKE devreye girdiğinde ise kurutma süresinin kısalmasıyla  $P_{top}$  % 10 azalmıştır. Hem IBIGKE hem de harici kondenser devrede iken  $P_{top}$  ilk duruma göre % 11,1 azalmaktadır.





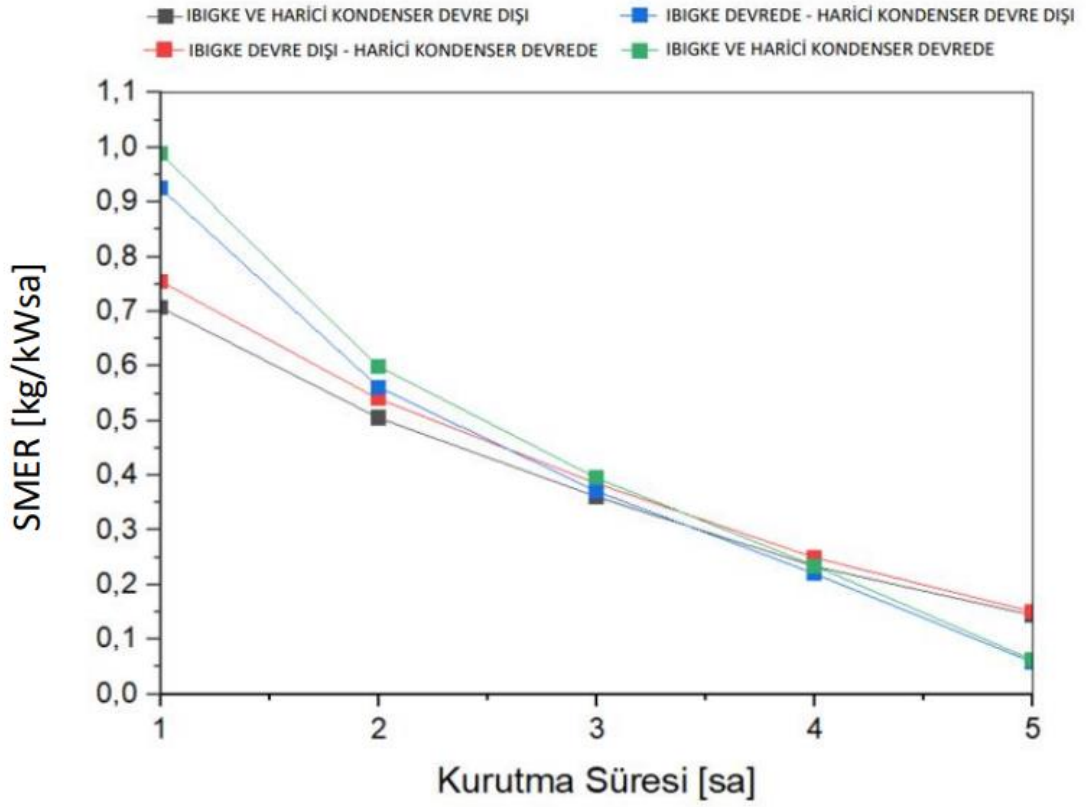
**Şekil 4.6.** Toplam güç tüketimi değişimi

Sistemin ısıtma tesir katsayısı (COP) harici kondenserin devreye girmesiyle % 5,6 artmaktadır. IBIGKE' li sistemde ise % 44,6 artış gösterirken hem IBIGKE hem de harici kondenserin devrede olduğu ölçümlerde ise ilk ölçüme kıyasla % 58,4'lük artış göstermiştir. COP kurutma süresince zamana bağlı değişimi Şekil 4.7.'de verilmiştir.



**Şekil 4.7.** Isıtma tesir katsayısı değişimi

Özgöl nem çekme oranı (SMER) Şekil 4.8.'de görüldüğü gibi kurutma süresi boyunca azalmaktadır. IBIGKE'siz sistemde harici kondenserin devreye girmesiyle ortalama SMER değeri % 4,6 artmıştır. IBIGKE'li sistemde, harici kondenserin devreye girmediği ölçümlerde ise bu değer ilk ölçüme göre % 6,8 artmış olup harici kondenserin devreye girdiği durumda ise bu değer % 14 artmaktadır.



Şekil 4.8. Özgül nem çekme oranı değişimi

IBIGKE verimlilik değeri evaporasyon bölgesi Denklem 3.22' ye göre, kondenzasyon bölgesi verimlilik değeri ise Denklem 3.23' e göre hesaplanmış ve Çizelge 4.1' de verilmiştir.

Çizelge 4.1. IBIGKE verimlilik ( $\epsilon$ ) değerleri

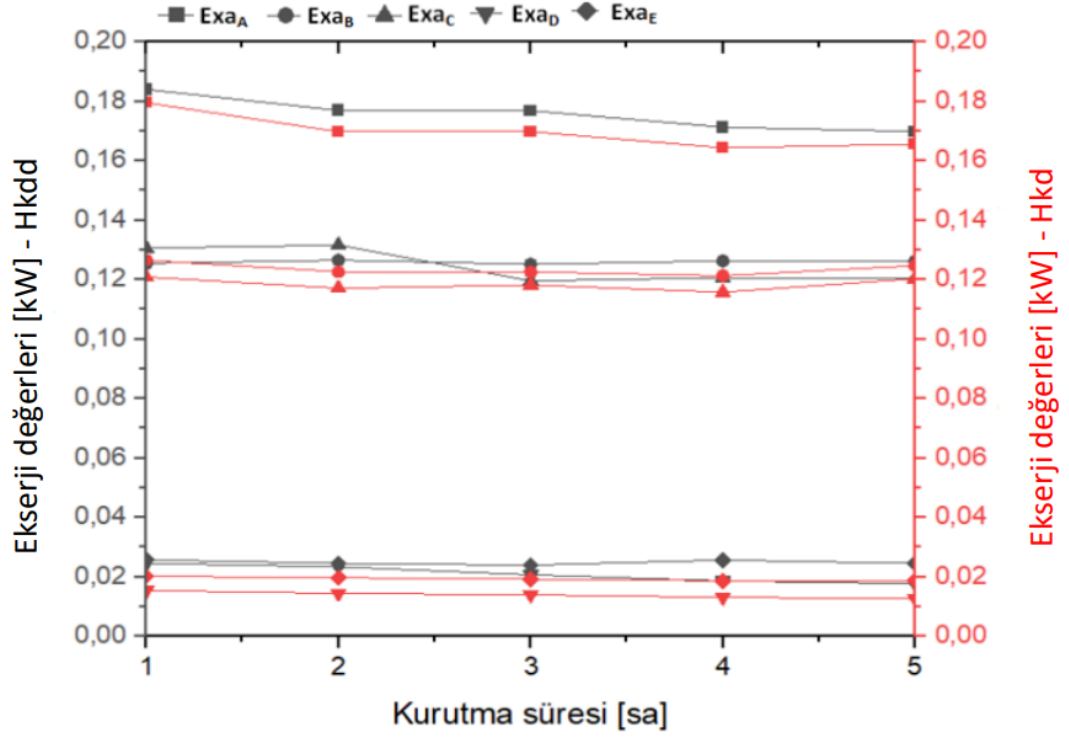
KURUTMA ZAMAN (dakika)	$\epsilon_{ev}$		DEĞİŞİM (%) AZALIŞ	$\epsilon_{kond}$		DEĞİŞİM (%) ARTIŞ
	Hkdd	Hkd		Hkdd	Hkd	
60	0,430	0,368	14,42	0,151	0,220	31,36
120	0,434	0,380	12,44	0,093	0,136	31,62
180	0,421	0,385	8,55	0,105	0,140	25,00
240	0,422	0,373	11,61	0,103	0,150	31,33
300	0,424	0,374	11,79	0,113	0,167	32,34

Çizelge 4.1' de görüldüğü gibi evaporasyon bölgesinde kurutma süresince saatlik veriler incelendiğinde harici kondenser devre dışı iken verimlilik harici kondenserin devrede olduğu duruma göre daha yüksek çıkmıştır. Değişim oranı % 11,79 ile % 14,42 arasında değişmektedir. Kondenzasyon bölgesindeki verimlilik değeri ise evaporasyon bölgesindeki değişimin aksine harici kondenserin devrede olduğu durumda artmıştır. Kurutma süresince saatlik veriler incelendiğinde artış oranı % 25 ile % 32,34 arasında değişmiştir. Jouhora ve Maksimmon (2010), kurutma süresince evaporasyon bölgesindeki  $\varepsilon$  değeri 0,195 ile 0,272 arasında değişirken, Çizelge 3.4.'te de görüldüğü gibi 0,421 ile 0,434 arasındaki  $\varepsilon$  değeri ile IBIGKE'nın daha verimli olduğu açık bir şekilde görülmüştür.

## **4.2. Ekserji analizi**

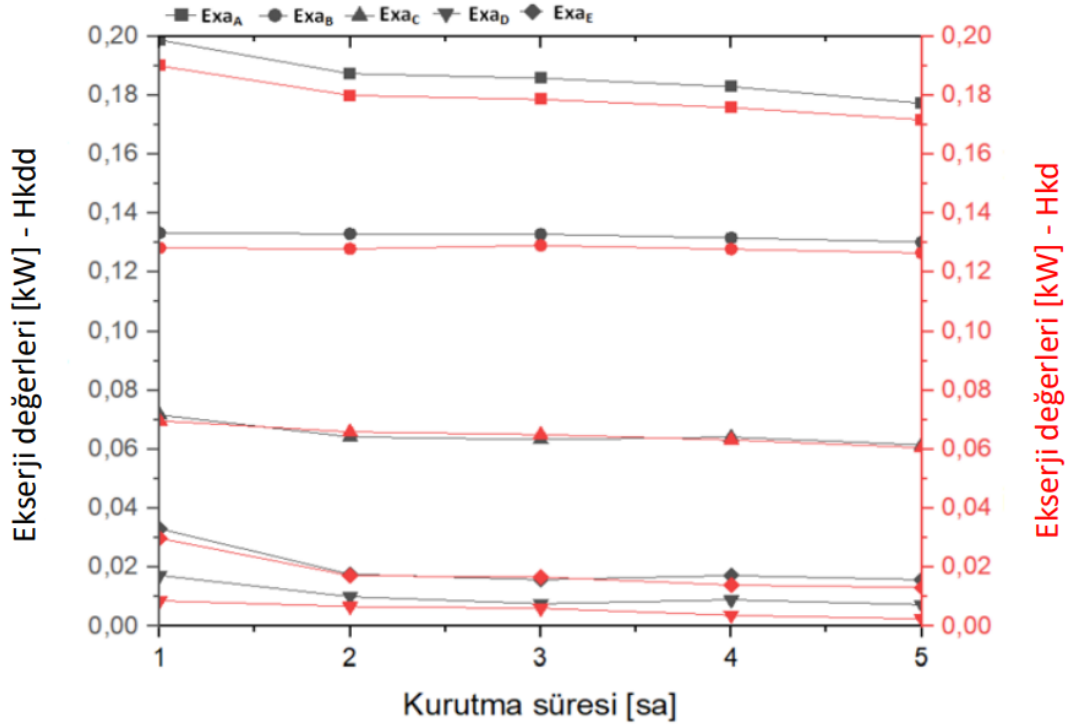
### **4.2.1. Hava tarafı ekserji analizi**

IBIGKE devrede değilken alınan ölçümlerde hesaplanan ekserji değerleri Şekil 4.9.'daki gibidir. En yüksek ekserji değeri kurutma odası girişinde ( $Ex_{aA}$ ) alınan değerlerle ölçülmüştür. Harici kondenserin devreye girmesiyle  $Ex_{aA}$  % 2,5,  $Ex_{aB}$  % 1,1,  $Ex_{aD}$  % 27,9 ve  $Ex_{aE}$  % 23,8 azalmıştır.



Şekil 4.9. IBIGKE' siz hava tarafı ekserji değerleri

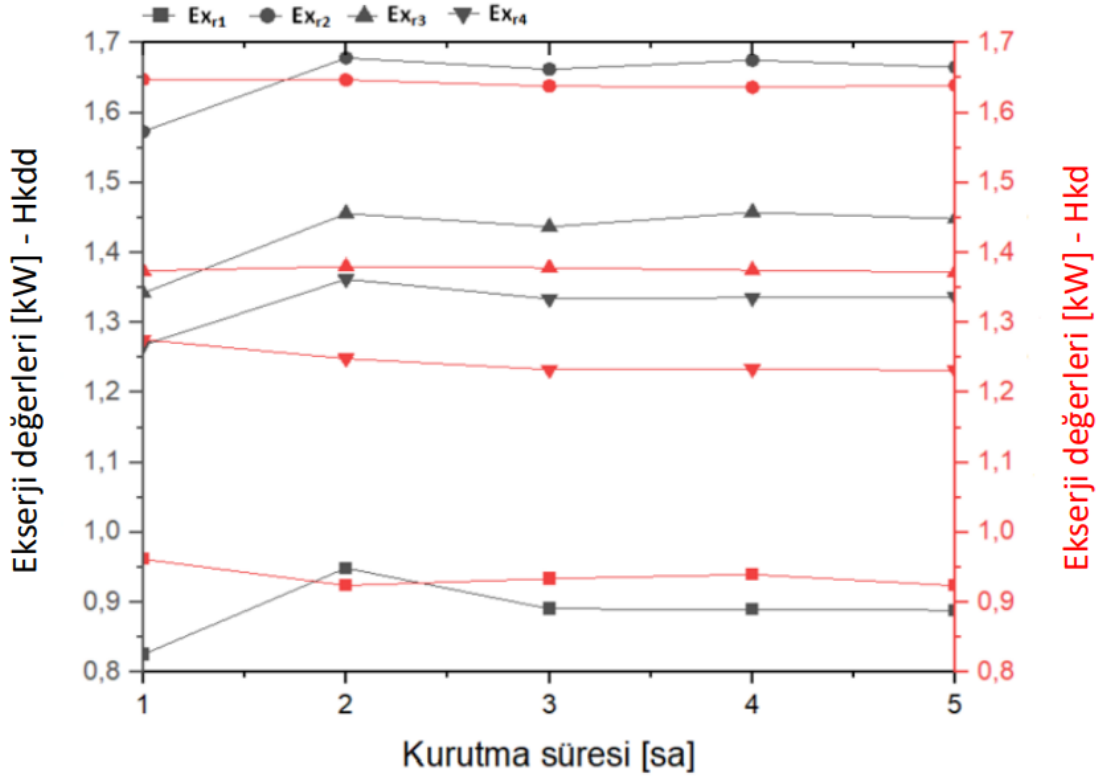
IBIGKE devredeyken alınan ölçümlerde hesaplanan ekserji değerleri Şekil 4.10.'daki gibidir. IBIGKE devrede ve Hkdd iken alınan ölçümler ilk ölçümlerle karşılaştırıldığında  $Ex_{A}$  % 4,3 ve  $Ex_{B}$  % 3,3 artarken,  $Ex_{C}$  % 49,  $Ex_{D}$  % 58,5 ve  $Ex_{E}$  % 35,5 azalmıştır.



Şekil 4.10. IBIGKE’li hava tarafı ekserji değerleri

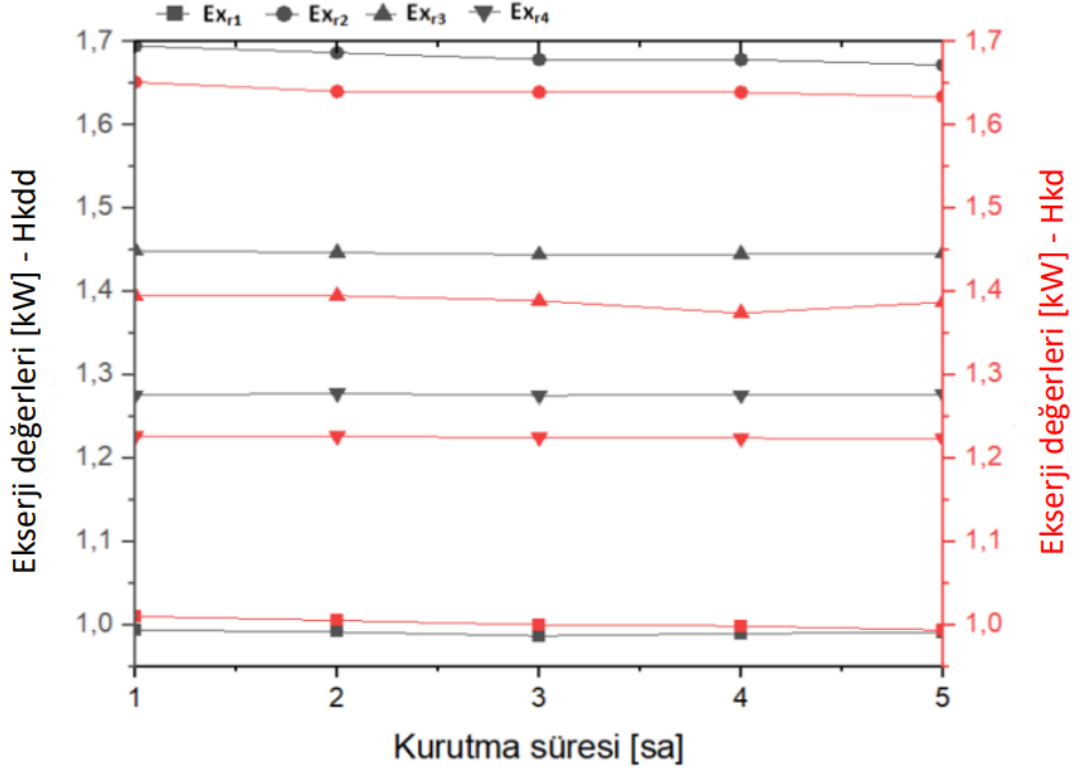
#### 4.2.2. Soğutucu akışkan tarafı ekserji analizi

IBIGKE devrede olmadığına soğutucu akışkan tarafında alınan ölçümlerle hesaplanan ekserji değerleri Şekil 4.11.’de verilmiştir. Soğutucu akışkan tarafında en yüksek ekserji değeri kompresör çıkışında ( $Ex_{r2}$ ) hesaplanmıştır. Harici kondenser devreye girdiğinde ise  $Ex_{r1}$  % 3,9 artarken,  $Ex_{r2}$  % 0,01,  $Ex_{r3}$  % 0,05 ve  $Ex_{r4}$  % 0,07 azalmıştır.



Şekil 4.11. IBIGKE' siz soğutucu akışkan ekserji değerleri

IBIGKE devreye girdiğinde alınan ölçümlerde Şekil 4.12.'de de görüldüğü gibi  $EX_{r1}$  % 7,2,  $EX_{r2}$  % 0,01,  $EX_{r3}$  % 5,3 ve  $EX_{r4}$  % 3,6 artmıştır. Harici kondenser devreye girdiğinde ise  $EX_{r1}$  % 7,5 ve  $EX_{r3}$  % 1,09 artarken,  $EX_{r2}$  % 0,03 ve  $EX_{r4}$  % 0,06 ise azalmıştır.

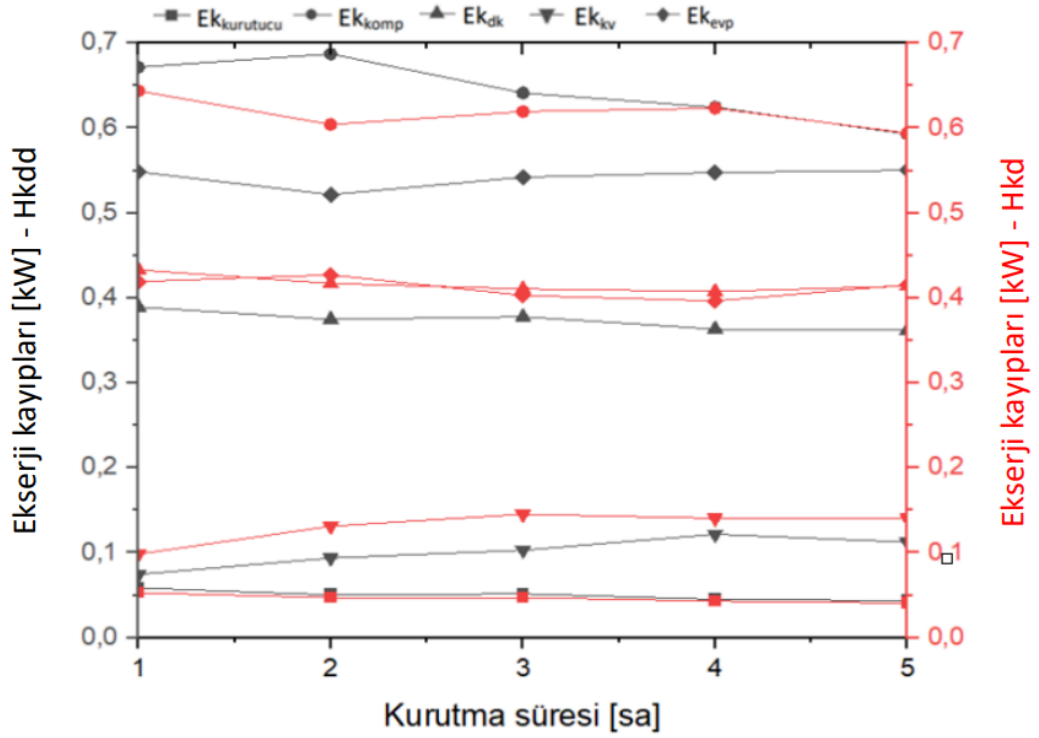


Şekil 4.12. IBIGKE' li soğutucu akışkan ekserji değerleri

### 4.3. Ekserji kayıpları

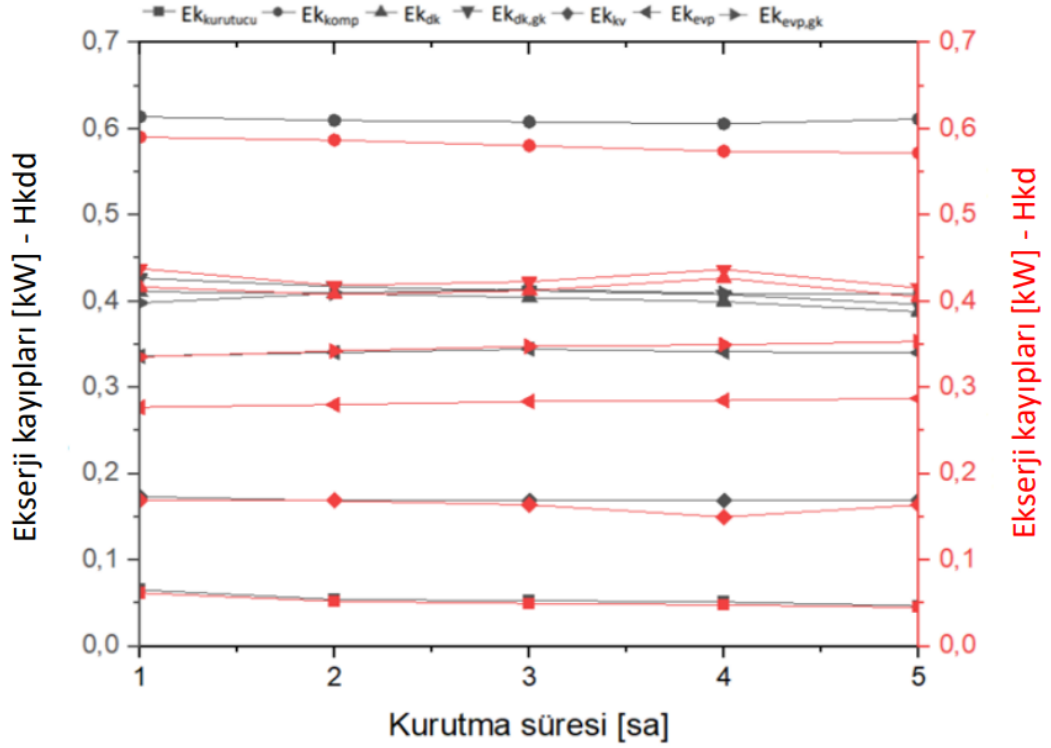
Bu bölümde sistem elemanlarının ekserji kayıpları hesaplanmış ve sonuçları yorumlanmıştır. IBIGKE devrede değilken hesaplanan ekserji kayıpları Şekil 4.13.'te verilmiştir. Ekserji kaybı en yüksek olan sistem elemanı kompresördür. Harici kondenserin devreye girmesiyle  $Ek_{kurutucu}$  % 6,3 ve  $Ek_{evp}$  % 24,5 azalırken,  $Ek_{dk}$  % 14,3 ve  $Ek_{kv}$  % 25 artmıştır.





Şekil 4.13. IBIGKE' siz ekserji kayıpları

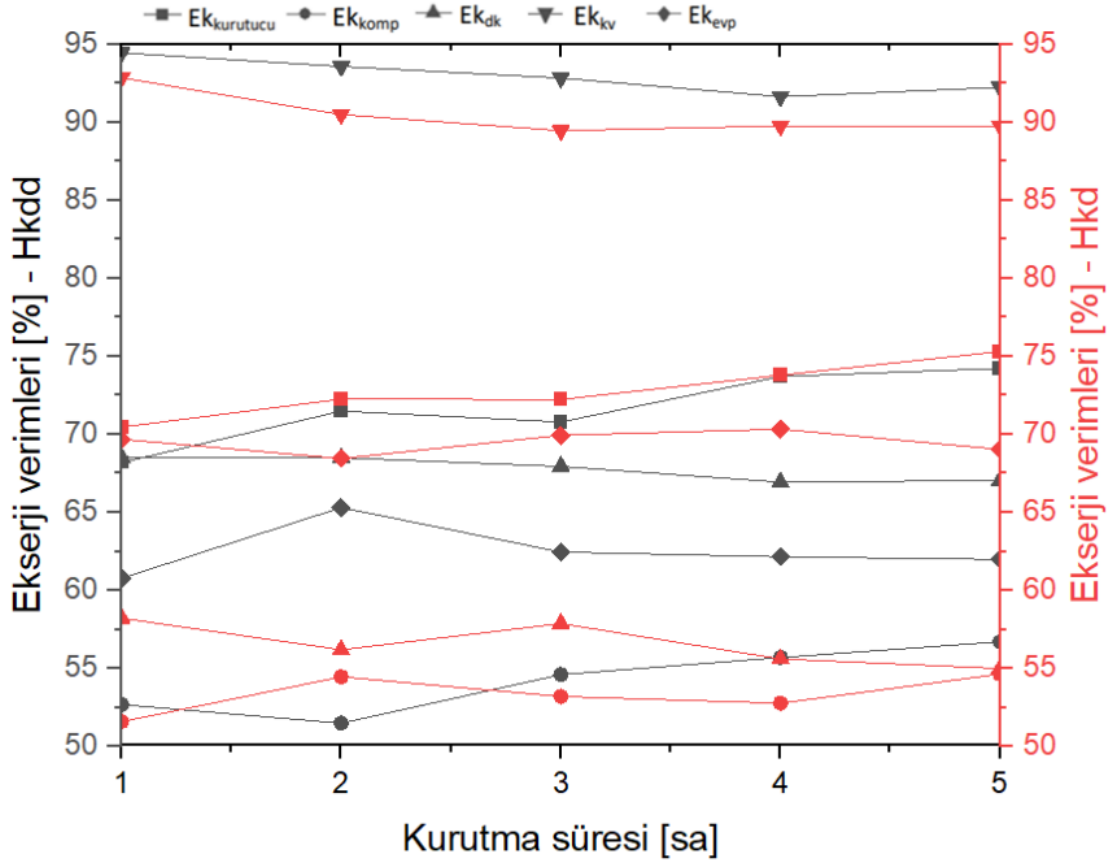
IBIGKE devredeyken hesaplanan ekserji kayıpları Şekil 4.14'te verilmiştir. IBIGKE devreye girdiğinde  $Ek_{kurutucu}$  % 7,3,  $Ek_{komp}$  % 3,  $Ek_{dk}$  % 7 ve  $Ek_{kv}$  ise % 50 artarken,  $Ek_{evp}$  % 38,2 azalmıştır. IBIGKE devredeyken harici kondenser devreye girdiğinde ise IBIGKE devrede olduğu ve harici kondenserin devrede olmadığı ölçümlere göre  $Ek_{kurutucu}$  % 5,  $Ek_{komp}$  % 6,5,  $Ek_{kv}$  % 2,8,  $Ek_{evp}$  % 16 ve  $Ek_{evp,gk}$  % 14 azalmış olup  $Ek_{dk}$  ve  $Ek_{dk,gk}$  % 4 artmıştır.



Şekil 4.14. IBIGKE’li ekserji kayıpları

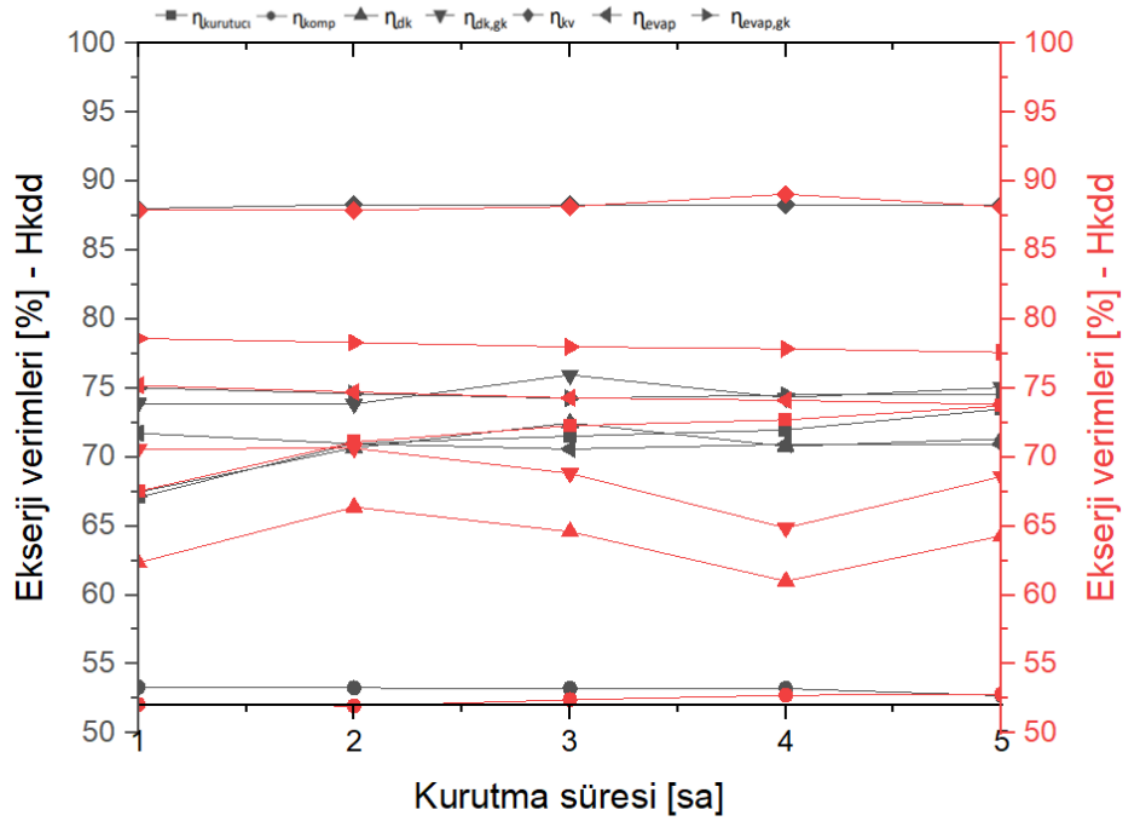
#### 4.4. Ekserji verimleri

Bu bölüme sistem elemanlarının ekserji verimleri hesaplanmıştır. IBIGKE devrede değilken hesaplanan değer Şekil 4.15’te verilmiştir. En yüksek ekserji verimi % 92,23 ile kısılma vanasında hesaplanmıştır. Harici kondenserin devreye girmesiyle  $\eta_{kurutucu}$  % 1 ve  $\eta_{evap}$  % 11 artarken,  $\eta_{komp}$  % 4,  $\eta_{dk}$  % 18 ve  $\eta_{kv}$  % 3 azalmaktadır.



Şekil 4.15. IBIGKE'siz ekserji verimleri

IBIGKE devredeken hesaplanan ekserji verimleri Şekil 4.16'da verilmiştir. IBIGKE devreye girdiğinde  $\eta_{kurutucu}$  % 1,  $\eta_{komp}$  % 7,  $\eta_{dk}$  % 6,  $\eta_{kv}$  % 4,3 azalırken  $\eta_{levp}$  % 14 artmıştır. IBIGKE devredeken harici kondenser devreye girdiğinde ise IBIGKE devrede olduğu ve harici kondenserin devrede olmadığı ölçümlere göre  $\eta_{levp}$  ve  $\eta_{levp,gk}$  % 4 artarken  $\eta_{dk}$  % 10 ve  $\eta_{dk,gk}$  % 9 azalmıştır.



Şekil 4.16. IBIGKE' li ekserji verimleri

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada tasarlanan kapalı devre çalışan ısı pompalı bir kurutma sistemi yardımıyla 5mm kalınlığında ve 3650 g kütlesinde ayva dilimleri 3 m/s kurutma hızı ve 40°C kurutma sıcaklığında kurutulmuştur. Deneyler sonucu elde edilen veriler bir excel programına aktarılmış ve böylece enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Kurutma işlem süresi 5 saat olup, elde edilen veriler bir veri kayıt cihazı (data logger) yardımıyla 10 dakikalık aralıklarla kaydedilmiştir. Deneyler IBIGKE' li ve IBIGKE' siz olmak üzere yapılmış ve IBIGKE' nin sistem performansı üzerine etkisi incelenmiştir. Ayrıca sistemde mevcut harici kondenserin dahili kondenser ile birlikte devrede olduğu ve devre dışı olduğu (sadece dahili kondenser devrede) durumlar da incelenmiştir. Elde edilen verilerden yararlanarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

IBIGKE' li ve harici kondenser devrede iken toplam güç tüketimi % 11,1 azalmaktadır. COP değeri ise % 58,4 artmıştır. Ekserji kaybı en fazla olan sistem elemanı % 57,2 ile kompresördür. Zamana bağlı olarak kompresör, kurutucu ve dahili kondenserdeki ekserji kayıpları azalırken kısılma vanası ve evaporatörde ise artmaktadır. Ekserji verimi en yüksek sistem elemanı % 88,1 ile kısılma vanasıdır. Zamana bağlı olarak kompresör, kurutucu ve evaporatördeki ekserji verimleri artarken, kısılma vanası ve dahili kondenserdeki ekserji verimi azalmıştır.

- IBIGKE' siz ve harici kondenser devrede iken sistem performansının arttığı gözlenmiştir. Ayrıca tüm sistemin ve kompresörün elektrik tüketim değerleri azalırken, evaporatör ve yoğuşturucu kapasiteleri de artmıştır. Harici kondenserin devreye girmesiyle ekserji kaybı en fazla azalan sistem elemanı % 24,5 ile evaporatör olmuştur. Kompresör, kondenser ve kısılma vanasındaki ekserji kayıpları artarken, kurutucudaki ekserji kaybı ise azalmıştır. Harici kondenserin devreye girmesiyle ekserji verimi en fazla artan sistem elemanı % 11 ile evaporatör olurken, ekserji verimi en fazla azalan % 22 ile dahili kondenser olmuştur. Harici kondenserdeki ekserji verimi kurutma süresi arttıkça azalmaktadır.
- IBIGKE' li sistemde harici kondenser devrede değil iken IBIGKE' siz ve harici kondenserin devrede olmadığı ölçümle kıyaslandığında sistemin güç tüketimi % 10, kompresörün güç tüketiminin ise % 5,6 azaldığı ve sistemin

performans değerinin ise % 44 arttığı gözlenmiştir. Geri kazanımlı ve geri kazanımsız evaporatörün toplam ekserji kaybı % 36 artarken, diğer tüm elemanların da ekserji kaybı da artmıştır. Kondenser ve evaporatördeki ekserji verimleri artsa da ısı geri kazanımlı kondenser ve evaporatör devrede olduğundan toplam ekserji verimlilikleri azalmaktadır. IBIGKE giriş kapasitesi kurutma süresince artarken, çıkış kapasitesi ise azalmaktadır. Isı geri kazanımlı evaporatör ve kondenser kapasiteleri kurutma süresince artmaktadır.

- IBIGKE ve harici kondenser devrede iken toplam güç tüketimi en düşük seviyededir. En düşük elektrik tüketimi bu deneylerde elde edilmiştir. Tüm sistemin performans değeri ilk ölçüme göre % 58 artmıştır. Kondenser, yoğuşturucu ve evaporatör kapasitesi bu ölçümde en yüksek değerdedir. Isı geri kazanımlı ve geri kazanımsız kondenserde ekserji kayıpları artarken diğer sistem elemanlarının ekserji kayıpları azalmıştır. Isı geri kazanımlı ve geri kazanımsız evaporatör ekserji verimleri artarken, ısı geri kazanımlı ve geri kazanımsız kondenser ekserji verimleri azalmıştır.
- IBIGKE' siz sistemde harici kondenserin devreye girmesiyle SMER değeri % 4,6 artmıştır. IBIGKE' li sistemde ise bu değer ilk ölçüme kıyasla % 6,8 artarken harici kondenserin devreye girmesiyle bu değer % 14'e ulaşmaktadır.

Sistemdeki en yüksek ekserji kaybı kompresörde meydana gelmiş olup kurutma süresi boyunca 0,68 kW ile 0,60 kW arasında değişmiştir. Kılınç ve Başcıl (2020) çalışmalarında sistemdeki en yüksek ekserji kaybının kompresörde meydana geldiğini bulurken bu değeri 1,014 kW olarak hesaplamışlardır. Abbaspour-Gilandeh ve ark ise çalışmalarında en yüksek ekserji kaybının kompresörde meydana geldiğini belirtmiş ve 0,88 kW olarak hesaplamışlardır. Kurucudaki ekserji verimini kurutma süresi boyunca % 68,2 ile % 74,3 arasında değişmektedir. Beigi ve ark. (2017) çalışmalarında kurutucudaki ekserji verimini % 32,6 ile % 67,7 arasında hesaplamışlardır.

Kurutucudaki nem alma kapasitesini arttırmak için kurutucu girişine nem alma ünitesi yerleştirilebilir. Kurutma havasındaki nem miktarının düşük olması kurutulan üründen daha fazla nem alınmasını sağlayacak ve kurutma süresi kısılacaktır. Ayrıca sisteme güneş paneli ekleyip ısı pompasının tüketmiş olduğu elektrik enerjisinden kazanım sağlanabilir.

## KAYNAKLAR

- Abdallah, A.S., Yasin, N.J., Ameen, H.A. (2022). Thermal Performance Enhancement of Heat Pipe Heat Exchanger in the Air-Conditioning System by Using Nanofluid. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, Baghdad, Iraq, 10. <http://dx.doi.org/10.5098/hmt.18.10>
- Acar C. (2018). Energetic And Exergetic Investigations of an Integrated Heat Pump System for Drying Applications. *Hittite Journal of Science and Engineering*, 5: 321-337. <http://dx.doi.org/10.17350/HJSE19030000111>
- Altinkaynak, M., Demirekin, R., Yakut, A.K. (2021). PV-T Kollektör kaynaklı bir ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizi. *NÖHÜ Müh. Bilim. Derg.*, 10(2): 753-762. <http://dx.doi.org/10.28948/ngumuh.693384>
- Azad, E. (2013). Review: heat pipe heat exchangers at IROST. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 8: 173-179. <http://dx.doi.org/10.1093/ijlct/cts012>
- Başcıl, D. (2019). Sivas İli için Sıcak İklim Koşullarında Yatay Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Ekserji Analizi. [Yüksek lisans tezi], Cumhuriyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Sivas.
- Abbaspour-Gilandeh, Y., Jahanbakhshi, A., Kaveh, M. (2020). Prediction kinetic, energy and exergy of quince under hot air dryer using ANNs and ANFIS. *Food Sci Nutr.*, 8: 594-611. <http://dx.doi.org/10.1002/fsn3.1347>
- Beigi, M., Tohidi, M., Torki-Harchegani M. (2017). Exergetic analysis of deep-bed drying of rough rice in a convective dryer. *Energy*, 140(1): 374-382. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.08.100>
- Bilen, K., Demir, O. (2021). Hava, Su ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Farklı Soğutucu Akışkanlar için Enerji ve Ekserji Analizi. *El-Cezerî Journal of Science and Engineering*, 8(2): 688-705. <http://dx.doi.org/10.31202/ecjse.865741>
- Cemeroğlu, B, Acar, J. (1986). Meyve ve Sebze İşleme Teknolojisi, Gıda Teknolojisi Derneği, Yayın No:6, Bölüm 9, Ankara.
- Çomaklı, K., Karlı, S., Yılmaz, M., Çomaklı, Ö. (2007). Termal sistemlerde ekserji verimi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi (elektronik)*, 4(2), 25-3.
- Ekiciler, R. (2019). Energy and exergy analysis of a novel three-stage heat pump drying system. *Bartın University International Journal of Natural and Applied Sciences*. 2(1): 59-72. <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/771873>
- El-baky, M.A.A., Mohamed, M.M. (2007). Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, 27: 795-801. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.10.020>

Erbay, Z., Hepbaşlı, A. (2013). Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying. *Energy Conversion and Management*, 78: 499-507. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.009>

Erbay, Z., Hepbaşlı, A. (2013). Advanced exergy analysis of a heat pump drying system used in food drying. *Drying Technology*, 31: 802-810. <http://dx.doi.org/10.1080/07373937.2012.763044>

Erbay, Z., Hepbaşlı, A. (2016). Exergoeconomic evaluation of a ground-source heat pump food dryer at varying dead state temperatures. *Journal of Cleaner Production*, 142(4): 1425-1435. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.11.164>

Erdem, M., Kamışlı, F., Varol, Y., Öztop, H.F. (2021). Energy and exergy analysis of drying behavior for a fish. *Turkish Journal of Science and Technology*, 16(1): 85-95. <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/1490460>

Farral, A. W. (1976). Food Engineering Systems – Operations. Vol 1. The AVI Publishing Company, Inv., Westport, Connecticut. Rose Printing Company, Inc. ABD.

Firouzfard, E., Soltanieh, M., Noie, S.H., Saidi, M.H. (2011). Application of heat pipe heat exchangers in heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems. *Scientific Research and Essays*, 6(9): 1900-1908. [https://www.researchgate.net/publication/228909074\\_Application\\_of\\_heat\\_pipe\\_heat\\_exchangers\\_in\\_heating\\_ventilation\\_and\\_air\\_conditioning\\_HVAC\\_systems](https://www.researchgate.net/publication/228909074_Application_of_heat_pipe_heat_exchangers_in_heating_ventilation_and_air_conditioning_HVAC_systems)

Fudholi, A., Sopian, K., Othman M. Y., Ruslan M. H. (2014). Energy and exergy analyses of solar drying system of red seaweed. *Energy and Buildings*, 68: 121-129. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.072>

Güngör, A., Karaçaylı, İ., Canlı, Y. (2017). Geri Dönüş Havalı İklimlendirme Sistemlerinde Enerji ve Ekserji Analizi. *Çukurova University Journal of the Faculty of Engineering and Architecture*, 32(3): 19-29. <http://dx.doi.org/10.21605/cukurovaummfd.357179>

Gürel, A. E., Ceylan, İ., Yılmaz, S. (2015). Isı pompalı ve parabolik oluklu güneş kolektörlü akışkan yataklı kurutucuların deneysel analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 35(1): 107-115. <https://dergipark.org.tr/en/download/article-file/400583>

Gürlek, G., Akdemir, Ö., Güngör A. (2015). Gıda Kurutulmasında Isı Pompalı Kurutucuların Kullanımı ve Elma Kurutmada Uygulanması. *Pamukkale Univ Muh Bilim Derg*, 21(9), 398-403, 2015.

Hossen, S., Morshed, M., Tikadar, A., Salman, A.A., Paul, T.C. (2019). Experimental Investigation of Heat Pipe Heat Exchanger (HPHE) For Waste Heat Recovery Application. 4th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC), April 14–17, 2019, Las Vegas, NV, USA.



- Jouhara, H., Meskimmon, R. (2010). Experimental investigation of wraparound loop heat pipe heat exchanger used in energy efficient air handling units. *Energy*, 35: 4592-4599.
- Kaveha, M., Abbaspour-Gilandeha, Y., Chen G. (2020). Drying kinetic, quality, energy and exergy performance of hot air-rotary drum drying of green peas using adaptive neuro-fuzzy inference system. *Food and Bioproducts Processing*, 124: 168-183.
- Kılınç, F., Başcıl, D. (2020). Soğutma Sezonu için Yatay Toprak Kaynaklı Isı Pompası Ekserji Analizi: Sivas İli Örneği. *BEU Journal of Science*, 9(2): 797-806.
- Silva, G. M. D., Ferreira, A. G., Coutinho, R. M., Maia, C. B. (2021). Energy and exergy analysis of the drying of corn grains. *Renewable Energy*, 163: 1942-1950.
- Singh, A., Sarkar, J., Sahoo, R.R. (2019). Energetic and exergetic performance simulation of open-type heat pump dryer with next-generation refrigerants. *Drying Technology*, 38: 1011-1023.
- Singh, A., Sarkar, J., R. Sahoo, R.R. (2020). Experimental energy-exergy performance and kinetics analyses of compact dual-mode heat pump drying of food chips. *Solar Energy*, 206: 907-917.
- Nyers, J., Nyers, A., Stuparic, D., Kajtar, L. (2019). Impact of Heat Exchanger and Heat Pumps on COP of Heat Recover System. 19th Conference on Thermal Science and Engineering of Serbia, October 22–25, 2019, Sokobanja, Serbia.
- Nindo, C. I., Tang, J. (2007). Refractance window dehydration technology: a novel contact drying method. *Drying Technology*. 25: 37-48.
- Oğur, E., Çıtlak, A. (2021). Adıyaman Üniversitesi Araştırma ve Uygulama Hastanesi Isıtma Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Fırat Üniversitesi Fen Bil. Dergisi*, 33(1): 37-49.
- Ong, K.S. (2016). Review of heat pipe heat exchangers for enhanced dehumidification and cooling in air conditioning systems. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 11: 416-423.
- Özbek, A. (2018). Energy and Exergy Analysis of a Hybrid Air-Conditioning System. *Çukurova University Journal of the Faculty of Engineering and Architecture*, 33(3): 197-206.
- Özcan, H., Dincer, I. (2013). Exergy analysis and environmental impact assessment of solar-driven heat pump drying systems: Causes Impacts and Solutions to Global Warming, Ed.: Dincer, I., Colpan, C.O., Kadioglu, F., Springer, New York, 825-839.

Özdemir, M.B., Özkaya, M.G. (2015). Ankara İli Şartlarında Düşey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Journal of Polytechnic*, 18(4): 269-280.

Öztürk, A., Özalp, M., Sözen, A. (2018). Experimental Investigation of an Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> / Distilled Water Nanofluid Used In the Heat Pipes of Heat Exchangers. *GU J Sci*, 31(2): 616-626.

Saldamlı, İ., Saldamlı, E., (2004). Gıda Endüstrisi Makinaları. İkinci Baskı. Savaş Yayınevi. Ankara.

Thamban, A.V. (2019). Applications and Performance Analysis of Heat Pipe Heat Exchangers for Heat Recovery. National Conference and Seminar on Innovations in Engineering & Technology, January, 2019, India.

Tiwari, S., Tiwari, G.N. (2017). Energy and exergy analysis of a mixed-mode greenhouse-type solar dryer, integrated with partially covered N-PVT air collector. *Energy*, 128: 183-195.

Tosun, H., Söylemez, E., Özşen, M. (2013). Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma Ünitesi. 11. *Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi* 17-20.

Ülkü, S. (1986). Adsorption heat pumps. *Journal of Heat Recovery Systems*, 6(4): 277–284.

Yılmaz, C. (2018). Soğutma Çevrimlerinde Ekserji Uygulaması Ders Notu. Afyon Kocatepe Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Afyon, s.43. [http://blog.aku.edu.tr/ceyhunyilmaz/files/2018/03/B%C3%96L%C3%9CM-03-Ek\\_Ekserji.pdf](http://blog.aku.edu.tr/ceyhunyilmaz/files/2018/03/B%C3%96L%C3%9CM-03-Ek_Ekserji.pdf)

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Buğra Hezer  
Doğum Yeri ve Tarihi : İskenderun-1995  
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu  
Lise : S.Atakaş Denizcilik Anadolu Lisesi 2013  
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği 2019

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : CANEL OTOMOTİV SAN. TİC. A.Ş.: 2021-Halen

İletişim (e-posta) : bugra.hezer@gmail.com

Yayımları :