

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

**GAZ MOTORU TAHRİKLİ ISI POMPALI BANTLI
BİR KURUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANSININ
EKSERJETİK OLARAK DEĞERLENDİRİLMESİ**

Ayşegül GÜNGÖR

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu: 625.04.00

Sunuş Tarihi: 26.07.2010

**Bornova-İZMİR
2010**

Ayşegül GÜNGÖR tarafından YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak sunulan “Gaz Motoru Tahrikli Isı Pompalı Bantlı Bir Kurutma Sisteminin Performansının Ekserjetik Olarak Değerlendirilmesi” başlıklı bu çalışma E. Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim yönetmeliği ile E. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 26/06/2010 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybilgi/ oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri**İmza**

Jüri Başkanı : Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI

Raportör Üye : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin GÜNERHAN

Üye : Doç. Dr. Zuhal Oktay

.....
.....
.....

ÖZET**GAZ MOTORU TAHRİKLİ ISI POMPALI BANTLI BİR
KURUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANSININ EKSERJETİK
OLARAK DEĞERLENDİRİLMESİ****GÜNGÖR, Ayşegül****Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Bölümü****Tez Yöneticisi: Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI****Temmuz 2010, 82 sayfa**

Günümüzde enerji verimliliğine verilen önem nedeniyle, ısı pompalarının en yeni tiplerinden birisi olan gaz motoru tahrikli ısı pompalarına (GMIP'larına) olan ilgi artmaktadır. GMIP; açık tip bir kompresörün gaz motoru ile tahrik edildiği yeni tip bir ısı pompasından (günümüz cazip yeni teknolojilerinden birisi) oluşmaktadır. GMIP sistemleri, özellikle, ısı geri kazanımı (motor silindir ceketlerinden ve egzoz gazından ısı geri kazanımı) sayesinde yüksek enerji verimi ile çalışan, düşük enerji tüketiminden dolayı çevre ile uyumlu, gaz kaynağının ayarlanmasıyla kolaylıkla çalışma hızı ayarlanabilen, dış ortam sıcaklığından fazla etkilenmeyen, ekonomik sistemler olarak öne çıkmaktadır.

Bu tezde, üç farklı tıbbi aromatik bitki (*Foeniculum vulgare*, *Malva sylvestris* L., *Thymus vulgaris*) 45 °C sıcaklıkta ve 1 m/s hava hızında, bir GMIP kurutma sisteminde kurutulmuştur. Sistemin belirsizlik analizi yapılmıştır. Bitkilerin kuruma davranışları belirlenmiş ve kurutma işlemi ekserjetik açıdan değerlendirilmiştir. Enerji ve ekserji analiz yöntemleri kullanarak bazı termodinamik parametreler (ekserjetik ürün, ekserjetik yakıt, yakıt tüketim oranı, göreceli tersinmezlik, sürdürülebilir indeks, üretkenlik kayıpları, ekserjetik yokoluş ve ekserjetik faktör) ve ekserjetik geliştirme potansiyeli, tüm sistem ve sistem bileşenleri için hesaplanmıştır. Tüm sistemin ekserji kayıp ve akış (Grassmann) diyagramı çizilmiştir.

VI

Ekserji analizi sonucunda sistemdeki en önemli bileşenin gaz motoru olduğu görülmüştür. Kurutma işlemi ekserjetik verimliliği % 0,80-1,62 değerleri arasında bulunmuştur. Gaz motoru, genleşme vanası ve kurutma kanalları, tüm sistemdeki ekserji değerinin % 60'ından fazlasını içermektedir. Isı pompası cihazının ekserjetik verimi % 77,68-79,21, GMIP ekserjetik verimi % 39,26-43,24, kurutma odasının ekserjetik verimi % 81,29-81,56 ve tüm kurutma sisteminin ekserjetik verimi % 48,24-51,28 olarak hesaplanmıştır.

Anahtar sözcükler: Kurutma, Ekserji analizi, Gaz motoru tahrikli ısı pompası, Tıbbi aromatik bitki, Performans değerlendirme.

ABSTRACT**EXERGETIC PERFORMANCE ASSESSMENT OF A GAS ENGINE
DRIVEN HEAT PUMP CONVEYOR DRYER SYSTEM****GÜNGÖR, Ayşegül****MSc in Mechanical Engineering****Supervisor: Prof. Dr. Arif HEPBASLI****July 2010, 82 pages**

Recently, interest in gas engine driven heat pump (GEHP) systems, that are a kind of novel heat pump (HP) systems, has increased because energy efficiency has become a very important concept. A GEHP usually consists of a reversible vapor compression HP with an open compressor driven by a gas fuelled internal combustion engine. These systems are a new type of HP systems (one of today's promising new technologies). GEHP systems work with high energy efficiency because of heat recovery. They reduce environmental pollution with low fuel consumption and are an economic choice by using relatively cheaper energy sources. GEHP's compressor speed can easily be modulated by adjusting the gas supply, while GEHP systems are not effected by the ambient temperature. All these features cause growing interest in GEHP systems.

In this thesis, three medicinal and aromatic plants (*Foeniculum vulgare*, *Malva sylvestris* L. and *Thymus vulgaris*) were dried in a pilot scale GEHP drier at an air temperature of 45 °C with an air velocity of 1 m/s. A detailed uncertainty analysis was also performed. The drying behaviours of three medicinal and aromatic plants were investigated using the experimental data, while the exergetic analyses of the drying processes were done. Some thermodynamic parameters (exergetic product, exergetic fuel, fuel depletion ratio, sustainability index, relative irreversibility, productivity lack, exergetic destroy and exergetic factor) and exergetic improvement potential values were calculated for main components of the system and overall drying system using energy and exergy analyses methods. Exergy loss and flow (Grassmann) diagram was also drawn for the whole system.

VIII

The results of exergy analysis showed that the most important system component for GEHP drier system was gas engine and the exergetic efficiencies of drying process varied between 0.80-1.62%. The gas engine, expansion valve and drying ducts accounted for more than 60% amount of exergy in the system. The exergetic efficiency values were in the range of 77.68-79.21% for the heat pump unit, 39.26-43.24% for the gas engine driven heat pump unit, 81.29-81.56% for the drying chamber and 48.24-51.28% for the overall drying system

Keywords: Drying, Exergy analysis, Gas engine driven heat pump, Medicinal and aromatic plants, Performance evaluation.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince derin bilgi ve deneyimi ile bana yol gösteren ve desteğini benden hiç esirgemeyen Sayın Hocam Prof. Dr. Arif HEPBAŞLI'ya varlığından ötürü en içten teşekkürü bir borç bilirim.

Laboratuar çalışmalarında yardımlarını esirgemeyen Gıda Mühendisliği Bölümü Araştırma Görevlisi Zafer Erbay'a ve Makina Mühendisliği Bölümü Araştırma Görevlisi Mustafa Tolga Balta'ya teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, Makina Mühendisliği Bölümü Başkanı Prof. Dr. Ali Güngör'e de, sürekli desteği için teşekkür ederim.

Çalışmam süresince her aşamada yardımını ve sabrını esirgemeyen sevgili aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması, Ege Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeler Müdürlüğü tarafından desteklenmiş olup (Proje No: 2007/MÜH/30), çalışmada kullanılan ısı pompalı kurutucu sistem “Gaz motoru tahrikli güneş enerjisi destekli ısı pompalı bantlı bir kurutucu sistemin tasarımı, testi ve performansının değerlendirilmesi” başlıklı TÜBİTAK tarafından desteklenen 106M482 no'lu proje kapsamında kurulmuştur. Bundan ötürü de, TÜBİTAK'a teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER**Sayfa No**

ÖZET	V
ABSTRACT	VII
TEŞEKKÜR	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ	XIV
ÇİZELGELER DİZİNİ	XVII
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	XIX
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1. Gıda Kurutma İşlemleri ve Ekserji Analizi	5
2.2. GMIP Sistemleri	7
3. GENEL BİLGİLER	11
3.1. Isı Pompaları	11
3.1.1. Temel prensibi	11
3.1.2. Sınıflandırılması	13
3.2. Gaz Motoru Tahrikli Isı Pompaları	14
3.2.1. Çalışma Şekli	15

İÇİNDEKİLER (devam)**Sayfa No**

3.2.2. GMIP Sistemlerinin Tarihsel Gelişimi	19
3.3. Ekserji Analizi.....	20
3.3.1. Dünya’da ve Türkiye’de “Enerji”	21
3.3.2. Ekserji Analizi ve Önemi.....	23
4. DENEYSEL DÜZENEK VE ÖLÇÜMLER.....	26
4.1. Sistem Tanıtımı	26
4.2. Ölçüm Sistemi.....	34
4.3. Malzeme.....	34
4.4. Hammaddeye ve Kuru Ürüne Uygulanan Analizler	35
4.4.1. Toplam Nem İçeriği.....	35
4.4.2. Ürün Kompozisyon Analizi	35
4.5. Belirsizlik Analizi	35
4.6. Modelleme Çalışması.....	36
5. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	38
5.1. Kurutma İşlemi Genel Kütle, Enerji ve Ekserji Denklik Bağıntıları	38
5.1.1. Kütle denklikleri	39
5.1.2. Enerji denklikleri.....	39

İÇİNDEKİLER (devam)**Sayfa No**

5.1.3. Ekserji denklikleri.....	40
5.1.4. Ürünün ısı özellikleri ile ilgili hesaplamalar	41
5.2. GMIP Sistem Bileşenlerinin Enerji ve Ekserji Denklikleri.....	42
5.3. Gaz Motoru Enerji ve Ekserji Analizi	47
5.3.1. Egzoz gazı ekserji akımı.....	49
5.4. Ekserjetik Performans Kavramları	52
6. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	54
6.1. Ürün Kompozisyon Analizi.....	54
6.2. Ürünlerin Kuruma Kinetiği	54
6.3. GMIP Kurutucu Sistemin Ekserji Analizi	57
7. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER.....	73
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	75
ÖZGEÇMİŞ.....	82

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa No</u>
2.1. Gaz motorundaki atık ısı deneyi için oluşturulan deney düzeneğinin şematik gösterimi	8
2.2. Su çevrimli GMIP sistemi (a) Isıtma modunda çalışan su soğutmalı GMIP sisteminin dış ünitesinin şematik gösterimi; (b) Su çevrimli ısı pompasının şematik gösterimi	9
2.3. “S.Nicola”daki HVAC tesisine entegre edilmiş olan GMIP’nin şematik gösterimi	10
3.1. Soğutma Makinası (SM) ile Isı Pompası (IP) amaç karşılaştırılması	12
3.2. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının basınç-entalpi diyagramı.....	13
3.3. GMIP’nin şematik gösterimi.....	16
3.4. Geleneksel ısı pompaları için yakıttan mekanik enerji elde edilmiş sürecindeki enerji dönüşümleri	17
3.5. Geleneksel EIP ile GMIP’nda gerçekleşen ısı dönüşüm işlemlerinin karşılaştırılması	17
3.6. Dünya’daki enerji temelli CO ₂ emisyonunun oluşum kaynakları	22
3.7. Nihai enerji tüketiminin sektörel dağılımı	24
4.1. GMIP kurutucu sisteminde kurutma işleminin ve ölçümlerinin akış diyagramında gösterimi.	28

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa No</u>
4.2. GMIP sisteminde bulunan GM ünitesinin şematik gösterimi.	29
4.3. GMIP'nın ısıtma modundaki akış şeması.....	30
4.4. Tüm sistemin şematik gösterimi.....	30
4.5a GMIP ünitesi.....	31
4.5b Tüm kurutma sisteminin görünüşü	31
4.6a GM ünitesi basınç, sıcaklık ölçümü	32
4.6b Baca gazı analizi ölçümü.....	32
4.6c Kurutma kabini ölçüm sistemi	32
5.1. Kuruma işleminin giren ve çıkan terimler ile şematik gösterimi.	38
6.1. 45 °C'deki kurutma işlemi sonucu ile elde edilen deneysel MR değerlerinin zamanla değişimi.....	55
6.2.a Yaş ebegümeci	56
6.2.b Sistemde kurutulmuş ebegümeci	56
6.2.c Yaş rezene	56
6.2.d Sistemde kurutulmuş rezene.....	56
6.2.e Yaş kekik	56

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa No</u>
6.2.f Sistemde kurutulmuş kekik.....	56
6.3. Tıbbi aromatik bitkilerin kurutma işleminde ekserji verimliliği ve evaporasyon ekserji miktarının kıyaslanması	59
6.4. Tıbbi aromatik bitkilerin kurutma işlemlerinde kurutma sistem bileşenlerinin ekserji verimliliği karşılaştırılması.....	60
6.5. Tıbbi aromatik bitkilerin kurutma işlemlerinde kurutma sistem bileşenlerinin ekserji yıkımı değerlerinin karşılaştırılması.....	60
6.6. Tıbbi aromatik bitkilerin kurutma işlemlerinde kurutma sistem bileşenlerinin iyileştirme potansiyeli (<i>IP</i>) değerlerinin karşılaştırılması.....	61
6.7. Ekserji kayıp ve akış (Grassmann) diyagramı.	64
6.8. GMIP kurutucu sistemi bileşenleri için <i>SI</i> değerleri.....	65

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa No</u>
3.1. Dünya ve Türkiye’de birincil enerji tüketim payları	21
4.1. GMIP teknik özellikleri.	33
5.1. Çevrenin Tanımı	48
6.1. Rezene, ebegümeci ve kekik bitkilerinin kompozisyonu	54
6.2. Kurutma deneyleri sırasındaki ölçümlerin belirsizlikleri ve beklenen değerlerin toplam belirsizliği.	57
6.3. Gaz motoru ekserji analizi sonuçları	58
6.4. GMIP sisteminde rezene bitkisi için deneysel verilerin ve termodinamik tablo ile denklemlerin kullanılması ile elde edilen bazı termodinamik değerler.	66
6.5. GMIP sisteminde kekik bitkisi için deneysel verilerin ve termodinamik tablo ile denklemlerin kullanılması ile elde edilen bazı termodinamik değerler.	67
6.6. GMIP sisteminde ebegümeci bitkisi için deneysel verilerin ve termodinamik tablo ile denklemlerin kullanılması ile elde edilen bazı termodinamik değerler.	68
6.7. GMIP kurutucu sisteminin rezene bitkisi için enerjetik, ekserjetik ve termodinamik analizi sonuçları.	69
6.8. GMIP kurutucu sisteminin kekik bitkisi için enerjetik, ekserjetik ve termodinamik analizi sonuçları.	70

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam)

Çizelge

Sayfa No

6.9. GMIP kurutucu sisteminin ebegümeçi bitkisi için enerjetik, ekserjetik ve termodinamik analizi sonuçları.....	71
6.10. GMIP kurutucu sisteminin enerjetik, ekserjetik ve termodinamik analizi sonuçları.	72

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
AF	Hava-yakıt oranı (boyutsuz)
C_p	Özgül ısı (kJ/kg °C)
COP	Etkinlik katsayısı (boyutsuz)
$\dot{E}$	Enerji akımı (kW)
ex	Özgül ekserji (kJ/kg)
$\dot{E}x$	Ekserji akımı (kW)
f	Ekserjetik faktör (%)
$\dot{F}$	Ekserjetik yakıt (kW)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
$\dot{I}P$	İyileştirme potansiyeli akımı (kW)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
M	Yanma ürünlerinin kütlesi (kg); Nem içeriği (kg su/kg kuru madde)
M_e	Denge nem içeriği (% kuru temel)
M_i	Başlangıç nem içeriği (% kuru temel)
M_t	t anındaki ürünün nem içeriği (% kuru temel)

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
MR	Fraksiyonel nem oranı (boyutsuz)
N	Devir sayısı (dev/dak)
P	Basınç (kPa)
R	Genel gaz sabiti (kJ/kgK)
RI	Görelî tersinmezlik (%)
q	Özgöl ısı miktarı (kJ/kg)
$\dot{Q}$	Isı transferi akımı (kW)
SI	Sürdürülebilir indeksi
s	Özgöl entropi (kJ/kgK)
T	Sıcaklık (K veya °C)
U	Belirsizlik (%)
V	Hacim (m ³)
$\dot{V}$	Hacimsel debi (m ³ /s)
$\dot{W}$	Net güç (kW)
y	Mol kesri (%)

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

<u>Yunan Harfleri</u>	<u>Açıklama</u>
ε	Ekserjetik verim (%)
η	Enerji (ısı) verim (%)
ω	Özgül nem oranı (kg su/kg hava)
ϕ	Kimyasal ekserji faktörü (boyutsuz)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
θ	Bağıl nem (%)
δ	Yakıt tüketim oranı (%)
ξ	Üretkenlik kaybı (%)
<u>Üst İndis</u>	
.	Birim zamandaki miktar
<u>Alt İndis</u>	
<i>a</i>	Hava
<i>belt</i>	Güç aktarımı
<i>chem</i>	Kimyasal
<i>comb</i>	Yanma
<i>comp</i>	Kompresör

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

<u>Alt İndis</u>	<u>Açıklama</u>
<i>cond</i>	Kondenser
<i>CW</i>	Soğutma suyu
<i>d</i>	Yıkım veya yokloluş
<i>dis</i>	Çıkış
<i>EA</i>	Egzoz havası
<i>evap</i>	Evaporatör
<i>ex</i>	Egzoz
<i>fuel</i>	Yakıt
<i>genl</i>	Genleşme vanası
<i>i</i>	Herhangi bir (<i>i</i>) gaz
<i>in</i>	Giriş
<i>LHV</i>	Alt ısı değer
<i>mech</i>	Mekanik
<i>out</i>	Çıkış
<i>r</i>	Soğutucu akışkan
<i>s</i>	İzantropik

SİMGELER VE KISALTMALAR (devam)

Alt İndis	Açıklama
<i>suc</i>	Emme hattı
<i>tm</i>	Termomekaniksel
<i>v</i>	Buhar
<i>w</i>	Su
<i>WP</i>	Su pompası
<i>0</i>	Ölü (referans) hal
<u>Kısaltmalar</u>	
<i>DC</i>	Kurutma çemberi
<i>GM</i>	Gaz motoru
<i>GMIP</i>	Gaz motoru tahrikli ısı pompası
<i>IP</i>	Isı pompası
<i>DPHE</i>	Çift borulu ısı değıştirci
<i>EAHE</i>	Egzoz gazı ısı değıştircisi
<i>HRECJ</i>	Motor silindir ceketlerinden ısı geri kazanımı
<i>OS</i>	Tüm sistem

1. GİRİŞ

Son yıllarda, araştırmacıların ve politikacıların önem verdiği konuların başında enerji gelmektedir. Dünyada tüketilen birincil enerjinin 2006 yılı sonu itibariyle büyük çoğunluğu petrol (% 35,8), doğal gaz (% 23,7) ve kömürdür (% 28,4). Dünyada bilinen toplam petrol rezervi 1208,2 milyar varil olup, bu rezervin yaklaşık 40,5 yıl sonra tükeneceği tahmin edilmektedir. Bu veriler dünyamızın geleceğinde enerji kıtlığının uzak olmadığını göstermektedir. Genel enerji dengesi içinde dünyada ve ülkemizde birincil enerji kaynaklarında kömür, petrol ve doğal gaz ağırlıklarını korumaktadırlar. Stratejik bir birincil enerji kaynağı olarak, dünyada ve ülkemizde kullanımı hızla yayılmakta olan doğal gaz, diğer fosil enerji kaynaklarının yerini hızlı bir şekilde almaktadır (TMMOB, 2008).

Fosil yakıt rezervlerinin yakın gelecekte tükenecek olması, araştırmacıları alternatif kaynaklara, özellikle yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmesine yol açmıştır. Fakat yüksek kurulum masraflarından dolayı alternatif enerji kaynakları yaygınlaşamamıştır. Araştırmaların odaklandığı bir diğer eksen ise var olan sistemlerin verimliliğinin yükseltilmesi ve bu yolla enerji tüketiminin düşürülmesidir. Bu şekilde hem enerji kaynaklarının tükenmesi gecikmekte, hem de çevreye verdikleri zarar azaltılmaktadır. Bu çalışmalar ile enerji masrafları azaltılabildiği gibi, geliştirilen sistemlerin kurulum masrafları da yüksek olmadığından uygulanabilirliği yüksektir. Tüm bu özellikleri ile sistem verimliliklerinin arttırılmasına dönük çalışmalar sadece araştırmacıların değil aynı zamanda yatırımcıların da yoğun ilgisini çekmektedir (Hepbaşlı vd., 2007a).

Enerji tüketimi incelendiğinde ise, başta evsel tüketim olmak üzere enerjinin en yoğun tüketildiği alanlar su ve hava ısıtması/soğutması ile iklimlendirme olarak karşımıza çıkmaktadır. Endüstriyel uygulamalara baktığımızda ise özellikle kurutma, enerjinin yoğun tüketildiği bir alan olarak karşımıza çıkmaktadır. Çoğu sanayileşmiş ülkede, kurutmada kullanılan enerjinin payı, ülkenin sanayide tükettiği enerjinin % 7-15'i arasında olup, çoğunlukla ısı verimi % 25 ile % 50 arasında değişmektedir. Tahminlere göre, tarımsal ürünlerdeki toplam

enerji ihtiyacının % 60'ından fazlası kurutma işleminde kullanılmaktadır (Hepbaşlı vd., 2006).

Isı pompalarının (IP) önemi ise burada ortaya çıkmaktadır. Hem su-hava ısıtmasında, hem iklimlendirmede kullanılan ve enerji verimi yüksek olan IP sistemleri, düşük sıcaklık ortamından yüksek sıcaklık ortamına ısıнын transferini sağlayarak ısı üreten cihazlardır (Hepbaşlı et al., 2009). Kullanılan IP'ları kullandığı enerji kaynağına göre elektrikli ısı pompaları (EIP), kimyasal IP'ları, toprak (yer) kaynaklı, su kaynaklı, hava kaynaklı IP'ları, jeotermal IP'ları, güneş enerjili IP'ları ve/veya hibrit güç kaynaklı IP'ları gibi çeşitli kategorilere ayrılır. Bunlardan bir tanesi de gaz motoru tahrikli ısı pompalarıdır (GMIP) (Wongsuwan et al., 2001; Hepbaşlı and Ozgener, 2004).

GMIP, içten yanmalı bir motorla tahrik edilen, açık kompresörlü ve genellikle tersinir buhar-sıkıştırma çevrimli IP'ndan oluşmaktadır. Gaz motorunun ısı verimi düşük olmasına karşın (% 30-45), egzoz gazındaki atık ısıнын ve motor silindir ceketlerindeki atık ısıнын geri kazanımı ile toplam atık ısıнын yaklaşık % 80'inden faydalanılabilmekte ve bu da GMIP'ları verimli cihazlar haline getirmektedir (Xu and Yang, 2009; Hepbaşlı et al., 2009). Düşük fosil yakıt tüketiminden dolayı GMIP sistemleri doğayla barışık sistemlerdir. Aynı zamanda, doğal gaz, propan, LPG gibi ucuz enerji kaynaklarından faydalanan olması ve düşük işletim maliyetleri, bu sistemleri ekonomik hale getirmektedir. Diğer taraftan, GMIP'larının yaygınlaşması, elektrik tüketimini/ ihtiyacını dengeleyecek ve yaşanan elektrik piklerini hafifletecektir.

Kurutma işlemi enerjinin yoğun olarak kullanıldığı proseslerden biridir. Tahminler; odun ürünleri imalatında toplam enerjinin % 70'inden fazlasının, tekstil ürünleri imalatında toplam enerjinin % 50'sinin ve buğday, mısır gibi tarım ürünlerindeki toplam enerji ihtiyacının % 60'ından fazlasının kurutma prosesinde tüketildiğini göstermektedir. Bu değerler, yürütülecek olan enerji verimliliği çalışmalarının önemini açıkça göstermektedir (Dincer, 1998).

Bundan dolayı özellikle kurutma işlemlerinde ekserji analizi uygulamaları ile karşılaşılmaktadır, ancak özgün bir alan olarak gıda kurutmasındaki çalışmalar sınırlı kalmıştır. Ekserji, enerjinin faydalılığının, kalitesinin bir ölçüsüdür ve bir maddenin çevreyle etkileşim potansiyelinin etkin bir ölçümüdür. Enerji analizi

sadece ısı kayıplarını azaltmak veya ısı geri kazanımını arttırmak için kullanılırken, ekserji analizi ile işlemin ve işlem ekipmanlarının olası geliştirme olanakları ve sistem bileşenlerindeki tersinmezliklerin dağılımı hakkında bilgi edinilebilir. Böylece sistemdeki tersinmezlikler belirlenebilmekte, enerji kayıpları minimize edilebilmekte ve enerjinin daha verimli kullanımı sağlanabilmektedir (Dincer and Sahin, 2004).

Tıbbi aromatik bitkiler gıda, kozmetik ve ilaç sanayinde esans, ilaç ve baharat üretiminde hammadde olarak kullanılmaktadırlar. Genellikle yüksek seviyede nem ve mikroorganizma içerirler. Kurutma ve depolama koşulları bu ürünlerin kalitesini korumak için çok önemlidir ve hasattan hemen sonra kurutulmaları gerekmektedir. Kekik (*T.vulgaris*), ebegümeçi (*M.sylvestris*) ve rezene (*F.vulgare*) bitkileri, Türkiye'de geleneksel gıda olarak kullanılan önemli tıbbi aromatik bitkilerdir. Bu bitkiler üzerinde yürütülmüş araştırmalar da bitkilerin yüksek antioksidan ve antimikrobiyal madde içerdiğini göstermiştir (Kumarasamy et al., 2002; Mavi et al., 2004; Cheng and Wang, 2006). Kurutma bu bitkilerin işlenmesinde önemli bir işlem olmasına rağmen *Thymus vulgaris* kurutulması üzerine yürütülmüş birkaç çalışma vardır (Venskutonis et al., 1996; Venskutonis, 1997; Balladin and Headley, 1999). Gıda maddelerine uygulanan kurutmanın birçok amacı vardır ve bunların belki de en belirgin olanı, uzun süreli depolamalarda ürünün bozulmasını önlemektir. Kurutma işlemi uzun süreli depolamalarda ürünün bozulmadan kalmasını, ürünün nemini mikrobiyal gelişme veya diğer reaksiyonları sınırlamaya yeterli seviyeye düşürerek sağlar. Buna ek olarak ürünün nem miktarının düşürülmesi ile aroma ve besin değeri gibi kalite özelliklerinin muhafazası da sağlanmaktadır. Kurutma işleminin diğer amacı ürün hacmini azaltarak, gıda maddesinin önemli bileşenlerinin taşınmasında ve depolanmasında verimliliği artırmaktır.

Bu çalışmada, ince tabaka kurutma prensibine dayanarak kekik (*T.vulgaris*), ebegümeçi (*M.sylvestris*) ve rezene (*F.vulgare*), tıbbi aromatik bitkileri GMIP kurutucu sisteminde kurutulmuş ve bitkilerin kuruma kinetiği incelenmiştir. Ayrıca GMIP kurutucu sistemindeki komponentlerin ve tüm sistemin enerji ve ekserji analiz yöntemleri kullanarak yakıt tüketim oranları, ekserjetik faktörleri, ekserjetik verimlilikleri, iyileştirme potansiyelleri, ekserji yıkımları, ekserjetik ürünleri, ekserjetik yakıtları, göreceli tersinmezlikleri, üretkenlik kayıpları değerleri

ve sürdürülebilir indeks değerleri hesaplanmıştır. Tüm sistem için ekserji kayıp ve akış (Grassmann) diyagramı çizilerek sistemde oluşan ekserji kayıpları ve sisteme giren toplam ekserji miktarı belirlenmiştir. Tüm sistem bileşenleri için sürdürülebilir indeks değerleri hesaplanmış ve kurutma işleminde ekserji verimliliğinin değişmesi ile sürdürülebilir indeks değerlerinin nasıl etkilendiği incelenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde literatür çalışması, özellikle gıda kurutma işlemlerinin ekserji analizi ve GMIP sistemleri ile ilgili konuları kapsamaktadır.

2.1. Gıda Kurutma İşlemleri ve Ekserji Analizi

Kurutma işlemlerinin ekserji analizi uygulamaları ile pek çok çalışma yapılmış olmasına karşın, özgün bir alan olarak gıda kurutmasındaki çalışmalar sınırlı kalmıştır.

Gıda kurutması dışında, ekserji analizinin çeşitli gıda işlemlerinde kullanıldığı kimi çalışmalar olmakla birlikte (Tekin and Bayramoglu, 1998; Bayrak et al., 2003; Balkan et al., 2005; Apaiah et al., 2006; Şahin vd., 2007), çok farklı işlemleri ve ürünleri barındıran gıda üretimi alanındaki ekserji analizi uygulamaları oldukça azdır.

Midilli and Kucuk (2003), güneş enerjisinin kullanıldığı tepsili bir kurutma kabinde, kabuklu ve kabuksuz fıstıkların, ince tabaka prensibiyle kurutulmasının enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Sistem içerisindeki farklı noktaların verimliliklerin farklı olduğunu ekserji analizi ile belirlemişlerdir.

Akpınar (2004), konvektif bantlı ısı pompalı kurutucu da ince tabaka kurutma prensibine göre kurutulmuş olan kırmızı biberin kurutma işleminin, enerji ve ekserji analizini yapmıştır. Deneysel çalışmada kurutma havası sıcaklıkları, 55 °C, 60 °C, 70 °C olarak, kurutma hava hızı ise 1,5 m/s olarak ayarlanmıştır. Kurutma işlemi sonucunda kırmızıbiber ağırlıkları 135 gr'dan 15 gr'a düşmüştür. Kurutma havası sıcaklığına bağlı olarak kurutma işlemi 9600-18000 s arasında değişmektedir. Bu çalışmada, ekserji kayıpları 0,060-1,488 kJ/kg, kurutma kabini ekserjetik verimliliği % 67,28-97,92 arasında bulunmuştur.

Dincer and Sahin (2004), kurutma proseslerinin ekserji açısından termodinamik analizi için yeni bir model sunmuşlardır. Açıklayıcı birörnek, sunulan modeli doğrulamak için ve farklı kurutma havası sıcaklıkları, kurutma havasının spesifik ekserjileri, giriş ve çıkış ürünlerinin ekserji farklılıkları, ürün ağırlıkları, kurutma havasının nem içeriği ve kurutma havasının rutubet

akımlarında gerçek kurutma işlemlerinde modelin uygulanabilmesini göstermek için dikkate alınmıştır. Sonuç olarak, bu çalışma, yalnızca, kurutma işlemlerinin termodinamik değerlendirmesi için ekserji analizinin faydalılığını göstermek için değil aynı zamanda performans ve verimliliklerini kavramayı sağlamak için de yapılmıştır. Sunulan modelin, kurutma sistemleri ve bileşenlerinin tasarımını iyileştirmek ve kurutma sistemleri için uygun uygulamaları ve iyi kurulumları tanımlamak için araştırma yapan insanlara yararlı olacağına inanılmaktadır.

Ozgener and Ozgener (2006), endüstriyel makarna kurutma işleminin enerjetik, ekserjetik analizini, performans değerlendirmesini ve optimizasyonunu çalışmışlardır. Makarna kurutma işleminin enerjetik verimliliği % 7,55- 77,09 ve tüm sistemin % 68,63 olarak hesaplanmıştır. Gerçek veriler kullanılarak yapılan çalışmada, makarna kurutma işleminin ekserji verimliliği % 72,98–82,15 olarak belirtilmiştir. Yalıtım yetersizliği sebebiyle ekserji kayıpları ve yıkımlarının en yüksek oranda görüldüğü yer kurutucu kabin dış çeperi olmuştur. Yalıtımın artırılması tavsiye edilmiştir.

Fatouh et al. (2006), IP'lı kurutucuda çeşitli bitkilerin kuruma davranışlarını araştırmışlardır. Kuruma davranışları belirlenirken, bitkilerin fiziksel büyüklükleri, yüzey yükü, nem miktarları, kurutma havası sıcaklığı ve hızı göz önüne alınmıştır. Sonuç olarak, kurumanın sağlıklı olarak gerçekleşebilmesi için yüzey yükü, kuruma havası sıcaklığı ve hızı olmak üçlü kombinasyonlarının önemli faktörler olduğu vurgulanmıştır.

Kuzgunkaya and Hepbaşlı (2007), yaptıkları çalışmada toprak kaynaklı ısı pompalı kurutucu sistem de defne yapraklarının kurutma işlemini ekserjetik olarak araştırmışlardır. Kurutma havası sıcaklıklarının ekserji kayıplarına, ekserjetik verimliliğe ve kurutma işleminin ekserjetik gelişim potansiyeline olan etkisi araştırılmıştır. Kurutucunun ekserjetik verimliliği kurutma hava sıcaklığı arttıkça artmaktadır. Defne yaprakları, 40- 50°C hava sıcaklığı ve 0,5-1 m/s hava akış hızında 9 h süre ile kurutulmuşlardır. Ekserji verimi % 81,3-87,48 arasında bulunmuştur. Kurutma kabinin yalıtımı iyi sağlanarak ekserji kayıplarının azaltılacağı tavsiye edilmiştir.

Colak and Hepbasli (2007) ise tepsili kurutucuda, ince tabaka prensibiyle, 40, 50, 60 ve 70 °C kurutma havası sıcaklıklarında yeşil zeytini kurutmuşlar ve

sistemin ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmada kurutucu kabin yüzey sıcaklığı ile kurutma havası sıcaklıklarının ekserji verimliliğine etkisi belirlenmiştir.

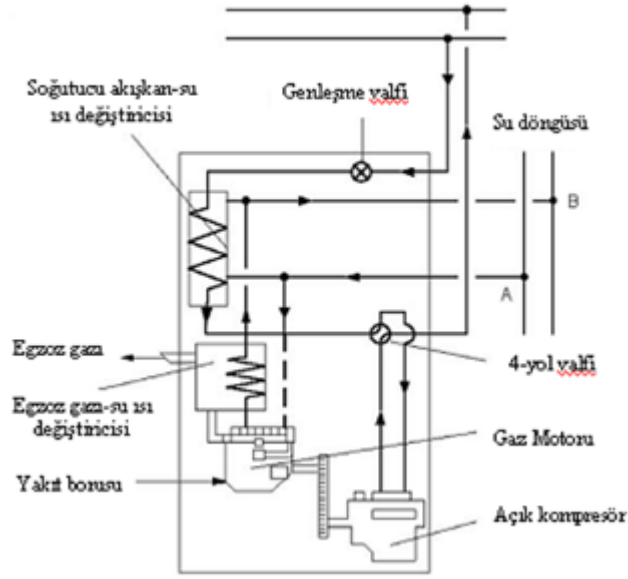
2.2.GMIP Sistemleri

GMIP sistemleri ticari bir ürün olarak piyasada görülmeye başlandıktan sonra, başta iklimlendirme ve su ısıtması alanları olmak üzere çeşitli endüstriyel uygulamaları denenmiştir. Ayrıca sistemin geliştirilmesi için çeşitli araştırma-geliştirme faaliyetleri yürütülmüş, sistem performans testleri gerçekleştirilmiş, ekonomik açıdan değerlendirmeye ve aynı amaçla kullanılan diğer sistemlerle kıyaslamaya tabi tutulmuş, sistemin kontrolünün geliştirilmesine çalışılmış, sistemin çevre üzerindeki etkileri araştırılmış ve sistem modellemesi yapılmıştır.

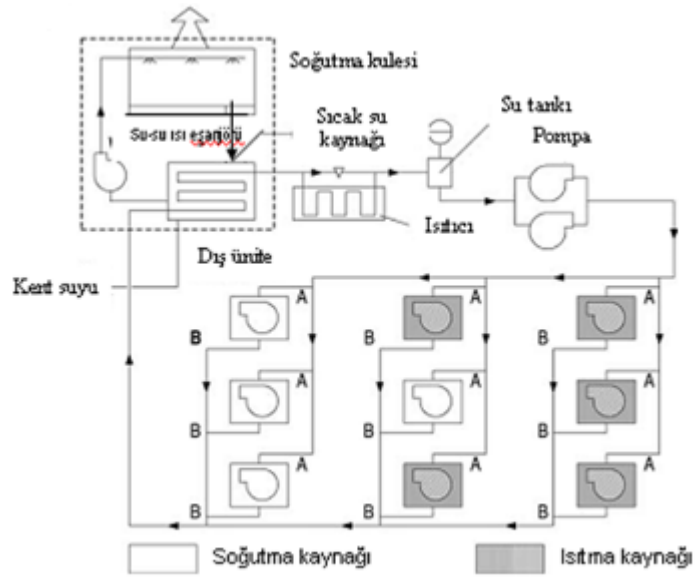
Zhang et al. (2005), tarafından yapılan çalışmada, GMIP sistemlerinde enerji geri kazanımı da dikkate alınarak sistemin matematiksel modellemesi yapılmış, daha sonra bu modellemeye birlikte GMIP sistemlerinin ısıtma performansları analiz edilmiştir. Matematiksel modelin çıkarılabilmesi için Şekil 2.1’de gösterilen deneysel düzeneği kurmuşlar ve gaz motorunun enerji kayıplarını deneysel olarak hesaplamışlar ve bu veriler üzerinden sistem modellemesini tamamlamışlardır. Motor devir hızının ve dış ortam sıcaklığının GMIP performansına etkisi araştırılmış, değişken devirlerde performans analizi yapılmıştır. Bu çalışma ile GMIP sistemlerinde atık ısı geri kazanımının, ısıtma kapasitesinin yaklaşık % 30’unu oluşturduğu ve bu açıdan GMIP sistemlerinde atık ısı geri kazanımının çok ciddi bir öneme sahip olduğu kanıtlanmıştır. Aynı zamanda GMIP sisteminin gaz motoru bölümünün ısıtma kapasitesinin dış ortam sıcaklığından etkilenmediği ve bu şekilde GMIP sisteminin düşük dış ortam sıcaklıklarında da oldukça verimli çalıştığı belirlenmiştir. Motor silindir ceketlerinden atık ısı geri kazanımının sağlanması ile GMIP sistemlerinde defrost işlemine gerek olmadığı böylece GMIP sistemlerinin soğuk iklimlerde de verimli çalışabildiği anlaşılmaktadır. Ayrıca GMIP sistemlerinin düşük devirlerde daha verimli çalıştığı belirtilmiştir.

Şekil 2.1. Gaz motorundaki atık ısı deneyi için oluşturulan deney düzeneğinin şematik gösterimi (Zhang et al., 2005).

Lian et al. (2005), Çin’de yürütölmekte olan bir proje kapsamında yaptıkları çalışmayla GMIP ve su çevrimli IP’nın avantajlarını ve bu sistemlerin birlikte kullanımının öngörölen ek avantajlarını göz önüne alarak Şekil 2.2’de su çevrimli GMIP sistemi tasarlamışlardır. Hem alan ısıtması/soğutması, hem de soğuk/sıcak su elde etmek için tasarlanan sistemin performans analizi yapılmış, geleneksel iklimlendirme ve su çevrimli EIP sistemleriyle performansı karşılaştırılmıştır. Tüm bu verilere dayanarak su çevrimli GMIP sisteminin yüksek kurulum maliyetlerini ne kadar sürede geri kazandıracağı ve dolayısıyla uygulanabilirliği tartışılmıştır. Bu çalışma ile su çevrimli GMIP sisteminin hava çevrimli sisteme göre daha verimli sonuç verdiği gösterilmiş, bu sistemin özellikle yüksek miktarlarda sıcak suya ihtiyaç olunan durumlarda yüksek performans gösterdiği kanıtlanmıştır. Su çevrimli GMIP sisteminin kurulum masrafları yüksek olsa da bu çalışmada yapılan hesaplamalar göstermiştir ki, su çevrimli GMIP sistemi geleneksel iklimlendirme sistemlerine göre ortalama olarak 2 yıl içerisinde, su çevrimli EIP sistemine göre ise 2,6 yıl içerisinde kurulumdan kaynaklı ek masrafları karşılamaktadır.



(a)

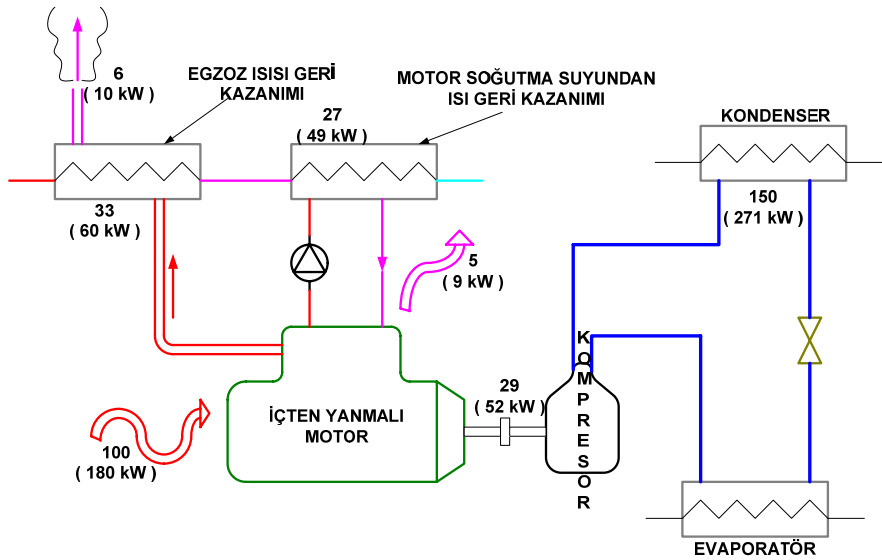


(b)

Şekil 2.2. Su çevrimli GMIP sistemi (a) Isıtma modunda çalışan su soğutmalı GMIP sisteminin dış ünitesinin şematik gösterimi; (b) Su çevrimli ısı pompasının şematik gösterimi (Lian et al., 2005).

Lazzarin and Noro (2006), tarafından gerçekleştirilmiş olan çalışma GMIP sistemlerinin iklimlendirme alanındaki uygulaması ve uygulamanın ekonomik analizi açısından önemlidir. Bu çalışmada İtalya'daki Padova Üniversitesi'ne bağlı Yönetim ve Mühendislik bölümü binasında iklimlendirme amacıyla kurulmuş GMIP sistemi Şekil 2.3'de görülmektedir. Sistem enerji verimi ve

maliyetler açısından incelenmiştir. Sistemin 3 yıllık gaz tüketim bilgilerine dayanarak ısıtma ve soğutma dönemlerinde ayrı ayrı maliyetler çıkarılmış ve var olan sistemin devre dışı bırakılarak merkezi sisteme bağlanması durumunda oluşabilecek enerji masrafları belirlenerek iki sistem kıyaslanmıştır. Ortaya konulan sonuçlar, kullanımdaki GMIP'lı tesisin, önerilen tesisten yaklaşık % 40 daha ekonomik olduğunu ortaya koymaktadır.



Şekil 2.3. “S.Nicola”daki HVAC tesisine entegre edilmiş olan GMIP’nın şematik gösterimi (Lazzarin and Noro, 2006).

Xu and Yang (2009), gaz motoru ile tahrik edilen iklimlendirme sisteminin (GEHPAC) enerji verimliliğini araştırmışlardır. Gaz motorunun atık ısısının geri kazanımıyla enerji verimliliğin artırılması amaçlanmıştır. GEHPAC sisteminin kış ve yaz yazlarında gösterdiği performansı gözlemlemişlerdir. Sistem yarım yük altında rahatça çalışabilmektedir. Böylece tasarruf sağlamaktadır. Sonuçlar GEHPAC sisteminin elektrik motoru ile tahrik edilen ısı pompası sistemlerinden daha az enerji tükettiğini göstermiştir.

Sanaye and Chahartaghi (2010), GMIP sisteminin, IP ve gaz motoru (GM) kısımlarının termal modellemesini yapmışlardır. Deneysel olarak yapılan çalışmada, kompresör emme-basma basınçları, kompresör işi, gaz motoru yakıt tüketimi ve GMIP sisteminin verimliliği incelenen sistem parametreleridir. Kompresör ve gaz motoru için enerji denklemleri verilmiştir. GMIP sisteminde ısıtma kapasitesi 8,95-26,66 kW arasında değişirken, sistem COP değerleri 1-1,2 arasında bulunmuştur.

3. GENEL BİLGİLER

Bu bölümde, öncelikle ısı pompalarının çalışma prensibi açıklanıp, sınıflandırılması yapılmış, ardından başta iklimlendirme ve sıcak su eldesi olmak üzere, enerji tüketiminin yoğun olduğu alanlarda uygulamaları denen GMIP sistemleri ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Ayrıca ekserji analizi ve öneminden bahsedilmiştir.

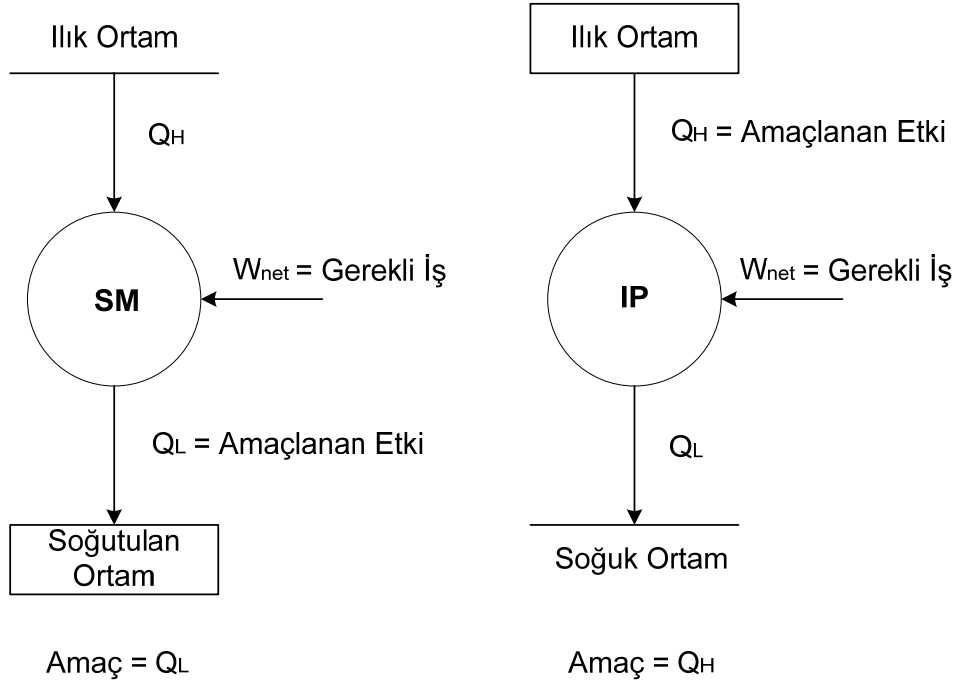
3.1. Isı Pompaları

IP sistemleri, düşük sıcaklık ortamından yüksek sıcaklık ortamına ısının transferini sağlayarak ısı üreten cihazlardır. IP sistemleri, genellikle buhar-sıkıştırma (vapor-compression) veya emme-sıkıştırma (absorption-compression) döngülerini kullanır. Buhar-sıkıştırma döngüsünü kullanan ilk cihaz 1834 yılında üretilmiş ve 1850 yılında ticari olarak piyasaya sürülmüş olmasına karşın, kurulum masraflarının yüksekliğinden dolayı yaygınlaşamamıştır. Ancak IP sistemlerinin geliştirilmesine dönük yapılan çalışmalar sonucunda, işletim masrafları zaten düşük olan IP'larının kurulum masrafları da makul seviyelere inmiş ve 1980'lerle birlikte yaygınlaşmaya başlamıştır (Cengel and Boles, 2006; Calm, 1997).

3.1.1. Temel prensibi

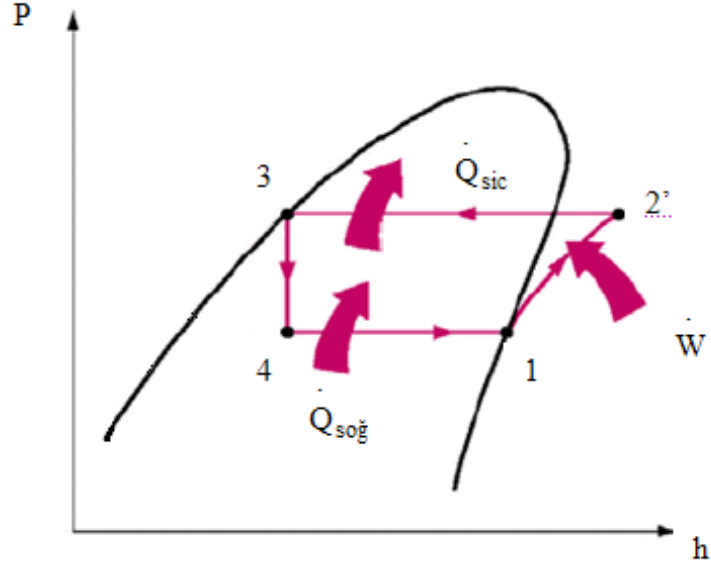
Isı pompalarının temel prensibi olarak termodinamiğin ikinci kanunu kullanılır. Isı pompası, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından toplanan ısıyı yüksek sıcaklığa transfer edebilmek için yardımcı bir enerji kaynağına ihtiyaç duyar. Bu durumda ısı pompalarının çalışması, zorlanmış bir ısı transferi şeklinde yorumlanabilir. Isı pompası çevrimi gösterimi Şekil 3.1'de görülmektedir.

Günümüzde soğutma makineleri herkesçe bilinmektedir. Soğutma makineleri ile ısı pompaları arasında temel prensip açısından fark yoktur. Fark amaçtır. Soğutma makinelerinde amaç “soğutmak”, ısı pompalarındaki amaç ise “ısıtmaktır”.



Şekil 3.1. Soğutma Makinası (SM) ile Isı Pompası (IP) amaç karşılaştırılması

Isı pompası uygulamalarında en sık kullanılan (buhar-sıkıştırırmalı) ısı çevrimi, Şekil 3.2’de gösterilmiştir. İdeal olarak, kompresör, düşük basınçlı emme çizgisinden yüksek basınçlı boşaltma çizgisine, çalışma akışkanını izantropik olarak sıkıştırır (Proses 1-2). Mekanik iş, çalışma akışkanına aktarılır, bu yüzden entalpisi artar. Genleşme valfi vasıtasıyla genişlemeden (Proses 3-4) önce aşırı ısınmış buhar, kondenserde ısıyı çeker ve doymuş veya aşırı soğutulmuş sıvı haline dönüşür (Proses 2-3). Düşük basınçlı akışkan, buharlaştırıcıda buharlaşır (Proses 4-1).



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının basınç-entalpi diyagramı.

3.1.2. Sınıflandırılması

Isı pompaları farklı özellikleri temel alınarak, (Hepbaşlı vd.,2007)

- i. Kullandığı ısı çevrimine göre,
- ii. Kullandığı ısı kaynağına göre,
- iii. Gerekli mekanik enerjinin sağlandığı enerji kaynağına göre sınıflandırılır.

3.1.2.1. Kullandığı ısı çevrimine göre

Isı pompaları kullandığı ısı çevrimine göre sınıflandırılırsa:

- i. Buhar-sıkıştırırmalı ısı pompası
- ii. Absorpsiyon-sıkıştırırmalı ısı pompası
- iii. Stirling ısı pompası
- iv. Adsorpsiyonlu ısı pompası
- v. Resorpsiyonlu ısı pompası

gibi tiplerden bahsedilebilir. Ancak genellikle “buhar-sıkıştırırmalı ısı pompaları” kullanımdadır ve aksi belirtilmediği sürece IP denildiğinde bu tip anlaşılmaktadır.

Dolayısıyla IP'larında esas dikkate alınacak sınıflandırma diğer sınıflandırmalardır (Hepbaşlı vd.,2007).

3.1.2.2. Kullandığı ısı kaynağına göre

Isı pompaları kullandığı ısı kaynağına göre ise temel olarak:

- i. Hava kaynaklı IP
- ii. Su kaynaklı IP
- iii. Toprak kaynaklı IP
- iv. Jeotermal IP
- v. Güneş enerjili IP
- vi. Kimyasal IP şeklinde sınıflandırılabilir (Hepbaşlı vd., 2007).

3.1.2.3. Mekanik enerjinin sağlandığı enerji kaynağına göre

IP'nın çalışma prensibi gereği, ısı çevriminin başlayabilmesi için bir enerji girdisine ihtiyaç vardır. Bu enerji girdisi mekanik enerji formunda olmalıdır. Dolayısıyla kompresörün tahrik edilmesi için bir motor aracılığıyla ilk enerji mekanik enerjiye dönüştürülür. Mekanik enerji ile kompresöre basınç uygulanır ve kompresördeki basınç artışı ile soğutucu akışkanın hareketi sağlanır (Hepbaşlı vd., 2007).

Kompresörün tahrik edilmesi için temel olarak 2 tip motor kullanılır ve bu motorun kullandığı enerji kaynağına göre IP'ları sınıflandırılır. Buna göre hibrit sistemler sayılmazsa 2 ana tip mevcuttur:

- i. Elektrik motorlu IP (EIP)
- ii. Gaz motoru tahrikli IP (GMIP)

3.2.Gaz Motoru Tahrikli Isı Pompaları

GMIP, içten yanmalı bir motorla tahrik edilen, açık kompresörlü ve genellikle tersinir buhar-sıkıştırma çevrimli IP'ndan oluşmaktadır. Gaz motorunun ısı verimi düşük olmasına karşın (% 30-45), egzoz gazındaki atık ısının ve motor

silindir ceketlerindeki atık ısının geri kazanımı ile toplam atık ısının yaklaşık % 80'inden faydalanılabilmekte ve bu da GMIP'ları verimli cihazlar haline getirmektedir.

3.2.1. Çalışma Şekli

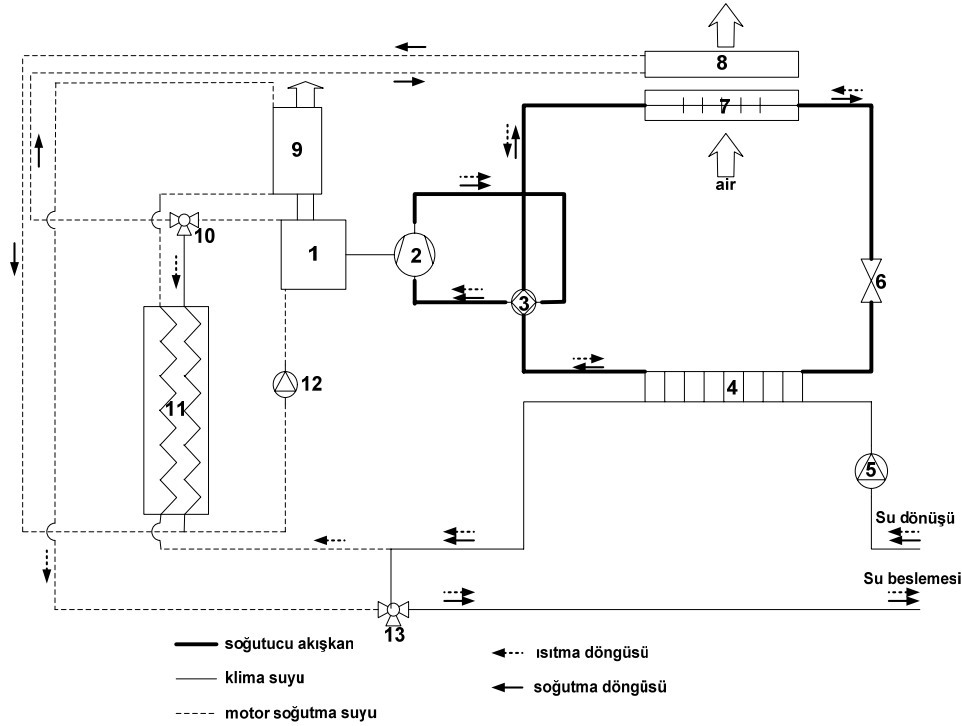
GMIP, elektrik motoru yerine gaz yakıtla çalışan içten yanmalı bir motor tarafından hareketlendirilen açık bir kompresör içeren, genellikle tersinir buhar-sıkıştırma döngülü çalışan bir IP'ndan oluşmaktadır.

Tüm sistem iki ana bölümde incelenebilir (Zhang et al., 2005) :

- i. IP: bir açık kompresör, bir kondenser (yoğuşturucu), bir genleşme valfi ve bir evaporatör (buharlaştırıcı) içerir.
- ii. Gaz motoru

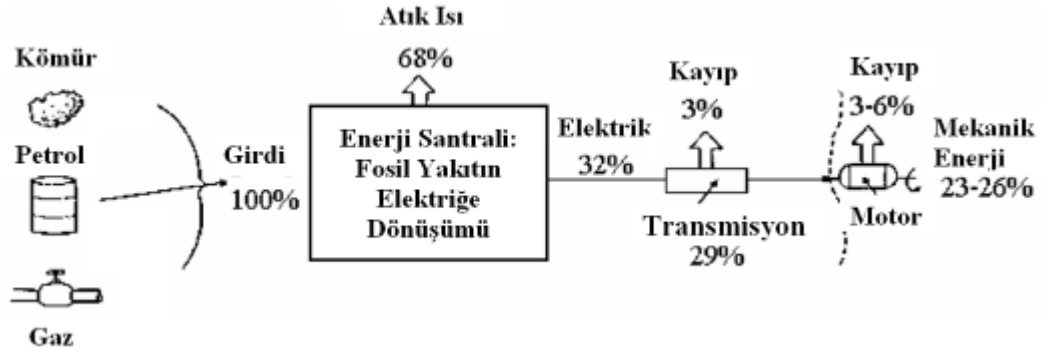
GMIP'nın IP bölümü klasik bir IP'ni içerir. GMIP'nın esas farklılığı kullandığı enerji kaynağıdır. Yaygın kullanılan IP'lerinde, elektrikle çalışan bir motor aracılığıyla elektrik enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülürken, GMIP'nda elektrik enerjisi yerine gaz yakıt kullanılır. Kullanılan gaz yakıt, klasik bir içten yanmalı motora pompalanır ve yakılır. Bu işlem sonucu yakıtın kimyasal bağlarının parçalanması ile ısı açığa çıkar, basıncın değişimi ile birlikte silindirler hareketlenir ve kompresöre mekanik enerji aktarılmış olur. Bu sırada yanmış sıcak gaz dışarı atılır, yeni yakıt motora pompalanır ve işlem tekrarlanır. Bu işlemde ısı verim yüksek değildir ve genellikle % 30-45 aralığında gezinir. Ancak GMIP'ni verimli kılan atık ısının yani mekanik enerjiye dönüştürülemeyen % 55-70'lik ısının geri kazanımıdır. Bu ısının bir kısmı motorun ortamla teması sırasında taşınımıyla kaybedilen ısı iken, diğer kısmı da egzoz gazı ile ortama bırakılan ısıdır. Motorun ısınması ile kaybedilen ısı, motor silindir ceketlerinden su/hava dolaştırılması ve ısının ısı değiştiriciler vasıtasıyla dolaştırılan suya/havaya geçirilmesi yoluyla kazanılır. Yine aynı yöntemle egzoz gazı ile birlikte atılan ısı da geri kazanılır. Bu şekilde toplam atık ısının yaklaşık % 80'i suya/havaya aktarılır ve ısınmış su/hava, ya direkt olarak ürün halinde kullanılır, ya da buharlaştırıcıya gönderilerek soğutucu akışkan çevriminde faydalanılır.

Elektrik genellikle termik santrallerde yakıtların yakılması ile üretilmektedir ve atık ısı doğaya bırakılmaktadır. Daha sonra elektrik tüketileceği yere taşınmakta ve orada IP'nın motoru aracılığıyla mekanik enerjiye dönüştürülerek kullanılmaktadır. Bu şekilde enerji iki kez dönüşüme uğramakta ve bu nedenle kayıplar fazla olmaktadır. Eğer yakıtın dönüşümü IP'na yakınlştırılırsa yani elektrik aracılığı olmaksızın sağlanırsa hem dönüşüm sayısının azalmasından ötürü, hem de dönüşüm sırasında açığa çıkan atık ısının kullanılabilmesinden ötürü enerji verimliliğinin artırılması mümkün hale gelebilecektir. GMIP bu düşünceyle uyumlu çalışan ve özellikle ısıtma işlemlerinde yüksek verim sağlayan sistemlerdir (Lian et al., 2005; Hepbasli et al., 2009).

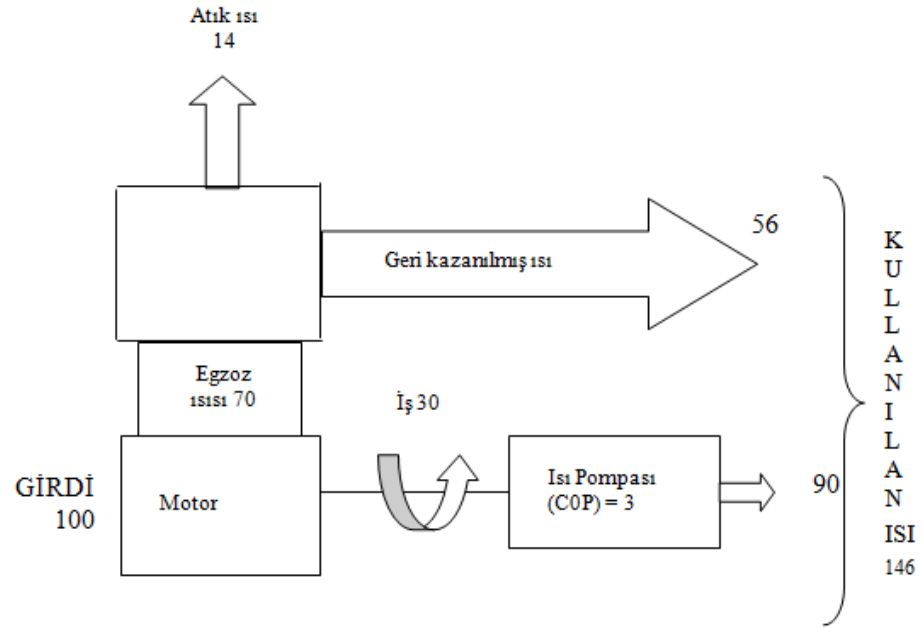


1. doğal gazla çalışan içten yanmalı motoru 2. açık kompresör 3. dört-yol valfi 4. plakalı ısı değıştirici 5. su besleme pompası 6. genleşme valfi 7. "finned-tube" ısı değıştirici 8. radyatör 9. gazdan suya ısı değıştirici 10. üç-yol valfi 11. sudan suya ısı değıştirici 12. soğutma suyu pompası 13. üç-yol valfi.

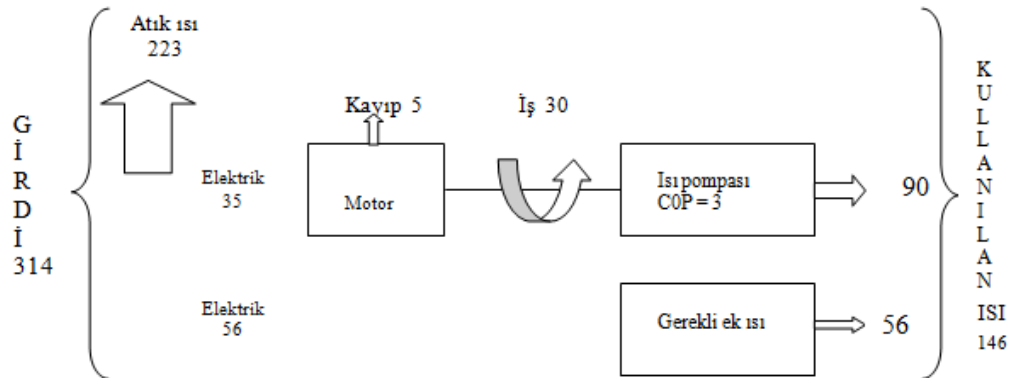
Şekil 3.3. GMIP'nın şematik gösterimi (Lian et al., 2005).



Şekil 3.4. Geleneksel ısı pompaları için yakıttan mekanik enerji elde edilme sürecindeki enerji dönüşümleri (Hepbaşlı vd.,2007).



a)Gaz motoru tahrikli ısı pompası (GMIP)



b) Geleneksel elektrikli ısı pompası (EIP)

Şekil 3.5. Geleneksel EIP ile GMIP’nda gerçekleşen ısı dönüşüm işlemlerinin karşılaştırılması (Lian et al., 2005).

Bu şekilde gaz motorunun ısı verimi ciddi şekilde arttırılır ve yakıtın direk kullanılmasından dolayı da sistemin verimi elektrikli sistemlere göre yüksek olur. Çünkü elektrikli sistemlere elektrik ulaşana kadar ciddi kayıplar meydana gelir ve sistem dışında olduğu için bunlara müdahale şansı yoktur. Başka bir deyişle gaz yakıt termik santrallerde yakılarak elektriğe dönüşür. Bu dönüşüm sırasında enerji kayıpları yaşanır ve ek olarak egzoz gazının doğaya bırakılmasından ötürü de ciddi ısı kaybı yaşanır. Bu işlem dizisi sırasında enerji iki kez dönüşüme uğratıldığından (yakıttan elektrik, elektrikten mekanik enerji) verim düşer, ve dönüşümlerden birisi sistemden tamamen ayrı bir noktada yaşandığından geri kazanım sağlanamaz.

GMIP'ları, geleneksel klima cihazlarından daha cazip iklim kontrolü sağlarlar. En önemli avantajları:

- a) *Değişken hız işletmesi:* Tipik olarak, GMIP minimum hızda çalışmakta olup, gerekli yüke uymak için minimum ve maksimum hız arasında ayarlanabilir. Minimum ve maksimum hızlara, farklı motor ve kompresör performansı ile karar verilir. Sonuç olarak, böyle bir sistemin kısmi yük verimi yüksektir. Mevsimsel işletme gideri ve çevrim kayıpları, aç-kapa çalışan kontrol sistemleri olan tek hızlı sistemlerinkinden daha düşük olacaktır.
- b) *Motorun ısı geri kazanımı:* Motorun ısı verimi, çok yüksek değildir (Gazlı motorlar için şimdilerde yaklaşık % 30-45). Yakıtın yanma ısısı, egzoz gazları, soğutma suyu ve motor bloğuyla atılır. Bununla beraber, sistemin verimi, ısıtma modunda soğutma suyu ve egzoz gazlarından ısının geri kazanılmasıyla artırılabilir.
- c) *Doğal gaz yakıtı:* GMIP aynı zamanda, elektrikli ısı pompasından enerji kullanımı bakımından fark eder, esas itibariyle elektriğin yerine doğal gaz veya propan kullanılır. Bu yüzden, GMIP, elektrik giderlerinin yüksek ve doğal gazın mevcut olduğu yerlerde tercih edilirler.

GMIP'ları, enerji tüketiminde önemli bir azalma sağlar. Buna karşın bu sistemler günümüzde halen yaygınlaşmamış, özellikle sanayide kendine henüz yer bulamamıştır. Bunun ilk sebebi kurulum masraflarının yüksekliği, ikincisi ise

özellikle sanayi uygulamalarının ve denemelerinin azlığı dolayısıyla yatırımcıların bu sistemleri uygulamaya çekinmeleridir.

Enerji ve çevre sorunlarının dünyada ele alınan en önemli konular olduğu düşünülürse, GMIP'lerinin, enerji verimliliği ve düşük işletim masrafları göz önüne alındığında, ekonomik bir seçenek olduğu halde halen yaygınlaşmamış olması düşündürücüdür. Kurulum masraflarının yüksekliği genellikle işletim masraflarının düşüklüğü ile karşılanabilir durumdadır, ancak asıl problem yatırımcıların yüksek kurulum maliyetli bir sisteme yatırım yapmaya çekinmesi, yapılmış örnekler görmek istemesi ve ikna olmaya ihtiyaç duymasıdır. Bu noktada araştırmacılara düşen görev ise GMIP uygulamalarını çeşitlendirmek ve enerjinin yoğun tüketildiği başka alanlara da taşımaktır.

3.2.2. GMIP Sistemlerinin Tarihsel Gelişimi

Enerji verimliliğinin önemi kavrandıkça ve çevre kirliliğinin sonuçları ciddiyetini göstermeye başladıkça bu konuları merkeze alan araştırma ve çalışmalar artmıştır. Bu kapsamda yapılan araştırmalarla beraber GMIP da geliştirilmeye başlamıştır. GMIP sistemleriyle ilgili ilk çalışmalar 1970'lerin sonlarında gerçekleştirilmiştir. İlk GMIP sistemi 1 Nisan 1977'de Dortmund Wellnhofen açık yüzme havuzunda kullanılmaya başlanmıştır ve bu sistemin performansı test edilmiştir (Bussmann, 1978).Bunu takip eden süreçte GMIP sistemlerinin kentlerdeki merkezi ısıtma sistemlerinde kullanımı önerilmiş, bu başlıkta çalışmalar yapılmış ve GMIP sistemlerinin ısıtma sistemi olarak uygulanabilirliği ve kısıtları ortaya çıkarılmaya çalışılmıştır (Flurschetz, 1978). 1980'li yıllarla beraber GMIP sistemlerinin ev ısıtması ve sıcak su tedariki amaçlı alan testleri yapılmaya başlanmıştır (Hepbasli et al., 2009). 1981 yılında Japon hükümeti GMIP sistemleri ile ilgili araştırmaları destekleme kararı almıştır. 1984 yılında da Avrupa Komisyonu'nun Enerji Araştırma-Geliştirme Programı çerçevesinde GMIP sistemlerinin araştırılması desteklenmeye başlanmıştır (Eustace, 1984).

Bu örneklerle birlikte GMIP sistemleri devlet destekli programlarla da araştırılmaya başlanmıştır. Bu süreçte elde edilen olumlu sonuçlar özellikle gaz tedarikçisi yatırımcıların ilgisini çekmiş ve özellikle Japonya'daki doğal gaz

sağlayan şirketler GMIP sistemlerine dönük araştırmaları özel olarak desteklemiştir.

GMIP sistemlerinin araştırılması ve geliştirilmesine dair bu olumlu adımlar, konuyu en ciddi şekilde araştıran Japonya’da somut sonuçlarını vermiş ve ilk ticari GMIP sistemi iklimlendirme amaçlı olarak Japonya’da üretilmiştir. “Gas-multi” ismi verilen bu ürün Nisan 1985’te Japonya’da piyasaya sürülmüştür (Ogura et al., 1987).

Bu tarihten itibaren dünyanın dört bir yanında GMIP sistemlerine dönük araştırmalar yapılmaya başlanmıştır. GMIP sistemlerinin performansını ve ekonomik etkilerini alan testleriyle belirlemeye dönük çalışmalar, sistem dizaynını ve parçalarının geliştirilmesini hedefleyen çalışmalar, sistem modelleme çalışmaları, endüstriyel alana uygulama çalışmaları, kontrol sistem ve stratejileri geliştirmeye dönük çalışmalar ve GMIP sistemlerinin çevreye etkisini inceleyen çalışmalar yapılmış başlıca çalışmalardır.

Bugüne gelindiğinde ise Japonya başta olmak üzere pek çok ülkede GMIP sistemleri yaygınlaşmaktadır. Günümüz itibariyle Japonya’daki iklimlendirme piyasasının % 5’lik kısmını, yıllık 40000 adedi aşan satışıyla GMIP sistemleri oluşturmaktadır. Sadece Japonya’daki üç büyük gaz şirketinin gaz dağıtımını sağladığı alanlardaki GMIP sistemlerinin sayısı 240000’e ulaşmış durumdadır ve bu sistemlerin yıllık gaz ihtiyacı 650 milyon m³ seviyesine ulaşarak, Japonya’daki gaz piyasasının % 10’unu oluşturur hale gelmiştir. Avrupa’da ve ABD’de de hızla yaygınlaşan bu sistemlerle ilgili günümüzdeki ihtiyaç, bu sistemlerin endüstriyel uygulamalarının da geliştirilmesi yönüne kaymaktadır.

3.3.Ekserji Analizi

Ekserji analizlerinin temel amacı ısı ve kimyasal sistemlerde eksiklerin önemini nicel tahmin etmek ve nedenlerini araştırmaktır. Ekserji analizleri, farklı termodinamik faktörlerin öneminin karşılaştırılması, proses etkileri üzerine termodinamik şartların etkilerinin iyi anlaşılması ve değerlendirilen prosesin geliştirilmesinin en etkili yollarının tanımlanması için yol gösterir. Ekserjiyi doğru anlamak ve verimle sağlanabilecek bilgiler çevresel etki ve sürdürülebilir enerji

sistemleri alanında çalışan araştırmacı ve mühendisler için gereklidir (Dincer, 2002).

Ekserji analizi; ekserji yıkımlarının ve kayıplarının yerini, tipini ve miktarını doğru bir şekilde belirleyebildiği için sistemlerin tasarlanmasında ve geliştirilmesinde önemli rol oynar. Ekserji verimi ise, bir sistemin veya ele alınan prosesin ideal şartlara ne kadar yaklaştığının bir göstergesidir. Ayrıca bu yöntem ile ele alınan sistem veya prosesteki termodinamik verimsizliklerin düşölerek daha verimli sistem tasarımının nasıl yapılabilceğini ve mevcut şartların doğru bir şekilde tanımlanmasını sağlar.

3.3.1. Dünya’da ve Türkiye’de “Enerji”

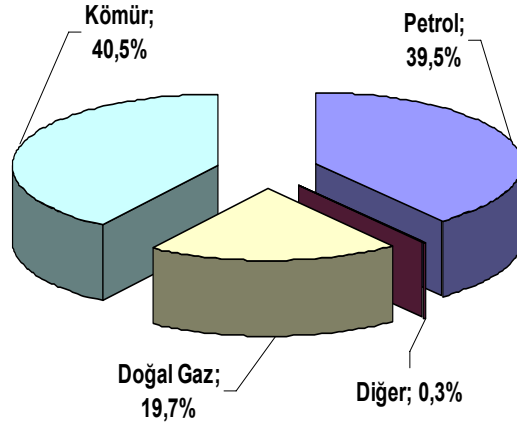
Son yıllarda, araştırmacıların ve politikacıların önem verdiği konuların başında enerji gelmektedir. Genel enerji dengesi içinde dünyada ve ülkemizde kullanılan birincil enerji kaynaklarında kömür, petrol ve doğal gaz gibi fosil yakıtlar ağırlıklarını korumaktadırlar. Tüketilen birincil enerjinin dağılımına bakıldığında bu durum Çizelge 3.1’de çok açık şekilde görölmektedir.

Çizelge 3.1. Dünya ve Türkiye’de birincil enerji tüketim payları (TMMOB, 2008).

BİRİNCİL ENERJİ KAYNAĞI TÜKETİMİ							
Yıl	Ülke	Pay (%)					
		Kömür	Petrol	Doğal Gaz	Hidrolik	Nükleer	Diğer
1976	Türkiye	20,9	53,0	0,1	2,4		23,6
	Dünya	27,5	46,8	18,7	5,4	1,6	
1990	Türkiye	30,6	45,1	5,9	3,8		14,6
	Dünya	27,5	38,7	22,1	6,1	5,6	
2006	Türkiye	26,6	32,6	28,5	5,0		7,3
	Dünya	28,4	35,8	23,7	6,3	5,8	

Dünyamızda yaşanmakta olan ve insanlığın geleceğini tehdit eden bir diğer problem ise, enerji politikalarıyla birebir bağlantılı olan, enerjinin üretimi-dönüşümü-tüketimi kaynaklı çevresel sorunlardır. Ozon tabakasının delinmesi, asit yağmurları, fotokimyasal bulut oluşumu gibi hava kirliliğinden kaynaklanan

temel sorunlar ve aynı zamanda dünya gündemini son yıllarda ciddi şekilde meşgul eden küresel ısınma sorunlarının tamamının temelinde aynı neden yatmaktadır; fosil yakıtların yanması sonucu oluşan kirletici gazlar ve uçucu kül emisyonu. Dünyadaki enerji kaynaklı CO₂ emisyonu oluşum verileri ile ilgili bu durum Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Dünya'daki enerji temelli CO₂ emisyonunun oluşum kaynakları (IEA, 2007).

Türkiye'de araştırmacılara düşen önemli görevlerden birisi enerji sorununa dair yerel çözümler üretmektir. Özetle, ülkemizde fosil yakıt tüketimi oldukça fazladır ve hem bu yakıtların yakın gelecekte tükenecek olması hem de çevreye verdikleri zarardan ötürü yeni alternatiflere yönelmek gerekmektedir. Aynı zamanda yerli enerji kaynaklarının değerlendirilmesine çalışılmalı ve özellikle ülkemizde çok ciddi bir sorun olan enerji verimliliğini arttırmaya dönük çalışmalar yapılmalıdır.

Bu sorunlara dair köklü çözüm, alternatif yani yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımıdır. Rüzgar, güneş, hidrolik ve jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynakları açısından oldukça zengin olan ülkemizde bu kaynakların kullanımı yüksek kurulum masrafları nedeni ile oldukça azdır (Hepbaşlı vd., 2007). Dünyada araştırmaların odaklandığı bir diğer eksen ise, var olan sistemlerin verimliliğinin yükseltilmesi ve bu yolla enerji tüketiminin düşürülmesidir. Bu şekilde hem enerji kaynaklarının tükenmesi gecikmekte, hem de çevreye verdikleri zarar azaltılmaktadır. Bu çalışmalar ile enerji masrafları azaltılabildiği gibi, geliştirilen sistemlerin kurulum masrafları da düşük olduğundan uygulanabilirliği yüksektir. Tüm bu özellikleri ile sistem

verimliliklerinin artırılmasına dönük çalışmalar sadece araştırmacıların değil aynı zamanda yatırımcıların da yoğun ilgisini çekmektedir (Hepbaşlı vd., 2008). Bu çerçevede yapılan çalışmalarda en etkin araçlardan birisi olarak son yıllarda ekserji analizi öne çıkmıştır. Var olan işlemlerin, ekipmanların ve sistemlerin verimsizliklerinin belirlenmesinde ve düzeltilme olanaklarının ortaya çıkarılmasında önemli avantajlar sağlayan ekserji analizi, aynı zamanda tasarım ve optimizasyonda da başarılı şekilde kullanılabilmektedir (Dincer and Sahin, 2004).

3.3.2. Ekserji Analizi ve Önemi

Termodinamiğin birinci yasası “Enerjinin korunumu”nu ifade ederken, ikinci yasası enerjinin niteliği ile ilgilidir. Enerjinin etkin kullanımı konusunda bilimsel anlamda yapılan çalışmalar, ikinci kanunun sistemlere uygulanabilirliği üzerine yoğunlaşmıştır.

Özellikle 1970’li yıllarda ardı ardına gelen enerji krizleri, enerjinin daha bilinçli kullanımına dönük çalışmaları arttırmıştır. Birinci ve ikinci kanun analizleri sistemlerin verimliliğinin tespit edilmesi konusunda başvuru kaynağı olmuştur.

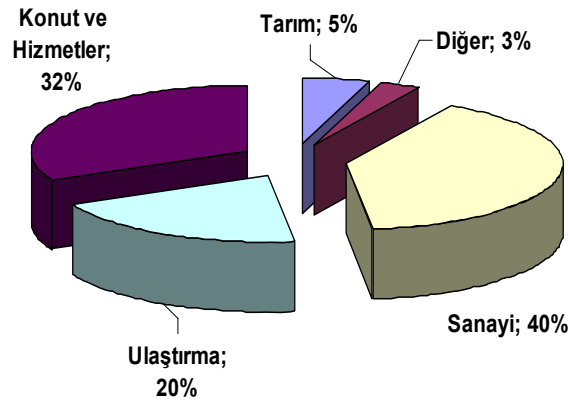
Termodinamik bakışı açısından ekserji; bir referans çevreyle denge haline gelirken, bir sistem, madde veya enerji akışıyla üretilebilecek maksimum miktardaki ıştır. Yani ekserji, referans çevreye göre tamamen kararlı dengede olmamanın sonucu olarak, değişime neden olan akış ya da sistemin potansiyelinin ölçüsüdür. Prosesle ilgili tersinmezlikler nedeniyle ortaya çıkan entropiye orantılı olarak ekserji tüketilir (Hepbaşlı and Ozalp, 2003). Bu özellikleriyle termodinamiğin 2. yasasını da kullanarak yapılan ekserji analizleri, enerji analizlerinden çok daha somut ve pratiğe uygulanabilir sonuçlar vermektedir Dincer’e (2002) göre ekserji analizinin önemi şu şekilde özetlenebilir:

- Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin belirlenmesinde ana bir araçtır.
- Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizinde termodinamiğin ikinci yasası ile birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.

- Daha fazla verimli kaynak kullanma amacını destekleyen bir tekniktir. Ekserji analiziyle, atık ve kayıpların yerlerini, tiplerini ve gerçek büyüklüklerini ortaya çıkarmak mümkündür.
- Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlamanın olanak ve olasılıklarını göstermede etkindir.
- Sürdürülebilir gelişmenin sağlanmasında kritik önem taşımaktadır.
- Enerji politikalarının oluşturulmasında faydalanılması gereken bir araçtır.

Bu özellikleriyle çok farklı alanlarda başarı ile kullanılan ekserji analizinin gıda işlemlerindeki uygulamaları sınırlı kalmıştır. Ülkemizdeki toplam enerji tüketiminin sektörel dağılımına baktığımızda hem sanayi diliminden, hem de tarım diliminden pay alan gıda sektöründe, yoğun enerji tüketilen pek çok işlem bulunmaktadır (Türkyılmaz, 2007). Hem enerji tüketiminin, hem de verimsizliklerin yoğun olduğu bir sektör olarak gıda sektöründe ekserji analizi özel olarak önemlidir.

Enerji tüketim yoğunluğu açısından, enerjinin en yoğun tüketildiği işlemler, başta evsel tüketim olmak üzere su ve hava ısıtması/soğutması ile iklimlendirmedir. Şekil 3.7’de görülen endüstriyel uygulamalara baktığımızda ise özellikle iklimlendirmeye benzer bir işlem olan kurutma, enerjinin yoğun tüketildiği temel bir işlem olarak karşımıza çıkmaktadır.



Şekil 3.7. Nihai enerji tüketiminin sektörel dağılımı (Türkyılmaz, 2007).

Çoğu sanayileşmiş ülkede, kurutmada kullanılan enerjinin payı, ülkenin sanayide tükettiği enerjinin % 7-15'i arasında olup, çoğunlukla ısı verimi % 25 ile % 50 arasında değişmektedir. Tahminlere göre, tarımsal ürünlerdeki toplam enerji ihtiyacının % 60'ından fazlası kurutma işlemlerinde kullanılmaktadır (Hepbaşlı vd., 2007). Bundan dolayı özellikle kurutma işlemlerinde ekserji analizi uygulamaları ile sıklıkla karşılaşılmaktadır.

4. DENEYSEL DÜZENEK VE ÖLÇÜMLER

Gaz Motoru Tahrikli Isı Pompalı Bantlı Kurutucu Sistemi, TÜBİTAK (106M482) projesi kapsamında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik laboratuvarında kurulmuştur. Proje tamamlanmış olup EIP kısmı ile çalışmalar yapılmıştır. Tez kapsamında GMIP sistemi kullanılarak ürün kurutma işleminin ve sistem bileşenlerinin enerji ve ekserji analizleri ele alınmıştır.

4.1. Sistem Tanıtımı

Bu çalışma kapsamında, kekik (*T.vulgaris*), ebegümece (*M.sylvestris*) ve rezene (*F.vulgare*) tıbbi aromatic bitkileri GMIP kurutucu sisteminde ince tabaka prensibine göre kurutulmuş ve kuruma kinetiği incelenmiştir. Ülkemizde giderek artan kurutma proseslerine ihtiyaç göz önüne alınarak, kurutma işlemlerinin yoğun enerji kullanımı ve ısı pompalarının enerji tasarrufu özellikleri birleştirilerek kurutma işlemlerinde enerji tasarrufu sağlanması amaçlanmaktadır.

Sistem temel olarak iki ana bölümden oluşmaktadır: (a) GMIP, (b) kurutma kanalları ve kabininden oluşan kurutma çemberi (DC). GMIP sisteminin şematik olarak gösterimi Şekil 4.1 ve 4.4’de, teknik özellikleri ise, Çizelge 4.1’de gösterilmiştir.

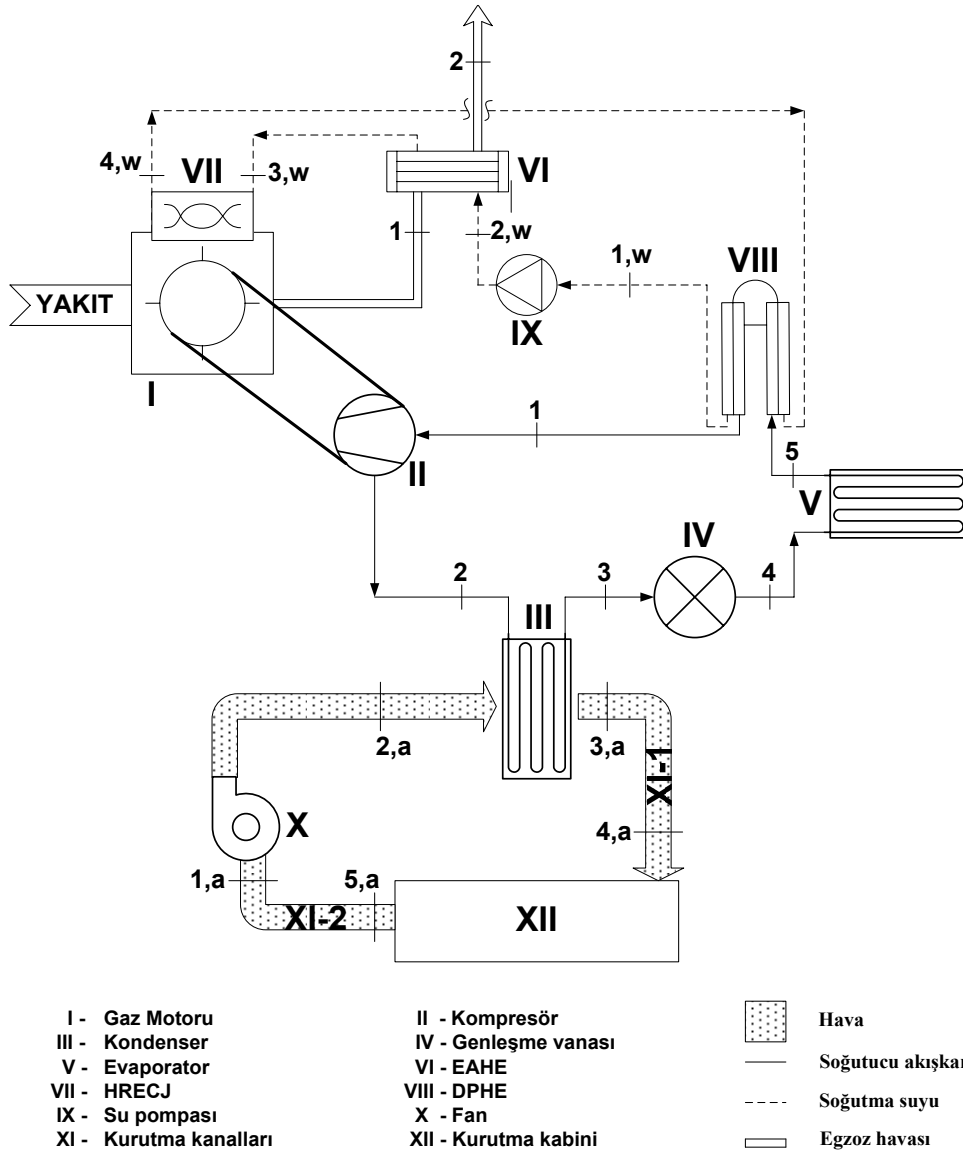
(a) GMIP: İçten yanmalı bir gaz motoru (GM), 2 adet scroll tip kompresör, kondenser, evaporatör, genişleme vanası, egzoz gazı ısı değiştiricisi (EAHE), çift borulu ısı değiştirici (DPHE) ve su pompasından oluşmaktadır. Sistem çevriminde, IP kısmında soğutucu akışkan R407-C, GM kısmında ise DPHE, EAHE ve motor silindir ceketlerinden ısı geri kazanımlarını (HRECJ) sağlamak amacıyla motor soğutma suyu kullanılmaktadır. Motor da yakıt olarak LPG kullanılmıştır. Yanma sonucu açığa çıkan ısıdan motor silindir ceketlerinden dolaştırılan soğutma suyu ile yararlanır. Aynı şekilde egzoz gazının atık ısısı EAHE ile soğutma suyuna geçer. DPHE içerisinde soğutucu akışkan ve soğutma suyu arasında ısı transferi gerçekleşir. Bu sayede soğutucu akışkanın daha hızlı bir

şekilde buharlaşması sağlanmış olur ve verimlilik artar. GM'nun şematik olarak gösterimi Şekil 4.3 ve 4.4'de verilmiştir.

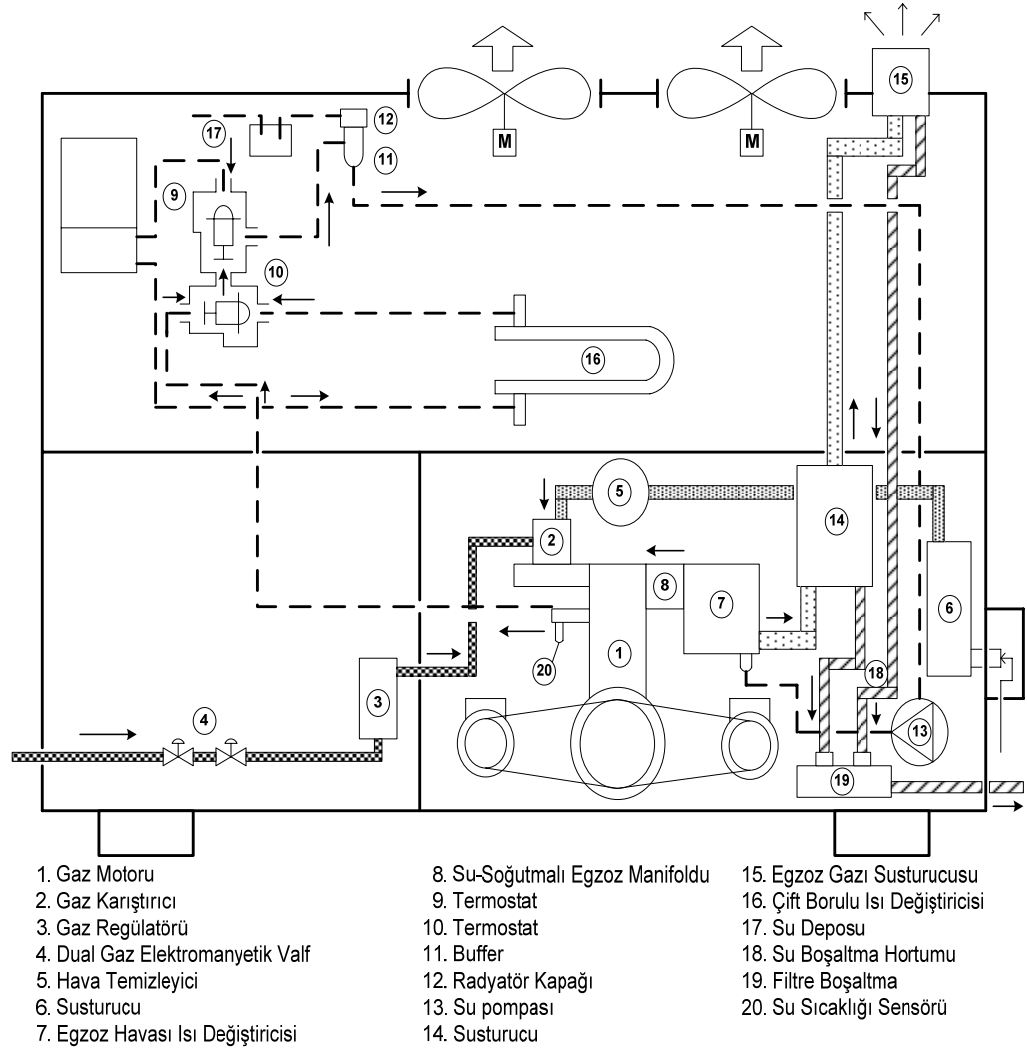
(b) Kurutma çemberi: Kurutma çemberi, kurutma kabini ve kurutma kanallarından meydana gelmektedir. Kurutma kabini 3m x 1m x 1m ebatlarındadır ve ürün kabin içerisinde bir bant motoru tarafından hareketlendirilen teflon malzemeden imal edilmiş konveyör bir bant sistemiyle taşınır. Kabin içerisindeki havanın etkin şekilde dolaşımının sağlanması için kabin içerisindeki çeşitli noktalara hava kanatları yerleştirilmiştir.

GMIP kurutucu sisteminde dolaşan, soğutma suyu, yakıt, giriş havası ve egzoz gazlarının izledikleri yol Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Buna göre soğutma suyu sıcaklığı düşük olduğunda çevrim boyunca EAHE, motor ve su pompasına girerek ısınır. Sıcaklığı artmaya başladığında ise DPHE'ne girerek soğutucu akışkanın buharlaşmasına yardımcı olur. Sıcaklığı yüksek olduğunda, radyatöre girerek sıcaklığını uygun seviyeye getirir ve tekrar su pompasına döner. Böylece çevrim devam eder.

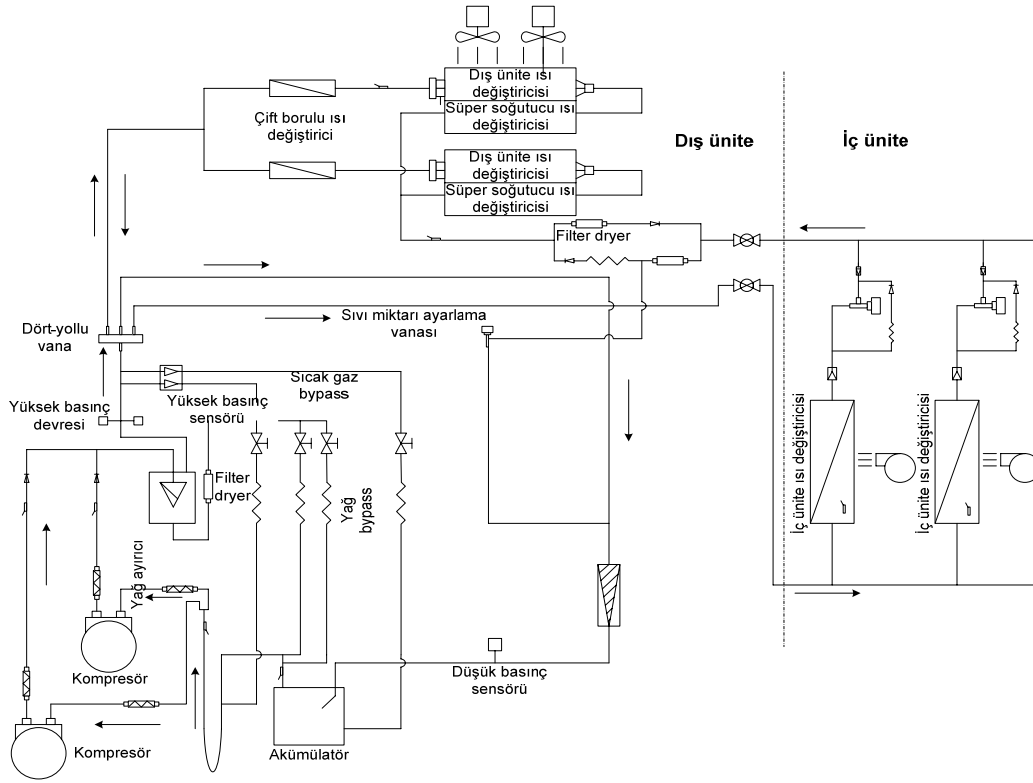
Şekil 4.2'de görüldüğü üzere, giriş havası susturucu ve hava temizleyicisinden geçtikten sonra yakıtla karışır ve böylece motor silindirlerine girerler. Yararlı ısısının EAHE'ne bırakan egzoz gazı daha sonra bacadan atmosfere salınır. Egzoz gazının ısını salması ile oluşan yoğuşma sonucunda meydana gelen su drenaj ile dışarıya verilir. GMIP'nın ısıtma modunda izlemiş olduğu akış, Şekil 4.3'de görülmektedir.



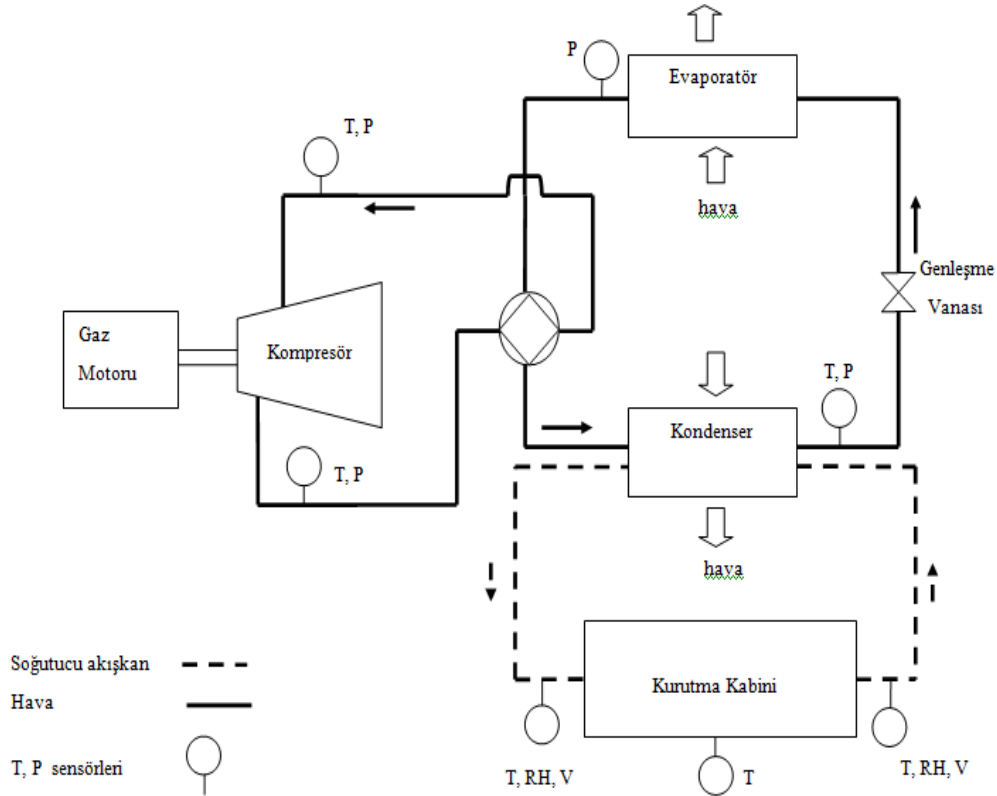
Şekil 4.1. GMIP kurutucu sisteminde kurutma işleminin ve ölçümlerinin akış diyagramında gösterimi.



Şekil 4.2. GMIP sisteminde bulunan GM ünitesinin şematik gösterimi.



Şekil 4.3. GMIP'nın ısıtma modundaki akış şeması.



Şekil 4.4. Tüm sistemin şematik gösterimi.



(a) GM ünitesi



(b) Tüm kurutma sistemi

Şekil 4.5. GMIP kurutucu sisteminin görünüşü



(a) GM ünitesi basınç,sıcaklık ölçümü



(b) Baca gazı analizi ölçümü



(c) Kurutma kabini ölçüm sistemi

Şekil 4.6. Tüm GMIP kurutucu sisteminin ölçüm sisteminin görünüşü.

Çizelge 4.1. GMIP teknik özellikleri.

Tip				P140 Store Multi		Kompresör			
Soğutma Oranı		14		Tip x Ünite sayısı		Scroll tip x 2			
Isıtma Oranı		kW	18		Çıkarma				
Çalışma Sesi		dB	Normal 52,Sessiz mod 50		Kapasitesi		cm³/devir	60.5x2	
Dış Yükseklik		1780		Devir Süresi		dev/dak	1940~3326		
Dış Genişlik		1280		Özgün Soğutucu Yağ		NL10			
Dış Derinlik		Mm	700		Soğutucu Yağ Hacmi		L		
Ağırlık		Kg	450		Güç Transfer				
Dış Renk (DIC)		3,6 GY	8,0 / 0,9		Metodu		Poly V-kayışx2		
				Isıtıcı		-			
				Soğutucu Akışkan					
Elektriksel Karakteristiği				Tip					R407C
Güç Kaynağı		V	Tek faz 200		Miktarı		kg	10	
		Soğutma	3,2 / 3,4		Soğutucu Akışkan		Elektronik genişleme vanası +		
Akım (A)		Isıtma	3,4 / 3,7		Kontrolü		kılcal tüp		
		Soğutma	0,61 / 0,67		Isı Değiştirici				
Güç Tüketimi (kW)		Isıtma	0,64 / 0,73		Dış Ünite Isı Değiştiricisi		Louver kanat		
		Soğutma	95 / 99				Multi-pipe ısı		
Güç Oranı (%)		Isıtma	94 / 99		İç Ünite Isı Değiştiricisi		değiştirici		
					Motor Radyatörü		Louver kanat		
		Soğutma	12,7		Fan				
Yakıt Tüketimi		Isıtma	12,7 13,8		Tip x Ünite Sayısı		Pervane fan x 2		
					Oransal Hava		150		
Motor Özellikleri					Miktarı		m³/min		
		Su soğutmalı dikey tip, 4-devir, 2-silindir OHV					Tek faz induction motor		
Tip					Motor		Çıkış oranı	W	90x2
Egzoz Hacmi		L	0,688		Boru ölçüleri				
					Soğutucu		Sıvı borusu	Ø 9,52	
Oransal Çıkış		kW	3,75		Akışkan		Gaz borusu	mm	Ø 19,05
Devir Sayısı		min ⁻¹	1400-2400		Yakıt Gaz Borusu		R ½ Erkek Vida		
		Tip	Aisin GHP Oil L10000		Egzoz Borusu		mm	Ø 17 (dış çap)	
Kayganlaştırıcı Yağ		Kapasite	L	20					Arka alt
					Soğutucu Akışkan/Yakıt Gaz Borusu Birleşme Noktası				bölüm
							70 (eş uzunluk)		
Ateşleme Sistemi			AC/DC çevrim sistemi, DC starter		Kabul Edilebilir				
					Boru Uzunluğu		60 (asıl uzunluk)		
					Kabul Edilebilir		30(dışünite üstte)		
Titreşim İzolatörü			Titreşim önleyici kauçuk		İç-Dış Ünite		m		
Egzoz Manifoldu		Mm	Ø 107		Yükseklik Farkı		30(dışünite altta)		
Egzoz Manifoldu Pozisyonu		yukarı yönde		İç Üniteler Arası					
Motor Soğutucusu				Kabul Edilebilir					
Tip		Aisin Soğutucu S		Yükseklik Farkı		15			
Miktarı		L	11		Bağlanabilir İç		Adet	1 ~ 6	
Konsantrasyon		%	65		Üniteler		Kapasite	P22 - P140	
Donma Sıcaklığı		°C	-35				RT		15
Motor çıkışı		kW	0,09/0,13		Yasal Donma Kapasitesi				

4.2.Ölçüm Sistemi

GMIP kurutucu sisteminde üç farklı tıbbi ve aromatik bitki türü olan kekik (*T.vulgaris*), ebegümeçi (*M.sylvestris*) ve rezene (*F.vulgare*) bitkileri kurutulmuşlardır. Bitkiler üst üste gelmeyecek şekilde tepsilere ince tabaka halinde konulmuş ve daha sonrasında kurutucu bandın üzerine yerleştirilmiştir. Kurutma işlemleri 45 °C sıcaklıkta ve 1 m/s hava hızında, 120-240 dakika süre aralığında gerçekleştirilmiştir. Hava hızı ölçümleri hava hızı ölçüm probu (Testo 0635.9540, Almanya) ve teleskopu (Testo 0430.0941, Almanya) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık ile görelî nem ölçümleri, nem ve sıcaklık ölçüm probu (Testo 0636.2140, Almanya) kullanılarak yapılmış ve tüm bu ölçümler çok fonksiyonlu ölçüm cihazı (Testo 350-XL/454,Almanya) ile okunarak kaydedilmiştir. Kurumakta olan ürünün yüzey sıcaklığı infrared termometre ile (Testo 525-T2, Almanya), kurutucu ekipmanın yüzey sıcaklığı ise yüzey ısı ölçeri ile (METEX ME-32, Güney Kore) tespit edilmiştir. Ağırlık kayıpları analitik terazi (SartoriusGE7101, Almanya) ile izlenerek belirlenmiştir. IP'nın performansının belirlenmesi amacıyla soğutucu akışkanın dolaştığı borulara basınç ölçüm problemleri (Testo 0638.01941, Almanya) ile yüzey sıcaklığı ölçüm problemleri (Testo 0628.0019, Almanya) yerleştirilmiştir. Soğutucu akışkan kütledebisinin belirlenmesi amacıyla lazer takometre ile kompresör devri ölçülmüştür. Egzoz gazı ekserji analizi için egzoz gazı analizörü ile yanma sonucunda açığa çıkan gazların yüzde oranları ölçülmüştür. DPHE ve EAHE'sinden geri kazanımları belirlemek için soğutma suyu ve egzoz gazı giriş-çıkış borularına ile yüzey sıcaklığı ölçüm problemleri (Testo 0628.0019, Almanya) yerleştirilmiştir. Tüm ölçümler 15 dakika ara ile kaydedilmiştir.

4.3.Malzeme

Rezene (*Foeniculum vulgare*), ebegümeçi (*Malva sylvestris L.*) ve kekik (*Thymus vulgaris*) bitkileri İzmir'de yerel bir marketten satın alınmıştır. Bitkiler yapraklarına ayrıldıktan sonra suyla yıkanmışlar daha sonra filtre kağıdına alınarak yüzeylerindeki fazla su uzaklaştırılmıştır. Bitkiler alındıktan en fazla 24 saat içinde kurutulmuşlardır.

4.4.Hammaddeye ve Kuru Ürüne Uygulanan Analizler

4.4.1.Toplam Nem İçeriği

Rezene, ebegümeci ve kekik bitkilerinin nem içerikleri vakumlu etüvde (Nüve, Model EV 018, Türkiye) gravimetrik olarak belirlenmiştir. (AOAC, 1990). Bu amaçla küçük parçalara ayrılmış bitkiler 70 °C’de ve 100 mmHg basınçta sabit tartıma gelene kadar bekletilmişlerdir.

4.4.2.Ürün Kompozisyon Analizi

Rezene, ebegümeci ve kekik bitkilerinin kompozisyonunu belirlemek amacıyla, taze bitkiler toplam nem içeriğinin belirlenmesi dışında, protein tayini (AOAC, 1975), yağ tayini (IUPAC, 1987), ham lif içeriği tayini (Anon, 2003) ve kül tayini (AOAC, 1995) yapılmıştır.

4.5.Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalar her zaman incelenen sistemlerin gerçekçiliği açısından sayısal ve analitik çalışmalardan daha ön planda yer almıştır. Buna karşın deneysel çalışmalarda ölçülen değerlerin doğruluğu önemli bir sorundur. Deneysel çalışmalarda ölçülen değerlerde temel olarak iki tip hata ile karşılaşılabilir; (i) deney setinin ve ölçüm aletlerinin yapısından kaynaklanan hatalar, (ii) deneyi yapan kişiden kaynaklanan hatalar. Deneyi yapan kişinin yapacağı hatalar, deneyim, planlama ve ön denemelerle minimize edilebilecekken, deney seti ve ölçüm aletlerinden kaynaklanan yapısal hataların belirlenerek deneysel sonuçlara yansıtılması ve bu şekilde deneysel değerlerin gerçeğe uyumluluğunun artırılması gerekmektedir (Akpınar, 2005).

Özetle, deneysel belirsizlik ve hatalar, ekipman ve ölçüm aletlerinin seçiminden, çalışma durumundan, işlem koşullarından, kalibrasyonundan, ölçüm planlamasından, çevre koşullarından ve okumalardan dolayı ortaya çıkar (Midilli, 2001). Bu hata ve belirsizliklerin belirlenmesi için uygulanan analize “Belirsizlik Analizi” denir. Belirsizlik analizinin hem deneysel sonuçların yorumlanmasında, hem de sistem kurulumu öncesindeki tasarım çalışmalarında uygulanması gerekmektedir (Hepbaslı and Akdemir, 2004).

Bu çalışmada, kullanılan tüm ölçüm aletlerinin yapısından kaynaklanan belirsizliğe dair bilgiler, ölçüm aletlerinin üreticilerinden alınmış, diğer hata ve belirsizlikler ise kabul edilmiştir. Buna göre, sıcaklık ölçümü yapılan aletlerin duyarlılığı $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ ve okuma hatası $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$; ürün nem içeriğinin belirlenmesi sırasında kullanılan analitik terazinin duyarlılığı $\pm 0,003$ g ve okuma hatası $\pm 0,001$ g; kurutma havası hızını ölçmek için kullanılan probun duyarlılığı $\pm 0,2$ m/s ve okuma hatası $\pm 0,05$ m/s. Hava rutubeti ölçüm aletlerinin duyarlılığı $\pm \% 2$ RH ve okumahatası $\pm 0,1$ RH. Ayrıca soğutucu akışkanın dolaştığı borulara basınç problemleri ile yüzey sıcaklığı ölçüm problemleri yerleştirilerek ölçümler alınmıştır. Basınç ve sıcaklık duyarlılıkları sırası ile $\pm \% 1,0$ ve $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ 'dir. Tüm bu duyarlık ve hata değerleri ile Holman (2001) tarafından tanımlanmış yöntem kullanılarak belirsizlik analizi yapılmıştır:

$$U_F = \left[\left(\frac{\partial F}{\partial z_1} u_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial z_2} u_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial F}{\partial z_n} u_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.1)$$

4.6. Modelleme Çalışması

Ortalama nem içeriği $\% 72$ (yaş ağırlık bazında, w.b) olan kekik, son nem içeriği $\% 22$ (yaş ağırlık bazında, w.b) olana kadar, ortalama nem içeriği $\% 85$ olan ebegümece (yaş ağırlık bazında, w.b), son nem içeriği $\% 21$ (yaş ağırlık bazında, w.b) olana kadar, ortalama nem içeriği $\% 83$ olan rezene (yaş ağırlık bazında, w.b), son nem içeriği $\% 4$ olana kadar GMIP kurutucu sistemde 45°C sıcaklıkta ve $1,0$ m/s hava hızında kurutulmuş ve $15'$ er dakika aralıklarla ağırlık değişimleri kaydedilmiştir. Elde edilen deneysel değerlerle bitkilerin kuruma davranışları belirlenmiştir.

Biyolojik materyaller azalan hız periyodunda kuruduğunda, kuruma işleminin temel mekanizmasının sıvı ve/veya gaz difüzyonu olduğu kabul edilir ve bu mekanizma Fick'in difüzyon modeliyle açıklanır. Buna göre bu çalışmada kütle nem içeriğindeki değişim “nem oranı” kavramı ile (MR) açıklanmıştır. MR değerinin hesaplanmasında aşağıda verilen eşitlik kullanılmıştır (Diamante and Munro, 1993):

$$MR = \frac{M_t - M_e}{M_i - M_e} \quad (4.2)$$

Burada:

MR : Fraksiyonel nem oranı,

M_i : Başlangıç nem içeriği,

M_e : Denge nem içeriği,

M_t : t anındaki ürünün nem içeriğidir.

Nem içerikleri, kuru madde üzerinden hesaplanmıştır.

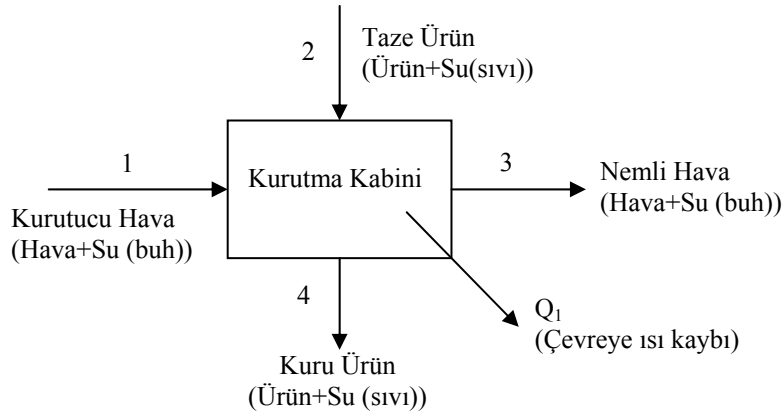
5. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji analizi kütle, enerji ve ekserji denklilikleri, ekserji yıkımını ve enerji ve ekserji verimliliklerini bulmak için kullanılmaktadır.

Genel olarak, kararlı akış proseslerinde dört denge eşitliği vardır. Bunlar; kütle, enerji, entropi ve ekserji eşitlikleridir. Bu çalışmada, kütle, enerji ve ekserji denge eşitlikleri kullanılarak, ekserji kaybı (tahribi, yok oluşu veya yıkımı), enerji ve ekserji verimleri verilmiştir (Kotas, 1995; Szargut et al., 1998; Cengel and Boles, 2006). Sistemin kütle, enerji ve ekserji denklilikleri GMIP, GM ve kurutma işlemi için üç kademedede incelenmiştir.

5.1. Kurutma İşlemi Genel Kütle, Enerji ve Ekserji Denklik Bağıntıları

Ekserji analizi yapılırken, kütle, enerji ve ekserji denge denkliliklerinin tamamından yararlanılır. Kurutma işlemi Şekil 5.1’de şematik olarak gösterilmiştir. Kurutma işlemi sırasında kurutucu kabin içerisinde kurutulan üründen kurutma havasına su geçişi ve kurutucu kabin yüzeyinden ortama ısı transferi vardır. Bu çalışmada kurutma işleminin ekserjetik analizi kapsamında kullanılacak denklemlerde bu numaralandırmadan yararlanılacaktır.



Şekil 5.1. Kurutma işleminin giren ve çıkan terimler ile şematik gösterimi.

1 Noktası: ürünü kurutmada kullanılan kurutma odasına kuru hava girişini belirtir.

2 Noktası: oda içinde kurutulacak nemli ürünü belirtir.

3 Noktası: üründen buharlaştırılan nemi aldıktan sonra nemli hava çıkışını belirtir.

4 Noktası: kurutulmuş ürün çıkışını belirtir. Gerçekte, ürünün nem içeriği, ticari olarak istenen seviyeye getirilmektedir.

5.1.1. Kütle denklilikleri

Şekil 5.1’de gösterilen kurutucu için kütle dengesi eşitliklerini yazarken, kurutma havası ve ürün için, ürünün kendisi, hava ve su gibi üç bileşeni dikkate alınarak yazılmıştır (Dincer and Sahin, 2004).

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (5.1)$$

$$\text{Ürün: } (\dot{m}_p)_2 = (\dot{m}_p)_4 = \dot{m}_p \quad (5.2)$$

$$\text{Su: } \omega_1 \dot{m}_a + (\dot{m}_w)_2 = \omega_3 \dot{m}_a + (\dot{m}_w)_4 \quad (5.3)$$

$$\text{Hava: } (\dot{m}_a)_1 = (\dot{m}_a)_3 = \dot{m}_a \quad (5.4)$$

5.1.2. Enerji denklilikleri

“Enerjinin korunumu”nu temel alan termodinamiğin 1.yasasından hareketle giren ve çıkan enerjiler birbirine eşitlenerek aşağıdaki denklilere ulaşılır:

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_p (h_p)_2 + (\dot{m}_w)_2 (h_w)_2 = \dot{m}_a h_3 + \dot{m}_p (h_p)_4 + (\dot{m}_w)_4 (h_w)_4 + \dot{Q}_1 \quad (5.5)$$

$$h_1 = (h_a)_1 + \omega_1 (h_v)_1 \cong (h_a)_1 + \omega_1 (h_g)_1 \quad (5.6)$$

$$h_3 = (h_a)_3 + \omega_3 (h_g)_3 \quad (5.7)$$

$$\omega = \frac{0.622 \phi P_g}{(P - \phi P_g)} \quad (5.8)$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_a q_1 \quad (5.9)$$

5.1.3. Ekserji denklilikleri

Ekserji dengesi denklilikleri oluşturulmuş, ekserji eşitlikleri düzenlenmiş, gerekli kabuller ve sadeleştirmeler yapılmıştır:

Ekserji denklilikleri için öncelikle ekserji dengesi denklilikleri oluşturulur:

$$\sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} + \sum \dot{E}x_d + \sum \dot{E}x_k \quad (5.10)$$

Eşitlik 5.10'da belirtilen terimlerin açılımı ise şu şekildedir:

$$\dot{E}x_{in} = \dot{m}_a ex_1 + \dot{m}_p (ex_p)_2 + (\dot{m}_w)_2 (ex_w)_2 \quad (5.11)$$

$$\dot{E}x_{out} = \dot{m}_a ex_3 + \dot{m}_p (ex_p)_4 + (\dot{m}_w)_4 (ex_w)_4 \quad (5.12)$$

Çevreye olan ekserji kaybı akımını hesaplamak için, aşağıdaki denklem kullanılmaktadır.

$$\dot{E}x_k = \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) \dot{Q}_1 \quad (5.13)$$

Burada, T_b , sınır (veya yüzey) sıcaklığıdır.

Eşitlik 5.14'de belirtilen özgül ekserji veya akış ekserjisi (ex) terimi ve bu terimin her bir bileşen için eşitlikleri aşağıda belirtilmiştir (Syahrul vd, 2003; Dincer ve Sahin, 2004):

$$\dot{E}x = \dot{m}.ex \quad (5.14)$$

$$\begin{aligned} ex_1 = & (Cp_a + \omega_1 Cp_v)(T_1 - T_0) - T_0 \left[(Cp_a + \omega_1 Cp_v) \ln\left(\frac{T_1}{T_0}\right) - (R_a + \omega_1 R_v) \ln\left(\frac{P_1}{P_0}\right) \right] \\ & + T_0 \left[(R_a + \omega_1 R_v) \ln\left(\frac{1 + 1,6078\omega_0}{1 + 1,6078\omega_1}\right) + 1,6078\omega_1 R_a \ln\left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right) \right] \end{aligned} \quad (5.15)$$

$$\begin{aligned} ex_3 = & (Cp_a + \omega_3 Cp_v)(T_3 - T_0) - T_0 \left[(Cp_a + \omega_3 Cp_v) \ln\left(\frac{T_3}{T_0}\right) - (R_a + \omega_3 R_v) \ln\left(\frac{P_3}{P_0}\right) \right] \\ & + T_0 \left[(R_a + \omega_3 R_v) \ln\left(\frac{1 + 1,6078\omega_0}{1 + 1,6078\omega_3}\right) + 1,6078\omega_3 R_a \ln\left(\frac{\omega_3}{\omega_0}\right) \right] \end{aligned} \quad (5.16)$$

$$ex_p = [h_p(T, P) - h_p(T_0, P_0)] - T_0 [s_p(T, P) - s_p(T_0, P_0)] \quad (5.17)$$

$$ex_w = [h_f(T) - h_g(T_0)] + v_f [P - P_g(T)] - T_0 [s_f(T) - s_g(T_0)] + T_0 R_v \ln \left[\frac{P_g(T_0)}{x_v^0 P_0} \right] \quad (5.18)$$

Eşitlik 5.15, 1 noktası için özgül ekserji denkliği; Eşitlik 5.16, 3 noktası için özgül ekserji denkliği; Eşitlik 5.17, nemli ürün için özgül ekserji denkliği; Eşitlik 5.18, su için özgül ekserji denkliğidir.

5.1.4. Ürünün ısı özellikleri ile ilgili hesaplamalar

Özgül ısının hesaplanması

Rezene, ebegümeci ve kekik bitkilerinin özgül ısılarının belirlenmesi için Choi and Okos (1986) tarafından önerilmiş yöntemden yararlanılmıştır:

$$C_p = \sum C_{p,i} X_i \quad (5.19)$$

$$C_{p,p} = C_{p,pr} X_{pr} + C_{p,yağ} X_{yağ} + C_{p,kar} X_{kar} + C_{p,hl} X_{hl} + C_{p,kül} X_{kül} + C_{p,w} X_w \quad (5.20)$$

Saf komponentlerin özgül ısıları ise Rahman (1995)'in belirttiği şekilde hesaplanmıştır:

$$C_{p,pr} = 2.0082 + 1.2089 \times 10^{-3} T - 1.3129 \times 10^{-6} T^2 \quad (5.21)$$

$$C_{p,yağ} = 1.9842 + 1.4733 \times 10^{-3} T - 4.8008 \times 10^{-6} T^2 \quad (5.22)$$

$$C_{p,kar} = 1.5488 + 1.9625 \times 10^{-3} T - 5.9399 \times 10^{-6} T^2 \quad (5.23)$$

$$C_{p,hl} = 1.8459 + 1.8306 \times 10^{-3} T - 4.6509 \times 10^{-6} T^2 \quad (5.24)$$

$$C_{p,kül} = 1.0926 + 1.8896 \times 10^{-3} T - 3.6817 \times 10^{-6} T^2 \quad (5.25)$$

$$C_{p,w} = 4.1762 - 9.0864 \times 10^{-5} T + 5.4731 \times 10^{-6} T^2 \quad (5.26)$$

Ürün Entropisinin belirlenmesi

$$s_p - s_0 = \left(\frac{C_{p,p} + C_{p,0}}{2} \right) \times \ln \left(\frac{T_p}{T_0} \right) \quad (5.27)$$

Tüm hesaplamalarda $C_{p,a} = 1,005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, $R_a = 0,287 \text{ kJ/kg.K}$, $R_v = 0,4615 \text{ kJ/kg.K}$ olarak alınmıştır (Çengel and Boles, 2006). Ölü hal olarak GMIP

kurutucudaki kurutma işlemleri için $T_0 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P_0 = 101,325\text{ kPa}$ ve $\phi_0 = 60\%$ olarak belirlenmiştir.

5.2. GMIP Sistem Bileşenlerinin Enerji ve Ekserji Denklikleri

GMIP kurutma sisteminde dolaşan çevrim akışkanlarının dolaşımı ve bu çevrim sırasında ekserji hesaplamalarında kullanılan noktalar Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Ayrıca sistemde dolaşan soğutucu akışkan, soğutma suyu, egzoz gazı ve hava gibi akışkanların izledikleri çevrimler gösterilmiş ve numaralandırılmıştır. Sistem parçalarının ekserji denklikleri yazılırken ve hesaplamaları yapılırken bu numaralandırma esas alınmıştır. Buna göre soğutucu akışkan için, 1: kompresör girişi / DPHE çıkışı, 2: kompresör çıkışı / kondenser girişi, 3: kondenser çıkışı / genişleme vanası girişi, 4: genişleme vanası çıkışı / evaporatör girişi, 5: DPHE girişi / evaporatör çıkışı, soğutma suyu için, 1: su pompası girişi/DPHE çıkışı, 2: EAHE girişi / su pompası çıkışı, 3: HRECJ girişi / EAHE çıkışı, 4: DPHE girişi / HRECJ çıkışı, egzoz gazı için, 1: EAHE girişi / motor çıkışı, 2: baca gazı çıkışı, hava için, 1: kurutucudan dönen havanın fan girişi, 2: kurutucudan dönen havanın kondenser girişi, 3: kurutucuya giden havanın kondenser çıkışı, 4: kurutucu kabin giriş havası, 5: kurutucu kabin çıkışıdır. Sistem parçalarının kütle ve enerji eşitlikleri, ekserji verimlilikleri yazılırken ve hesaplamaları yapılırken bu numaralandırma esas alınmıştır.

Kompresör

GMIP sistemi, IP (kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme vanası), GM ve kurutma kabininden meydana gelmektedir. GM ve kompresör için kullanılan enerji bağıntıları referanstan alınmıştır (Sanaye and Chahartaghi, 2010).

Kütle ve entropi denklikleri;

$$s_1 = s_{2,s} \quad (5.28)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{2,s} = \dot{m}_{2,\text{gerçek}} = \dot{m}_r \quad (5.29)$$

GMIP sisteminde kompresör güç tüketimi ($\dot{W}_{comp}$) ve GM güç tüketimi ($\dot{W}_{GM,i}$);

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) = \dot{m}_r \left(\frac{h_{2,s} - h_1}{\eta_s} \right) \quad (5.30)$$

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{W}_{\text{GM},i} \cdot \eta_{\text{comp,mech}} \cdot \eta_{\text{belt}} \quad (5.31)$$

$\dot{W}_{\text{comp}}$ kompresör güç tüketimi, $\dot{m}_r$ soğutucu akışkan kütleli debisi, h_1 soğutucu akışkanın kompresör girişindeki entalpi değeri, h_2 kompresör çıkışındaki entalpi değeri, $h_{2,s}$ izantropik sıkıştırmada soğutucu akışkan entalpi değeri, η_s ise kompresörün izantropik verimliliğidir.

Kompresör izantropik verimliliği aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$\eta_s = B_0 + B_1 \left(\frac{P_{\text{dis}}}{P_{\text{suc}}} \right) + B_2 \left(\frac{P_{\text{dis}}}{P_{\text{suc}}} \right)^2 \quad (5.32)$$

B_0 , B_1 ve B_2 katsayıları soğutucu akışkan R407-C için Sanaye and Chahartaghi, 2010 tarafından hesaplanmıştır. P_{dis} , soğutucu akışkanın kompresör çıkış basıncı, P_{suc} ise soğutucu akışkanın kompresöre giriş basıncıdır.

Soğutucu akışkanın kütleli debisi Eşitlik 5.33 ile bulunmuştur.

$$\dot{m}_r = \eta_v \rho_1 \frac{V_{\text{comp}} N_{\text{comp}}}{60} \quad (5.33)$$

V_{comp} , kompresör süpürme hacmi, N_{comp} kompresör devri, ρ_1 kompresörün emme hattındaki soğutucu akışkan yoğunluğu ve η_v kompresör volümetrik verimliliğidir. R407-C soğutucu akışkan kullanılan scroll tip kompresörlerde volümetrik verim Eşitlik 5.34'deki gibi bulunur (Sanaye and Chahartaghi, 2010).

$$\eta_v = 1.053 - 0.028 \left(\frac{P_{\text{dis}}}{P_{\text{suc}}} \right) \quad (5.34)$$

Kompresörde oluşan ekserji yıkımı;

$$\dot{E}x_{d,\text{comp}} = \dot{m}_r (ex_1 - ex_{2,\text{act}}) + \dot{W}_{\text{comp}} \quad (5.35)$$

Kompresör ekserji verimliliği;

$$\epsilon_{\text{comp}} = \frac{\dot{E}x_{2,r,\text{act}} - \dot{E}x_{1,r}}{\dot{W}_{\text{GM},i}} \quad (5.36)$$

Kondenser

Kütle denklikleri;

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \text{ ve } \dot{m}_{2,a} = \dot{m}_{3,a} \quad (5.37)$$

Kondenser ısı yükü aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{\text{con}} = \dot{m}_{\text{con}} (h_3 - h_2) \quad \dot{Q}_{\text{con}} = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{3,a} - T_{2,a}) \quad (5.38)$$

Kondenserde oluşan ekserji yıkımı;

$$\dot{E}x_{d,\text{cond}} = \dot{m}_r (ex_2 - ex_3) + \dot{m}_a (ex_{3,a} - ex_{2,a}) \quad (5.39)$$

Kondenser ekserji verimliliği;

$$\varepsilon_{\text{cond}} = \frac{\dot{E}x_{3,a} - \dot{E}x_{2,a}}{\dot{E}x_{2,r} - \dot{E}x_{3,r}} \quad (5.40)$$

Genleşme vanası

Kütle denkliği; (5.41)

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

Enerji denkliği;

$$h_3 = h_4 \quad (5.42)$$

Ekserji yıkımı;

$$\dot{E}x_{d,\text{genl}} = \dot{m}_r (ex_3 - ex_4) \quad (5.43)$$

Ekserji verimliliği;

$$\varepsilon_{\text{genl}} = \frac{\dot{E}x_{4,r}}{\dot{E}x_{3,r}} \quad (5.44)$$

Evaporatör

Kütle denkliği;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad \dot{m}_{4,a} = \dot{m}_{1,a} = \dot{m}_a \quad (5.45)$$

Evaporatör ısı yükü aşağıdaki eşitlik ile elde edilir.

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad \dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{4,a} - T_{1,a}) \quad (5.46)$$

Ekserji yıkımı;

$$\dot{E}x_{d, \text{evap}} = \dot{m}_r (ex_1 - ex_4) + \dot{m}_a (ex_{4,a} - ex_{1,a}) \quad (5.47)$$

Ekserji verimliliği;

$$\varepsilon_{\text{evap}} = 1 - \frac{2T_0 \frac{\Delta T}{T_{1,m}^2}}{\frac{T_{1,m} - T_0}{T_{1,m}} + T_0 \frac{\Delta T}{T_{1,m}^2}} \quad (5.48)$$

$$\varepsilon_{\text{evap}} = 1 - \frac{E\dot{x}_d}{\dot{E}x_{\text{in}}} \quad (5.49)$$

Motor silindir ceketlerinden geri kazanılan ısı (HRECJ)

$$\dot{Q} = \dot{E}_{\text{fuel}} - (\dot{W}_{\text{GM},i} + \dot{m}_{\text{EA}} \Delta h_{\text{EA}}) \quad (5.50)$$

$\dot{E}_{\text{fuel}}$, yakıt enerji akımını, $\dot{W}_{\text{GM},i}$ motor net gücünü, $\dot{m}_{\text{EA}}$ egzoz gazı kütleli debisini, Δh_{EA} egzoz gazlarının entalpi değerini belirtmektedir.

Motor soğutma suyu ekserji akımı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$\dot{E}x_{\text{CW}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{CW}}}\right) \dot{Q} \quad (5.51)$$

T_{CW} sıcaklığındaki soğutma suyundan, T_0 sıcaklığındaki çevreye ısı transferi ile oluşan ekserji akımı Eşitlik 5.51 ile belirlenir.

Motor silindir ceketlerinden geri kazanılan ısı ekserji verimliliği ($\varepsilon_{\text{HRECJ}}$), Eşitlik 5.52 ile elde edilir.

$$\varepsilon_{\text{HRECJ}} = \frac{\dot{E}x_{4,w} + \dot{E}x_{3,w}}{\dot{E}x_{\text{CW}}} \quad (5.52)$$

Çift borulu ısı değiştiricisi (DPHE)

DPHE, soğutucu akışkan ve motor soğutma suyunun birbirine temas ederek ısı transferini gerçekleştirdikleri ısı değiştiricisidir ve ekserji verimliliği aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\varepsilon_{\text{DPHE}} = \frac{\dot{E}x_{1,r} + \dot{E}x_{5,r}}{\dot{E}x_{4,w} + \dot{E}x_{1,w}} \quad (5.53)$$

Su pompası

Motor soğutma suyunun sistemde dolaşabilmesi için su pompası kullanılmaktadır.

Su pompası güç tüketimi:

$$\dot{W}_{\text{WP}} = \dot{W}_{\text{WP,elec}} \cdot \eta_{\text{pump,mech}} \cdot \eta_{\text{pump,elec}} \quad (5.54)$$

Su pompası ekserji verimliliği:

$$\varepsilon_{\text{WP}} = \frac{\dot{E}x_{2,w} - \dot{E}x_{1,w}}{\dot{W}_{\text{WP}}} \quad (5.55)$$

Fan

Fan güç tüketimi:

$$\dot{W}_{\text{fan}} = \dot{W}_{\text{fan,elec}} \cdot \eta_{\text{fan,mech}} \cdot \eta_{\text{fan,elec}} \quad (5.56)$$

Fan ekserji verimliliği:

$$\varepsilon_{\text{fan}} = \frac{\dot{E}x_{2,a} - \dot{E}x_{1,a}}{\dot{W}_{\text{fan}}} \quad (5.57)$$

Kurutma kanalları

Kurutma kanalları ekserji verimliliği:

$$\varepsilon_{\text{duct},1} = \frac{\dot{E}x_{4,a}}{\dot{E}x_{3,a}} \quad (5.58)$$

$$\varepsilon_{\text{duct},2} = \frac{\dot{E}x_{1,a}}{\dot{E}x_{5,a}} \quad (5.59)$$

$$\varepsilon_{\text{duct,total}} = \frac{\dot{E}x_{1,a} + \dot{E}x_{4,a}}{\dot{E}x_{3,a} + \dot{E}x_{5,a}} \quad (5.60)$$

Kurutma kabini

Kurutma kabini ekserji verimliliği:

$$\varepsilon_{dcab} = \frac{\dot{E}x_{5,a}}{\dot{E}x_{4,a}} \quad (5.61)$$

5.3.Gaz Motoru Enerji ve Ekserji Analizi

Kompresörlerin tahrik edilmesinde LPG yakıtı ile çalışan Toyota marka içten yanmalı bir motor kullanılmaktadır. Sistemde bulunan iki adet scroll tip kompresör kapasite yük durumlarına göre tek olarak veya birlikte çalışabilmektedir.

İçten yanmalı motorlara ekserji analizi uygulamadan önce, enerji analizi uygulanmalıdır. Kontrol hacmindeki ekserji dengesi aşağıdaki formülle açıklanabilir.

$$\dot{E}x_{CW} + \dot{E}x_{GM,i} = \sum \dot{m}_{in} \varepsilon_{in} - \sum \dot{m}_{out} \varepsilon_{out} - \dot{E}x_d \quad (5.62)$$

Giriş ekserjisi olarak adlandırılan yakıt ekserjisinin ise sadece kimyasal ekserjisi vardır. Havanın ekserjisi ise ihmal edilebilir. Ekserji girişi akımı $\dot{E}x_{in}$, aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\dot{E}x_{in} = \dot{m}_{fuel} \varepsilon_{fuel} \quad (5.63)$$

Burada, $\dot{m}_{fuel}$ yakıt tüketiminin kütleli değeri ve ε_{fuel} yakıtın özgül ekserjisidir. Özgül ekserji değeri aşağıdaki eşitlik ile bulunur.

$$\varepsilon_{fuel} = q_{LHV} \varphi \quad (5.64)$$

burada, q_{LHV} yakıtın alt ısı değeri, φ özgül yakıt ekserjisinin bulunmasında kullanılan kimyasal ekserji faktörüdür. Bu kimyasal ekserji faktörü φ aşağıdaki formülle hesaplanır (Kotas, 1995).

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{\alpha}{c} (1 - 2,0628 \frac{h}{c}) \quad (5.65)$$

Egzoz ekserjisi olarak adlandırılan çıkış ekserjisi; termomekaniksel ve kimyasal ekserjileri içerir. Buradaki özgül termomekaniksel ekserji “ ε_{tm} ” aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$\varepsilon_{tm} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.66)$$

Özgül kimyasal ekserji ε_{chem} ise aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$\varepsilon_{chem} = \bar{R}T_0 \ln \frac{y}{y^e} \quad (5.67)$$

Burada, $\bar{R}$ evrensel gaz sabiti, T_0 çevre sıcaklığı, y egzoz gazı bileşeninin mol kesri, y^e referans çevredeki bileşenin mol kesridir. Bu mol kesri Çizelge 5.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. Çevrenin Tanımı (Moran and Shapiro, 2000).

Referans Bileşen	Mol Kesri (%)
N ₂	75,67
O ₂	20,35
CO ₂	0,0345
H ₂ O	3,03
CO	0,0007
SO ₂	0,0002
H ₂	0,00005
Diğer	0,91455

Bütün bu değerler bulunduktan sonra, ekserji yıkımı akımı değeri olan $\dot{E}x_d$, Eşitlik 5.62’den bulunabilmektedir.

Gaz motorunun ısı verimi aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{GM,i}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_{GM,i}}{\dot{m}_{fuel} \cdot q_{LHV} \cdot \eta_{comb}} \quad (5.68)$$

Son olarak, ekserji verimi şu eşitlikle bulunur;

$$\varepsilon_{GM} = \frac{\dot{W}_{GM,i}}{\dot{E}x_{fuel} - \dot{E}x_{EA} - \dot{E}x_{CW}} \quad (5.69)$$

5.3.1. Egzoz gazı ekserji akımı

Egzoz gazı ekserji akımının hesaplanmasında kullanılacak bazı değerler Çizelge 5.1’den alınmıştır. Yakıt hacimsel debisi gaz sayacı ile ölçülmüştür. Yakıt kütsel debisi aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır.

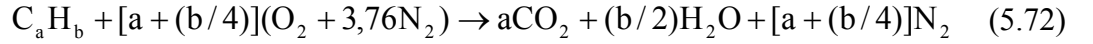
$$\dot{m}_{\text{fuel}} = \rho_{\text{fuel}} \cdot V_{\text{fuel}} \quad (5.70)$$

Yakıtın yanması için gerekli olan havanın kütsel debisi $\dot{m}_a$, aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır. AF, havanın yakıtı oranıdır ve yanma denklemlerinin eldesi ile hesaplanmaktadır.

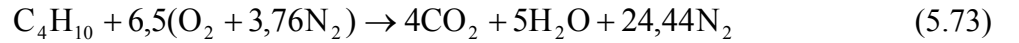
$$AF = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{\text{fuel}}} \quad (5.71)$$

5.3.1.1. Yanma denklemlerinin elde edilmesi

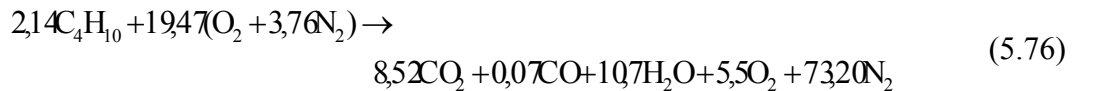
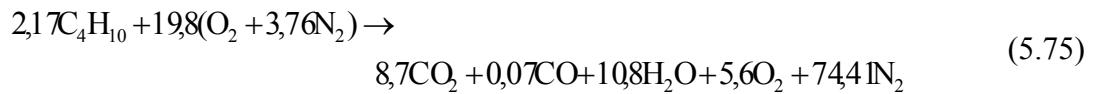
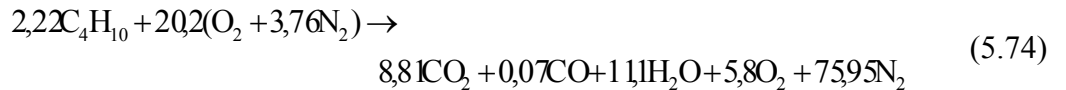
C_4H_{10} hidrokarbonu için teorik yanma denklemi denklem 5.72’de gösterilmiştir.



Bu denklem LPG yakıtı için uygulanırsa, teorik yanma denklemi aşağıdaki gibi olur.



Gerçek yanma denkleminde yanma sonucunda oluşan atık gazların oranları yazılırken egzoz gazı analizöründen ölçülen değerler kullanılmıştır. Rezene, ebegümece ve kekik bitkilerinin kurutulması sırasında elde edilen gerçek yanma denklemleri aşağıda sırasıyla verilmiştir.



Yanma ürünlerinin toplam gerçek mol kütleleri rezene, ebegümeci vekekik itkileri için aşağıdaki denklemlerle bulunur.

$$M_{top} = 5,807(m_{A_{O_2}}) + 0,07(m_{A_{CO}}) + 8,81(m_{A_{CO_2}}) + 11,1(m_{A_{H_2O}}) + 75,95(m_{A_{N_2}}) \quad (5.77)$$

$$M_{top} = 5,62(m_{A_{O_2}}) + 0,07(m_{A_{CO}}) + 8,7(m_{A_{CO_2}}) + 10,8(m_{A_{H_2O}}) + 74,41(m_{A_{N_2}}) \quad (5.78)$$

$$M_{top} = 5,5(m_{A_{O_2}}) + 0,07(m_{A_{CO}}) + 8,52(m_{A_{CO_2}}) + 10,7(m_{A_{H_2O}}) + 73,20(m_{A_{N_2}}) \quad (5.79)$$

Yanma ürünlerinin toplam kütle içindeki mol kesri ve gerçek kütleleri aşağıdaki formüllerle bulunur.

$$y_i = \frac{M_i}{M_{total}} \quad (5.80)$$

$$\dot{m}_i = y_i M_{top} = y_i \dot{m}_{EA} \quad (5.81)$$

Yanma ürünlerinin gerçek kütlelerini bulmak için bu mol kesirleri kullanılır. Egzozdan çıkan gazın % 2 kayıpla çıktığı kabul edilirse, egzoz kütlesi, hava ve yakıtın kütsel debilerinin toplamının kayıptan çıkarılması ile bulunur (Uckun, 2004).

$$\dot{m}_{EA} = (\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_a)0,98 \quad (5.82)$$

$$\dot{m}_i = y_i \cdot \dot{m}_{EA} \quad (5.83)$$

Yanma ürünlerinin toplam ekserjileri, yanma ürünleri olan; CO_2, CO, H_2O, O_2, N_2 gazlarının toplam ekserjileri hesaplanmış ve burada kullanılan termodinamik özellik değerleri Moran and Shapiro (2000) ve Cengel and Boles (2006)'dan alınmıştır.

Egzoz gazlarının, egzoz sıcaklığı olan $T_{ex} = 813,15 \text{ K}$ 'e göre entalpileri (h) ve entropileri (s) ile çevre sıcaklığı olan $T_0 = 283 \text{ K}$ 'deki entalpileri (h_0) ve entropileri (s_0) Cengel and Boles (2006)'dan alınmıştır.

Toplam egzoz ekserji akımı, her bir yanma ürünlerinin toplam ekserjilerinin, gerçek kütleleri ile çarpılması sonucu elde edilir.

$$\dot{E}x_{EA} = \dot{m}_1 \cdot ex_{top,i} \quad (5.84)$$

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{EA} = & \dot{m}_{N_2} \cdot ex_{topN_2} + \dot{m}_{O_2} \cdot ex_{topO_2} + \dot{m}_{CO_2} \cdot ex_{topCO_2} \\ & + \dot{m}_{H_2O} \cdot ex_{topH_2O} + \dot{m}_{CO} \cdot ex_{topCO} \end{aligned} \quad (5.85)$$

$$\varepsilon_{EAHE} = \frac{\dot{E}x_{3,w} - \dot{E}x_{2,w}}{\dot{E}x_{EA}} \quad (5.86)$$

Motor prosesi sürekli akışlı bir açık sistem kabul edilir ve ekserji dengesi yazılarak ekserji yıkımını bulunur. Isı transferi, motorun dış yüzeyinden motor soğutma suyu vasıtasıyla ve ısı transfer sırasındaki ekserji geçişlerinden oluşur. Ayrıca yanma işleminden dolayı motor içinde ekserji yıkımı da olmaktadır (Uckun, 2004). LPG yakıtı için ekserji dengesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\dot{E}x_{CW} + \dot{E}x_{GM,i} + \dot{E}x_d + \dot{E}x_{EA} = \dot{E}x_{in} \quad (5.87)$$

Burada;

- $\dot{E}x_{GM,i}$ = Net güç (kW)
- $\dot{E}x_d$ = Ekserji yıkımı akımı (kW)
- $\dot{E}x_{CW}$ = Soğutma suyu ekserji akımı (kW)
- $\dot{E}x_{EA}$ = Egzoz (çıkış) ekserji akımı
- $\dot{E}x_{in}$ = Giriş (yakıt) ekserji akımı

Soğutma suyu ekserji akımı;

$$\dot{E}x_{CW} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{CW}}\right) \dot{Q} \quad (5.88)$$

$$\dot{Q} = \dot{E}x_{fuel} - (\dot{W} + \dot{m}_{EA} \Delta h_{EA}) \quad (5.89)$$

$$\dot{m}_{EA} \Delta h_{EA} = \dot{m}_{N_2} \Delta h_{N_2} + \dot{m}_{O_2} \Delta h_{O_2} + \dot{m}_{CO_2} \Delta h_{CO_2} + \dot{m}_{H_2O} \Delta h_{H_2O} + \dot{m}_{CO} \Delta h_{CO} \quad (5.90)$$

Ekserji yıkımı akımını bulmak için, bulunan değerler, Denklem 5.87’de yerine konulur ve $\dot{E}x_d$ çekilerek kolayca hesaplanabilir.

5.4.Ekserjetik Performans Kavramları

Sistem, ekipman veya işlemlerin ekserjetik performansının belirlenmesinde çok çeşitli kavramlar ortaya atılmıştır (Kotas, 1995; Wark, 1995; Van Gool, 1997; Xiang et al., 2004). Bu çalışmada genel kabul görenlerin kullanılmasına özen gösterilmiştir.

Buna göre ekserjetik verimliliğe dair genel yaklaşım Eşitlik 5.91’de gösterilmiştir:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{out}}{\dot{E}x_{in}} \times 100 \quad (5.91)$$

Burada $\dot{E}x_{out}$ olarak geçen “net ekserji çıkışı” veya “ekserjetik ürün” veya “istenilen değer” olarak ve $\dot{E}x_{in}$ olarak geçen “giren ekserji” veya “ekserjetik yakıt” olarak da ifade edilebilir. Bu ekserjetik verimlilik tanımı genel bir tanımdır ve “evrensel ekserji verimliliği” olarak bilinir. Her durum için bu denklik analizi yapılacak olan duruma göre düzenlenmelidir.

IP ünitesinin ve GMIP sisteminin enerji-bazlı verimliliği sırasıyla aşağıda gösterilmiştir:

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{W}_{GM,i}} \quad (5.92)$$

$$COP_{GMIP} = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{m}_f \cdot q_{LHV} \cdot \eta_{comb}} \quad (5.93)$$

Buna göre GM, IP ünitesi, GMIP sistemi, kurutma kabini ve kanalları (DC) ile tüm sistemin (OS) ekserjetik verimliliği aşağıdaki formüller ile hesaplanmıştır.

$$\varepsilon_{GM} = 1 - \frac{\dot{E}x_{GM,d}}{\dot{E}x_{in}} \quad (5.94)$$

$$\varepsilon_{IP} = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{m}_{fuel} \cdot q_{LHV} \cdot \eta_{comb}} \quad (5.95)$$

$$\varepsilon_{GMIP} = \frac{\dot{W}_{GM,i}}{\dot{E}x_{in}} \quad (5.96)$$

$$\varepsilon_{OS} = \frac{\dot{E}x_{evap}}{\dot{E}x_{fuel}} \quad (5.97)$$

Ekserji analizinin uygulanma amacına göre, uygulandığı işlem veya sistemdeki geliştirme olanaklarını belirlemek açısından geliştirilmiş olan “geliştirme potansiyeli” terimi de hesaplanmıştır .

$$IP = (1 - \varepsilon)(\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out}) \quad (5.98)$$

Ayrıca sistem içerisindeki tek tek ekipmanların toplam içerisindeki ekserjetik analizi yapılırken ekserjetik verimlilik ve geliştirme potansiyeli kavramları dışında “ekserjetik ürün” (P), “ekserjetik yakıt” (F), “yakıt tüketim oranı” (Fuel depletion ratio, δ), “görel tersinmezlik” (Relative irreversibility, RI), “üretkenlik kaybı” (Productivity lack, ζ) ve “ekserjetik faktör” (exergetic factor, f) kavramları da kullanılmaktadır. İlgili sistem parçasından elde edilmeye çalışılan fayda Ekserjetik ürünü, bu amaçla tüketilen ekserji ekserjetik yakıtı ifade etmektedir. “Ekserjetik faktör” ilgili ekipmanın tükettiği yakıtın toplam yakıt içerisindeki payını, “yakıt tüketim oranı” tersinmezliklerin giderilmesi durumunda toplam tüketilen yakıtı oranla ne kadar yakıtın geri kazanılabileceğini, “üretkenlik kaybı” tersinmezliklerin giderilmesi durumunda toplam ekserjetik ürüne oranla ne kadar ürün kazanılabileceğine dair birer göstergedir. “Görel tersinmezlik” ise ilgili ekipmanın tersinmezliğinin toplam tersinmezlikler içerisindeki oranını belirten ve bu şekilde sistemdeki verimsizliklerin belirlenmesinde önemli bir araçtır. Bu kavramlar aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$f_i = \frac{\dot{F}_i}{\dot{F}_{toplam}} \times 100 \quad (5.99)$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{SI} \quad (5.100)$$

$$\delta_i = \dot{E}x_{fuel} \frac{\dot{E}x_{d,i}}{\dot{F}_{toplam}} \quad (5.101)$$

$$RI_i = \frac{\dot{E}x_{d,i}}{\dot{E}x_{d,toplam}} \quad (5.102)$$

$$\zeta_i = \frac{\dot{E}x_{d,i}}{P_{toplam}} \quad (5.103)$$

6. BULGULARVE TARTIŞMA

6.1.Ürün Kompozisyon Analizi

Çalışma kapsamında kurutulan üç tıbbi ve aromatik bitki; rezene, ebegümece ve kekik bitkilerinin kurutulmasının ekserji analizini yapabilmek için bitkilerin ısı özelliklerinin belirlenmesi, bunun için de bitkilerin kompozisyonlarının tanımlanması gerekmektedir. Literatürde bitkilerin kompozisyonuna dair bilgiye rastlanmadığından, kompozisyon analizleri yapılmıştır.

Çizelge 6.1. Rezene, ebegümece ve kekik bitkilerinin kompozisyonu

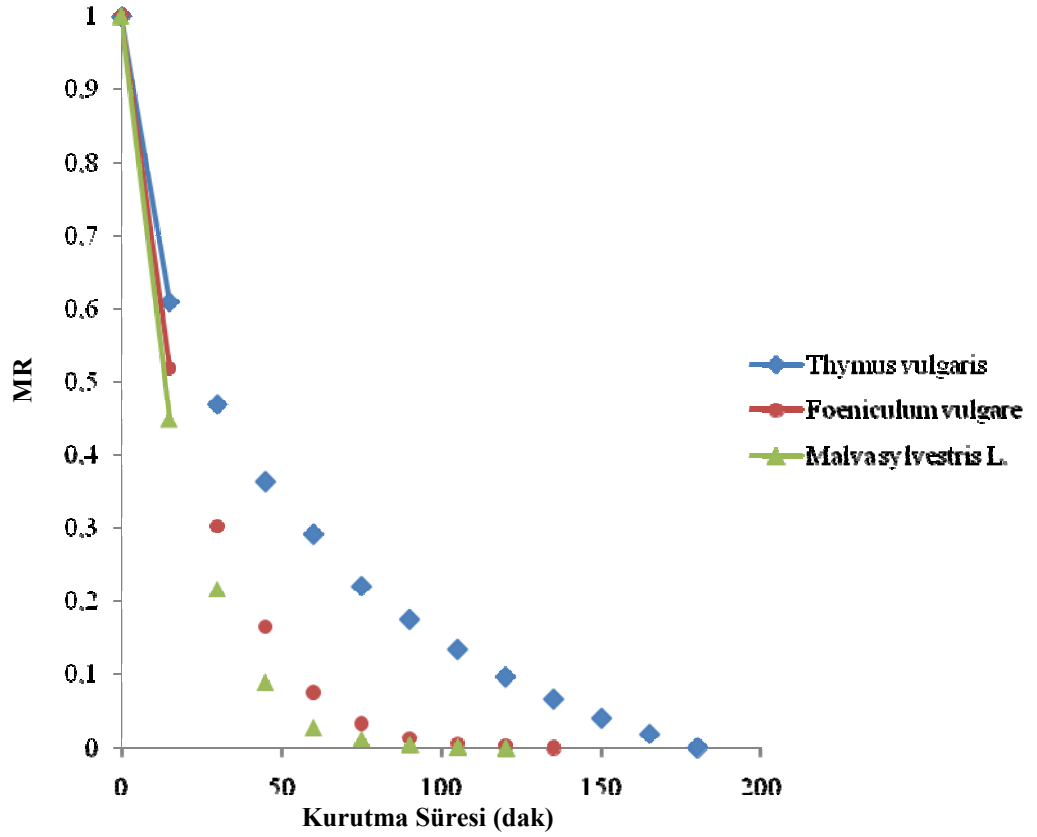
Komponent	Miktar (g/100g)		
	Rezene	Ebegümece	Kekik
Protein	3,72	3,33	2,31
Yağ	2,51	0,62	1,47
Karbonhidrat	7,62	8,97	21,33
Ham lif	1,16	1,92	2,37
Kül	1,79	0,81	1,05
Su	83,2	84,35	71,47

Analizlerin sonucu Çizelge 6.1’de görülmektedir. Bitkilerin bileşimlerinin belirlenmesiyle farklı nem içeriklerindeki yaprakların, kurutma sırasındaki ağırlık ve sıcaklıklarına bağlı olarak özgül ısıları belirlenebilmiştir.

6.2.Ürünlerin Kuruma Kinetiği

Ortalama nem içeriği % 72 (yaş ağırlık bazında, w.b) olan kekik, son nem içeriği % 22 (yaş ağırlık bazında, w.b) olana kadar, ortalama nem içeriği % 85 olan ebegümece (yaş ağırlık bazında, w.b), son nem içeriği % 21 (yaş ağırlık bazında, w.b) olana kadar, ortalama nem içeriği % 83 olan rezene (yaş ağırlık bazında, w.b), son nem içeriği % 4 olana kadar GMIP kurutucu sistemde 45°C sıcaklıkta ve 1,0 m/s hava hızında kurutulmuş ve 15’er dakika aralıklarla ağırlık değişimleri kaydedilmiştir. Elde edilen deneysel değerlerle rezene (*Foeniculum vulgare*), ebegümece (*Malva sylvestris L.*) ve kekik (*Thymus vulgaris*) bitkilerinin

45 °C ve 1 m/s'de MR değerin zamanla değişimini gösteren kuruma eğrisi Şekil 6.1'de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. 45 °C'deki kurutma işlemi sonucu ile elde edilen deneysel MR değerlerinin zamanla değişimi.

Ebegümeci (*Malva sylvestris L.*) verezene (*Foeniculum vulgare*) bitkileri aynı nem seviyesine 120 ve 135 dakikada gelirken kekik (*Thymus vulgaris*) bitkisi aynı nem seviyesine 180 dakikada gelebilmiştir. Buda bize kekik (*Thymus vulgaris*) bitkisinin en düşük kuruma hızına sahip olan bitkidir.



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)



(f)

Şekil 6.2. Ebegümece, rezene, kekik bitkileri örnekleri (a) Yaş ebegümece (b) Sistemde kurutulmuş ebegümece (c) Yaş rezene (d) Sistemde kurutulmuş rezene (e) Yaş kekik (f) Sistemde kurutulmuş kekik.

Ölçülmüş olan sıcaklık, hava hızı, rutubet, ürün nemi ve ürün kütle kaybı değerlerinin deneysel belirsizlikleri ayrı ayrı hesaplanmış ve hesaplamalar sonucunda bulunan değerler Çizelge 6.2’de gösterilmiştir. Yapılmış olan belirsizlik analizi bu çalışmadaki deneysel belirsizliklerin kabul edilebilir düzeyde olduğunu göstermiştir.

Çizelge 6.2.Kurutma deneyleri sırasındaki ölçümlerin belirsizlikleri ve beklenen değerlerin toplam belirsizliği.

Parametre	Birim	Sonuç
Deneysel ölçümler		
Sıcaklık ölçümündeki belirsizlik	°C	$\pm 0,224$
Kütle kayıplarının ölçümündeki belirsizlik	g	$\pm 0,0032$
Hava hızı ölçümündeki belirsizlik	m/s	$\pm 0,21$
Havadaki rutubetin ölçümündeki belirsizlik	%	$\pm 0,41$
Basınç ölçümündeki belirsizlik	kPa	$\pm \%1,0$
Yüzey sıcaklığı ölçümündeki belirsizlik	°C	$\pm 0,1$
Beklenen Değerler		
$\dot{E}x_{in}$ için toplam belirsizlik		$\pm \%^a1,16$
$\dot{E}x_{out}$ için toplam belirsizlik		$\pm \%^b1,13$
ε için toplam belirsizlik		$\pm \%^c1,54$

^a Nominal değer 2,106 kW olarak alınmıştır.

^b Nominal değer 2,216 kW olarak alınmıştır.

^c Nominal değer % 1,052 olarak alınmıştır.

6.3.GMIP Kurutucu Sistemin Ekserji Analizi

GMIP kurutucu sistemindeki temel parçalar; gaz motoru ünitesi, egzoz gazı ve motor silindir ceketlerinden ısı geri kazanımları sağlaması amacıyla EAHE ve DPHE, iki adet scroll tip kompresör, havayı ısıtmak (soğutucu akışkanı soğutmak) amaçlı kullanılan bir ısı değiştirici (kondenser), soğutucu akışkanın basıncını düşürmek amaçlı kullanılan bir genleşme vanası ile soğutucu akışkanı ısıtmak (havayı soğutmak) amaçlı kullanılan bir evaporatör ve motor soğutma suyunun sistemde dolaşabilmesi için su pompasıdır. Bu ekipmanların verimliliğini belirlemek üzere orta düzeydeki işlem koşullarında (45 °C; 1,0 m/s; 120-180 dak) ayrıntılı bir ekserjetik performans analizi yapılmıştır. Buna göre Şekil 4.1'deki numaralandırma esas alınarak deneysel sonuçlardan, çalışma akışkanı (R-407C), su ve hava için sıcaklık, basınç ve kütle akış hızı, rezene, ebegümeci ve kekik bitkileri için Çizelge 6.4, Çizelge 6.5 ve Çizelge 6.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 6.3.Gaz motoru ekserji analizi sonuçları

Bitki	Kuruma süresi (dk)	V_{fuel} (m ³)	V (m ³ /s)	$\dot{m}_{fuel}$ (kg/s)	$\dot{E}_{fuel}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{fuel}}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{CW}}$ (kW)	$\dot{E}_{x_{EA}}$ (kW)
Ebegümeci	120	0,818	0,00011	0,0003	13,7489	15,2886	0,94267	2,71
Kekik	180	0,972	0,00009	0,00023	10,8915	12,1112	0,44319	1,306
Rezene	135	0,851	0,00010	0,00027	12,7143	14,1381	0,86644	2,544

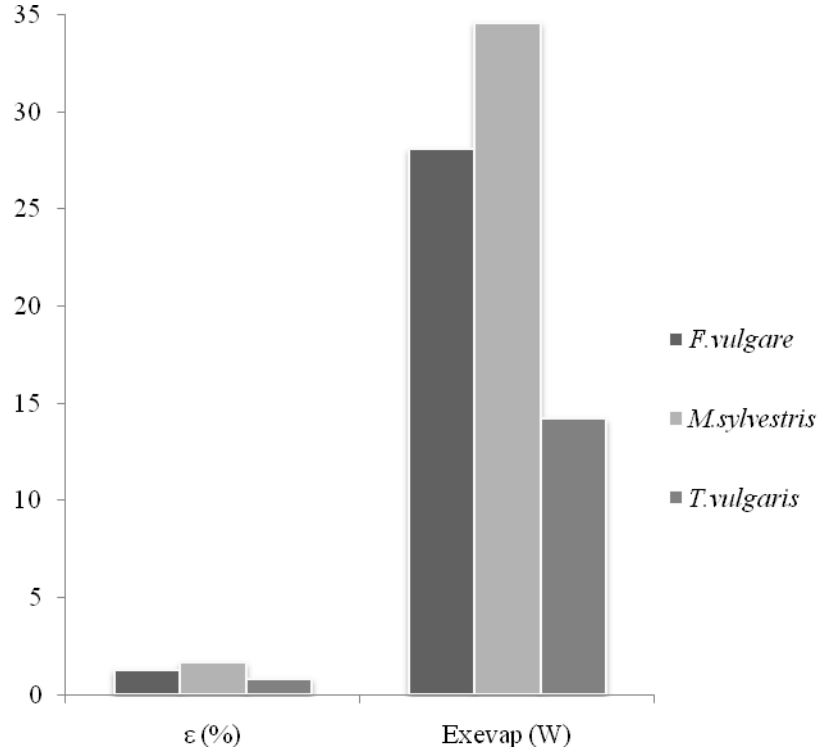
Bu çalışmada, referans durum, 10 °C ve atmosferik basıncın 101,325 kPa olduğu ortam koşulları alınmıştır. Suyun, havanın ve R-407C'nin termodinamik özellikleri, mühendislik denklem çözücü (EES) bilgisayar yazılım paketi kullanılarak bulunmuştur. Sistemdeki gaz motoru 1915-1940 dev/dak hızında çalışmıştır. Bu devirler arasında çalışan gaz motorunun deney verileri esas alınarak hesaplanan enerji ve ekserji analizi sonuçları Çizelge 6.3'de gösterilmiştir. Enerji analizinde, yakıtların enerji akımı, ısı kaybı, net gücü ve ısı verimi bulunmuştur. Ekserji analizinde ise, LPG yakıtının kimyasal ekserji akımı, yakıt ekserji akımı, ekserji yıkımı akımı, egzoz ekserji akımı, net ekserjik gücü, ekserjetik verimi, soğutma suyu ekserji akımı hesaplanmıştır. Egzoz ekserji akımları elde edilirken, yakıtların gerçek yanma denklemleri, deneylerde kullanılan egzoz gazı analizörü verilerine göre bulunmuş ve yanma sonucu oluşan gazların toplam ekserjileri hesaplanmıştır.

Çizelge 6.4 - 6.6'daki değerlerin kullanılmasıyla GMIP sisteminin her bir parçası ve sistemin bütünü için, “ekserjetik ürün” (P), “ekserjetik yakıt” (F), “yakıt tüketim oranı” (δ), “görelî tersinmezlik” (IR), “üretkenlik kaybı” (ξ) ve “ekserjetik faktör” (f), “sürdürülebilir indeks” (SI), ekserjetik yıkım ($\dot{E}_{x_d}$) kavramları hesaplanmıştır. Bu hesaplanan değerler toplu olarak Çizelge 6.7, 6.8 ve 6.9'da görülmektedir.

IP ünitesi ve GMIP sisteminin enerji-bazlı verimliliği hesaplanmıştır. IP ünitesinin COP değeri 4,197-5,058 arasında, GMIP sisteminin COP değeri ise 0,893-1,018 arasında değişmektedir.

Kurutma işlemi ekserji verimliliği % 0,80-1,62 ve iyileştirme potansiyeli (IP) değeri 1,753-2,160 kW değerleri arasında değişmektedir. Şekil 6.1'de görüldüğü üzere, ebegümeci bitkisinin kuruma hızı diğerleri arasında en yüksektir

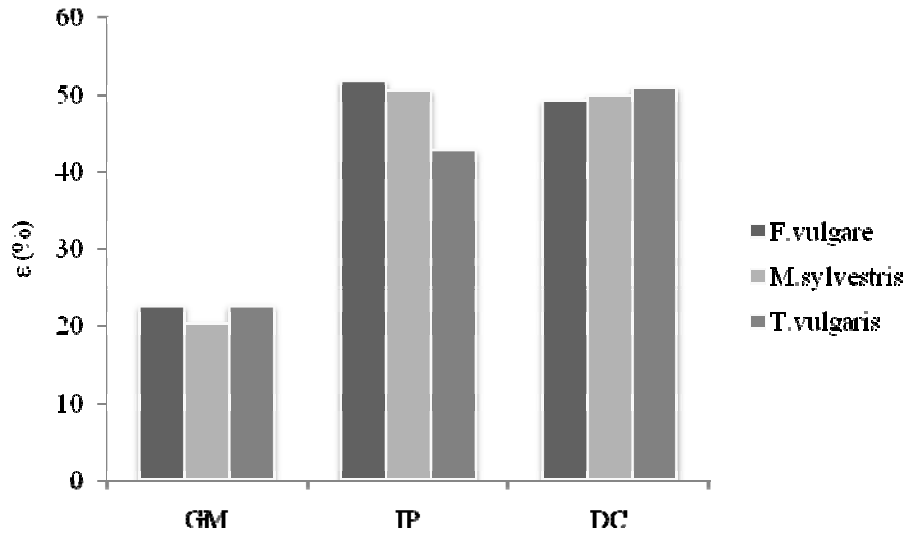
ve bu durumda Şekil 6.3’de görülen durum ile uygunluk göstermektedir. Kurutma işleminde en çok su kaybeden bitki olan ebegümeçi aynı zamanda en yüksek ekserji verimliliğine sahiptir.



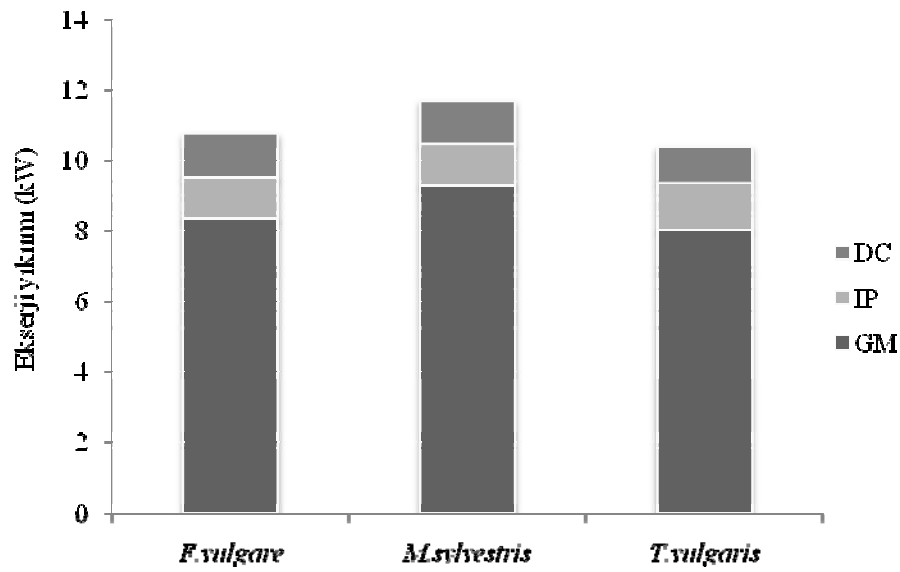
Şekil 6.3. Tıbbi aromatik bitkilerin kurutma işleminde ekserji verimliliği ve evaporasyon ekserji miktarının kıyaslanması

GMIP kurutucu sistemin ekserji analizi sonuçları Şekil 6.10’da görülmektedir. GMIP kurutucu sisteminde, gaz motorunun ekserji verimliliği düşük iken ekserji yıkımı ($\dot{E}_{x_d}$) ve iyileştirme potansiyel (IP) değeri yüksektir. Dolayısıyla sistem performansının yükseltilmesi için GM en önemli parça olarak görülmektedir.

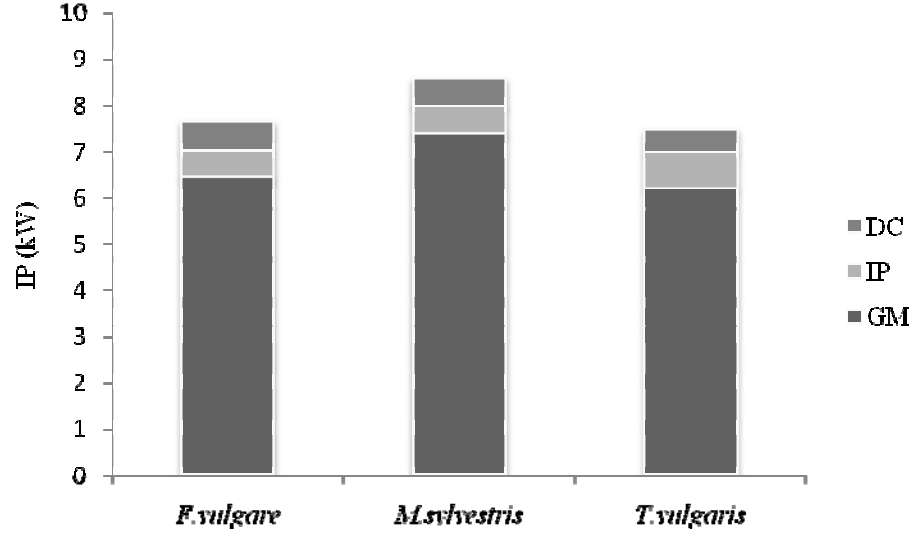
Kurutma deneyleri sistemde tek bir kompresör kullanılarak 1915-1940 devirleri arasında yapılmıştır. Ekserji yıkımı ($\dot{E}_{x_d}$) ve iyileştirme potansiyeli (IP) değerlerine göre sistemin diğer komponentleri yaklaşık olarak aynı önem derecesine sahiptirler. IP ünitesi ve kurutma çemberinin (DC) ekserji yıkım değeri 1,171-1,344 kW ve 1,008-1,261 kW değerleri arasında, geliştirme potansiyeli değerleri 0,564-0,768 kW ve 0,498-0,641 kW arasında değişmektedir.



Şekil 6.4. Tıbbi aromatik bitkilerin kurutma işlemlerinde kurutma sistem bileşenlerinin ekserji verimliliği karşılaştırılması.



Şekil 6.5. Tıbbi aromatik bitkilerin kurutma işlemlerinde kurutma sistem bileşenlerinin ekserji yıkımı değerlerinin karşılaştırılması.



Şekil 6.6. Tıbbi aromatik bitkilerin kurutma işlemlerinde kurutma sistem bileşenlerinin iyileştirme potansiyeli (IP) değerlerinin karşılaştırılması.

IP ünitesinde oluşan tersinmezliklerin çoğu kompresörde meydana gelen mekanik kayıplardan meydana gelmektedir. Kompresördeki enerji dönüşümü sırasında gerçekleşen mekanik ve elektriksel kayıplar da düşünüldüğünde, kompresör performansının geliştirilmesinin sisteme sağlayacağı katkı büyük olacaktır. Isı pompasındaki ısı değiştiricileri (kondenser ve evaporatör) verimliliklerinin artırılması ile sıcaklık farklarının azaltılması da, kompresör verimliliğini olumlu etkileyecektir. Dolayısıyla sistemin toplu tasarımı kompresör verimliliği açısından da önemlidir. Ancak kompresördeki kayıplar genel olarak sistem koşullarından bağımsızdır ve esas çözüm kompresör tasarım ve üretim teknolojisindeki gelişimle mümkündür. Bu çalışmada kullanılan kompresör tipi (scroll) ısı pompasıyla gerçekleştirilen ısıtma işlemlerinde verimliliği ile önerilen bir kompresör tipidir (Hepbasli and Balta, 2007).

Kurutma çemberi (DC), kurutma kabini ve kurutma kanallarından meydana gelmektedir. DC’de meydana gelen ekserji kaybı kurutma kabini ve kanalları yüzeyinden ortama gerçekleşen ısı transferinden kaynaklanmaktadır. Kabin ve kanal yalıtımlarının iyileştirilmesi ile tüm sistemin verimliliği artırılabilir.

GMIP kurutucu sisteminin performansının değerlendirilmesinde ekserji analizi methodu uygulanmıştır. Tüm sistemde geliştirme potansiyeli ve ekserji faktörü en yüksek olan komponent gaz motoru olarak hesaplanmıştır. İkinci olarak

EAHE sistemde en düşük ekserji verimliliğine ve en yüksek geliştirme potansiyeli değerine sahip olan komponent olarak bulunmuştur. Geliştirme potansiyeli değerlerine göre sistemde bulunan diğer önemli komponentler HRECJ, kurutma kanalları ve kompresör olarak hesaplanmıştır. GM, genleşme vanası ve kurutma kanallarının ekserji faktörü değerlerinin toplamı tüm sistemin ekserji faktörü değeri toplamının % 60'ını oluşturmaktadır. Bu komponentler GMIP kurutucu sisteminde en yüksek ekserji oranına sahiptir.

GM ünitesinin ekserji verimliliği, geliştirme potansiyeli ve ekserji faktörü değerleri sırasıyla % 20,45-22,7, % 6,19-7,36 kW ve % 35,22-39,46 olarak hesaplanmıştır. Sistemin diğer önemli komponentleri ısı değiştiricilerdir (kondenser, evaporatör, EAHE, HRECJ ve DPHE). Evaporatör ve DPHE'nin ekserji faktörü değerleri, genleşme vanasından sırasıyla 7,9 ve 11,5 kat daha düşük olmasına karşın geliştirme potansiyeli değerleri genleşme vanası ile çok yakındır. Benzer verilere kondenser komponentinde de rastlanmıştır; kondenser ekserji faktörü değeri genleşme vanasından 2,4 kez daha düşük iken geliştirme potansiyeli değeri genleşme vanası geliştirme potansiyeli değerinden 1,4 kez daha yüksek olarak hesaplanmıştır. Benzer durum en belirgin olarak EAHE de göze çarpmaktadır. EAHE'nin ekserji faktörü değeri genleşme vanasından minimum 1,5 kez daha düşük iken geliştirme potansiyeli değeri minimum 14,9 kez daha yüksek hesaplanmıştır. Bunun nedeni tüm sistemde (OS) en düşük ekserji verimliliği değerinin EAHE komponentinden elde edilmesidir. Bunun sonucunda sistemde bulunan ısı değiştiricilerin tersinmezliklerinin azaltılarak sistem performansının arttırılabileceği sonucuna varılmıştır. Isı değiştiricilerinde meydana gelen tersinmezlikler ısı değiştiricide dolaşan akışkanlar arasındaki sıcaklık farklarının yüksekliğine, basınç kayıplarına, akış düzensizliklerine ve ortama kaybedilen ısıya bağlı olarak değişmektedir.

Kompresör ε and IP değerleri % 68,76-70,91 ve 0,21-0,23 kW, olarak bulunmuştur. Kompresör gücü, önemli ölçüde soğutucu akışkan giriş-çıkış basınçlarına bağlı olarak ve ısı değiştiricilerinde dolaşan soğutucu akışkanlarının arasındaki sıcaklık farkının azalmasıyla evaporasyon ve yoğuşma sıcaklıklarının birbirine yaklaşması ile meydana gelebilecek olan iyileştirmelere bağlı olarak azalır. Bu çalışmada kullanılan GMIP sisteminde iki adet scroll tip kompresör bulunmaktadır. Scroll tip kompresörler diğer kompresör türlerine oranla daha

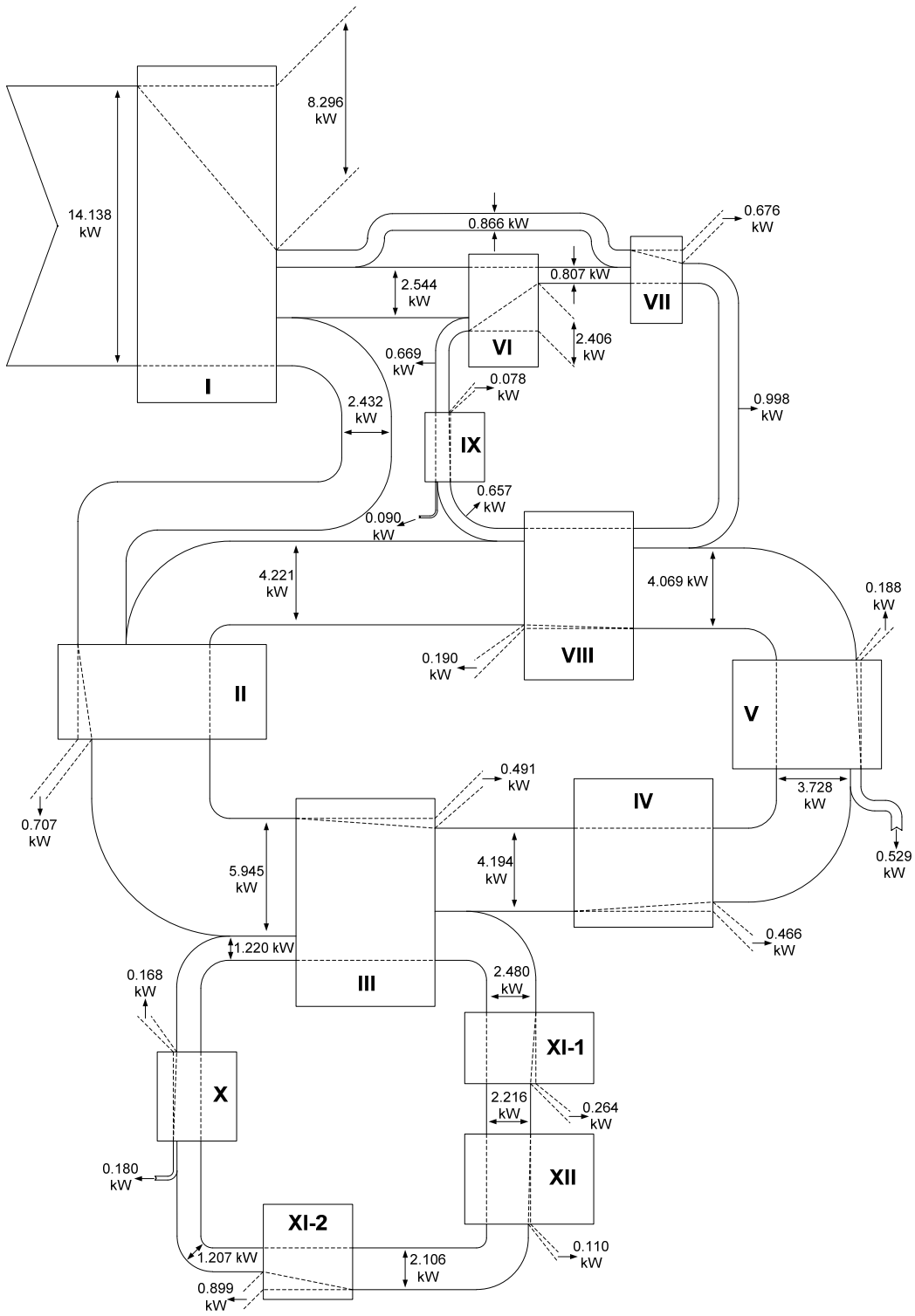
verimli çalışmaktadırlar. Deneysel verilere göre bu çalışmada bulunan kompresöre değeri, literatürde bulunan benzer çalışmalarda bulunan pistonlu ve scroll tip kompresörlerden daha yüksek olarak bulunmuştur.

Genleşme vanası, GMIP sisteminde en yüksek ε değerine sahip bileşen olarak bulunmuştur. Genleşme vanasında oluşan tersinmezliklerin nedeni soğutucu akışkanın vana içinden geçerken neden olduğu basınç düşüşleridir. Bu sorun genleşme vanasının yerine izantropik genleşme vanası kullanılarak shaft gücünün bir kısmının geri kazanılması ile engellenebilir.

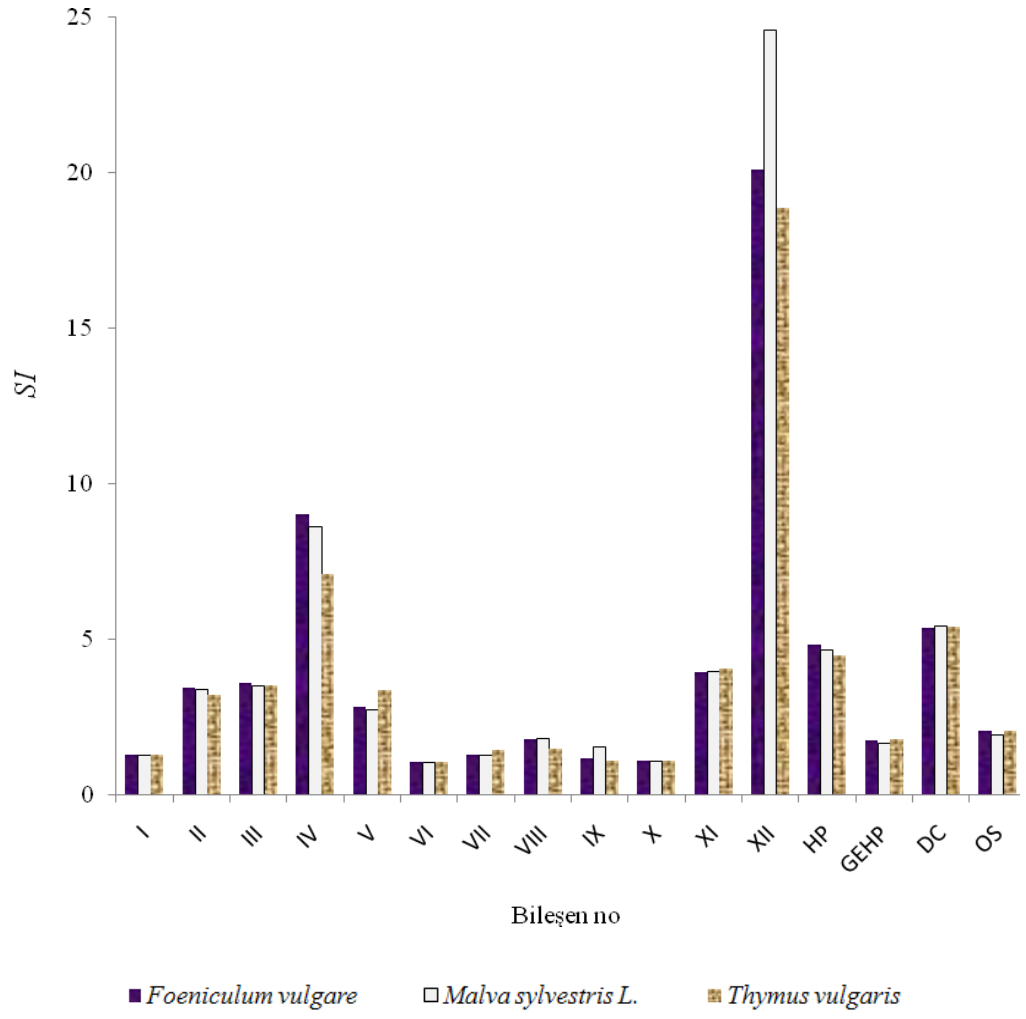
Bu çalışmada kurutma kabini ve kurutma kanallarından yüksek ε değerleri elde edilmiştir. Kurutma kabini ve kanallarında oluşan tersinmezlikler genel olarak yalıtımın iyi olmamasından kaynaklı olarak yüzeyden çevreye ısı kaybı şeklinde meydana gelir. Ekserji verimliliği değerinin yüksek olması sistemde iyi bir yalıtımın olduğuna ve yüzeyden düşük miktarda ısı kaybının olduğuna işarettir. GMIP kurutucu sisteminde kullanılan kurutma kabininin ısı transferi yüzey alanı 12 m^2 'dir. GMIP kurutucu sistemi pilot çaplı bir sistemdir ve yakıt oranı, f değerlerinden de görüleceği üzere enerji yükü yüksektir. Sistemin toplam yakıt miktarının % 20'si ve toplam f değerinin % 21'i DC tarafından sağlanmıştır. Bu sonuç, sistemde mükemmel yalıtımın sağlandığını göstermektedir.

GMIP kurutucu sistemine giren toplam ekserji miktarını ve sistem komponentlerine olan dağılımını göstermek için GMIP kurutucu sisteminin Grassmann diyagramı çizilmiştir ve Şekil 6.7'de görülmektedir. Tüm sistemin (OS) ekserji verimliliği (ε) değeri % 48,24 - 51,28 arasındadır. Isı pompası, GMIP ve kurutma çemberi (DC) için ekserji verimlilikleri, % 77,68-79,21, % 39,26-43,24 ve % 81,29-81,56 olarak hesaplanmıştır.

Tüm sistem komponentleri için SI değerleri hesaplanmıştır ve Şekil 6.8'de gösterilmiştir. Yüksek SI değeri, sistemin ve işlemin çevre faktörlerinden az etkilenirken yüksek verimliliğe sahip olması demektir. Sistemde en yüksek SI değerine sahip komponent kurutma kabini (18,87-24,57), ardından genleşme vanası (7,08-8,99), EAHE (1,05-1,06), fan (1,07-1,08), su pompası (1,09-1,52), HRECJ (1,26-1,43) ve GM (1,26-1,29) en düşük SI değerine sahip komponent olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.7. Ekserji kayıp ve akış (Grassmann) diyagramı.



Şekil 6.8. GMIP kurutucu sistemi bileşenleri için SI değerleri.

Çizelge 6.4. GMIP sisteminde rezene bitkisi için deneysel verilerin ve termodinamik tablo ile denklemlerin kullanılması ile elde edilen bazı termodinamik değerler.

Kod	Açıklama	Madde	Faz	$\dot{m}$ (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	ω (kg su/kg kh)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)	Ex (kW)
0	Ölü Hal	Hava	Gaz	-	10	101,325	0,005	-	-	-
0'	Ölü Hal	R407-C	Gaz	-	10	101,325	-	1,203	0	0
1	Kompresör Girişi / Evaporatör Çıkışı	R407-C	Gaz	0,075	23,2	910	-	1	56,38	4,2208
2s	Kompresör Çıkışı	R407-C	Gaz	0,075	67,7	2275	-	1	78,98	5,91
2a	Kompresör Çıkışı	R407-C	Gaz	0,075	70	2275	-	1,008	79,41	5,95
3	Kondenser Çıkışı / Genleşme Valfi Girişi	R407-C	Sıvı	0,075	50,5	2225	-	0,51	56,02	4,19
4	Evaporatör Girişi / Genleşme Valfi Çıkışı	R407-C	Karışım	0,075	17,37	910	-	0,532	49,79	3,73
5	DPHE Girişi	R407-C	Karışım	0,075	20,6	910	-	0,88	54,36	4,07
1	DPHE Çıkışı	R407-C	Gaz	0,075	23,2	910	-	1	56,38	4,22
1,w	Pompa Girişi / DPHE Çıkışı	Su	Sıvı	0,072	46,59	101,325	-	0,659	9,16	0,66
2,w	EAHE Girişi	Su	Sıvı	0,072	47,3	101,325	-	0,669	9,33	0,67
3,w	EAHE Çıkışı / HRECJ Girişi	Su	Sıvı	0,072	51,07	101,325	-	0,718	11,25	0,81
4,w	HRECJ Çıkışı / DPHE Girişi	Su	Sıvı	0,072	55,58	101,325	-	0,775	13,91	1,00
1,a	Fan girişi	Hava	Gaz	0,873	35,3	101,325	0,010	-	1,38	1,21
2,a	Kondenser Girişi	Hava	Gaz	0,873	35,47	101,325	0,010	-	1,40	1,22
3,a	Kondenser Çıkışı	Hava	Gaz	0,873	49,25	101,325	0,010	-	2,84	2,48
4,a	Kurutucu Girişi	Hava	Gaz	0,873	46,75	101,325	0,010	-	2,54	2,22
5,a	Kurutucu Çıkışı	Hava	Gaz	0,873	45,66	101,325	0,010	-	2,41	2,11

Çizelge 6.5. GMIP sisteminde kekik bitkisi için deneysel verilerin ve termodinamik tablo ile denklemlerin kullanılması ile elde edilen bazı termodinamik değerler.

Kod	Açıklama	Madde	Faz	$\dot{m}$ (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	ω (kg su/kg kh)	s (kJ/kg)	ex (kJ/kg)	$\dot{E}_x$ (kW)
0	Ölü Hal	Hava	Gaz	-	10	101,325	0,005	-	-	-
0'	Ölü Hal	R407-C	Gaz	-	10	101,325	-	1,203	0	0
1	Kompresör Girişi / Evaporatör Çıkışı	R407-C	Gaz	0,069	21	868	-	1	55,08	3,7766
2s	Kompresör Çıkışı	R407-C	Gaz	0,069	65,7	2196	-	1	78,08	5,35
2a	Kompresör Çıkışı	R407-C	Gaz	0,069	69,1	2196	-	1,011	78,66	5,39
3	Kondenser Çıkışı / Genleşme Valfi Girişi	R407-C	Sıvı	0,069	49,8	2156	-	0,575	58,12	3,98
4	Evaporatör Girişi / Genleşme Valfi Çıkışı	R407-C	Karışım	0,069	16,44	868	-	0,604	49,91	3,42
5	DPHE Girişi	R407-C	Karışım	0,069	19,5	868	-	0,932	54,13	3,71
1	DPHE Çıkışı	R407-C	Gaz	0,069	21	868	-	1	55,08	3,78
1,w	Pompa Girişi / DPHE Çıkışı	Su	Sıvı	0,037	47,72	101,325	-	0,674	9,71	0,35
2,w	EAHE Girişi	Su	Sıvı	0,037	48,6	101,325	-	0,686	9,91	0,36
3,w	EAHE Çıkışı / HRECJ Girişi	Su	Sıvı	0,037	51,35	101,325	-	0,721	11,50	0,42
4,w	HRECJ Çıkışı / DPHE Girişi	Su	Sıvı	0,037	57,63	101,325	-	0,801	15,15	0,56
1,a	Fan girişi	Hava	Gaz	0,873	36,45	101,325	0,004	-	1,18	1,03
2,a	Kondenser Girişi	Hava	Gaz	0,873	36,63	101,325	0,004	-	1,20	1,04
3,a	Kondenser Çıkışı	Hava	Gaz	0,873	47,8	101,325	0,004	-	2,35	2,05
4,a	Kurutucu Girişi	Hava	Gaz	0,873	45,11	101,325	0,004	-	2,04	1,78
5,a	Kurutucu Çıkışı	Hava	Gaz	0,873	44,13	101,325	0,004	-	1,93	1,69

Çizelge 6.6. GMIP sisteminde ebegümesi bitkisi için deneysel verilerin ve termodinamik tablo ile denklemlerin kullanılması ile elde edilen bazı termodinamik değerler.

Kod	Açıklama	Madde	Faz	$\dot{m}$ (kg/s)	T (°C)	P (kPa)	ω (kg su/ kg kh)	s (kJ/kgK)	ex (kJ/kg)	$\dot{E}_x$ (kW)
0	Ölü Hal	Hava	Gaz	-	10	101,33	0,005	-	-	-
0'	Ölü Hal	R407-C	Gaz	-	10	101,33	-	1,203	0	0
1	Kompresör Girişi / Evaporatör Çıkışı	R407-C	Gaz	0,071	23	908	-	1	56,28	3,98
2s	Kompresör Çıkışı	R407-C	Gaz	0,071	68,3	2302	-	1	79,28	5,61
2a	Kompresör Çıkışı	R407-C	Gaz	0,071	71,1	2302	-	1,009	79,93	5,66
3	Kondenser Çıkışı / Genleşme Valfi Girişi	R407-C	Sıvı	0,071	50,7	2237	-	0,511	56,14	3,97
4	Evaporatör Girişi / Genleşme Valfi Çıkışı	R407-C	Karışım	0,071	17,31	908	-	0,534	49,63	3,51
5	DPHE Girişi	R407-C	Karışım	0,071	20,5	908	-	0,878	54,12	3,83
1	DPHE Çıkışı	R407-C	Gaz	0,071	23	908	-	1	56,28	3,98
1,w	Pompa Girişi / DPHE Çıkışı	Su	Sıvı	0,068	47	101,33	-	0,665	9,26	0,63
2,w	EAHE Girişi	Su	Sıvı	0,068	47,72	101,33	-	0,674	9,71	0,66
3,w	EAHE Çıkışı / HRECJ Girişi	Su	Sıvı	0,068	51,2	101,33	-	0,719	11,47	0,78
4,w	HRECJ Çıkışı / DPHE Girişi	Su	Sıvı	0,068	56,14	101,33	-	0,782	14,33	0,97
1,a	Fan girişi	Hava	Gaz	0,873	35,9	101,33	0,009	-	1,36	1,19
2,a	Kondenser Girişi	Hava	Gaz	0,873	36,05	101,33	0,009	-	1,37	1,20
3,a	Kondenser Çıkışı	Hava	Gaz	0,873	49,13	101,33	0,009	-	2,75	2,40
4,a	Kurutucu Girişi	Hava	Gaz	0,873	46,62	101,33	0,009	-	2,45	2,14
5,a	Kurutucu Çıkışı	Hava	Gaz	0,873	45,76	101,33	0,009	-	2,35	2,05

Çizelge 6.7. GMIP kurutucu sisteminin rezene bitkisi için enerjetik, ekserjetik ve termodinamik analizi sonuçları.

Ekipman	$\dot{E}x_d$ (kW)	Kullanılan Güç (kW)	$\dot{P}$ (kW)	$\dot{F}$ (kW)	$\square$ (%)	$\dot{I}P$ (kW)	SI	δ (%)	RI (%)	ξ (%)	f (%)
Gaz Motoru	8,296	12,079	2,432	10,728	22,67	6,415	1,293	27,236	55,536	53,449	35,221
Kompresör	0,707	2,432	1,724	2,432	70,91	0,206	3,438	2,323	4,736	4,558	7,985
Kondenser	0,491	-	1,261	1,751	71,98	0,137	3,569	1,611	3,284	3,161	5,749
Genleşme Valfi	0,466	-	3,728	4,194	88,88	0,052	8,993	1,531	3,122	3,005	13,770
Evaporatör	0,188	-	0,342	0,529	64,54	0,067	2,820	0,616	1,257	1,209	1,738
EAHE	2,406	-	0,138	2,544	5,43	2,275	1,057	7,899	16,106	15,501	8,352
HRECJ	0,676	-	0,191	0,866	22,02	0,527	1,282	2,218	4,523	4,353	2,845
DPHE	0,190	-	0,151	0,341	44,39	0,105	1,798	0,623	1,269	1,222	1,120
Pompa	0,078	0,090	0,012	0,090	13,43	0,067	1,155	0,256	0,522	0,502	0,295
Fan	0,168	0,180	0,012	0,180	6,94	0,156	1,075	0,550	1,121	1,079	0,591
Kurutucu Kabin	0,110	-	2,106	2,216	95,02	0,005	20,081	0,362	0,739	0,711	7,276
Kanal1	0,264	-	2,216	2,480	89,35	0,028	9,388	0,867	-	1,702	-
Kanal2	0,899	-	1,207	2,106	57,33	0,383	2,344	2,950	-	5,789	-
Kanallar	1,163	-	3,424	4,586	74,65	0,295	3,944	3,817	7,784	7,491	15,058
IP Unitesi	1,852	2,432	7,055	8,907	79,21	0,385	4,809	-	-	-	-
GMIP Sistemi	13,664	14,781	9,991	23,656	42,24	7,893	1,731	-	-	-	-
Kurutma Sistemi	1,273	-	5,529	6,802	81,29	0,238	5,343	-	-	-	-
Tüm Sistem	14,937	14,781	15,521	30,458	50,96	7,326	2,039	-	-	-	-

Çizelge 6.8. GMIP kurutucu sisteminin kekik bitkisi için enerjetik, ekserjetik ve termodinamik analizi sonuçları.

Ekipman	$\dot{E}x_d$ (kW)	Kullanılan		$\dot{P}$ (kW)	$\dot{F}$ (kW)	$\square$ (%)	$\dot{IP}$ (kW)	SI	δ (%)	RI (%)	ξ (%)	f (%)
		Güç (kW)	$\dot{P}$ (kW)									
Gaz Motoru	8,010	10,347	2,352	10,362	22,70	6,192	1,294	30,506	62,612	59,492	39,463	
Kompresör	0,735	2,352	1,617	2,352	68,76	0,229	3,201	2,798	5,742	5,456	8,957	
Kondenser	0,401	-	1,008	1,409	71,53	0,114	3,512	1,528	3,135	2,979	5,365	
Genleşme Valfi	0,563	-	3,422	3,985	85,87	0,080	7,078	2,144	4,401	4,182	15,176	
Evaporatör	0,122	-	0,290	0,412	70,32	0,036	3,369	0,466	0,956	0,909	1,570	
EAHE	1,248	-	0,058	1,306	4,47	1,192	1,047	4,752	9,752	9,266	4,974	
HRECJ	0,309	-	0,134	0,443	30,20	0,216	1,433	1,178	2,418	2,297	1,688	
DPHE	0,135	-	0,065	0,200	32,49	0,091	1,481	0,513	1,053	1,001	0,760	
Pompa	0,083	0,090	0,007	0,090	8,24	0,076	1,090	0,314	0,645	0,613	0,343	
Fan	0,166	0,180	0,014	0,180	7,58	0,154	1,082	0,634	1,300	1,236	0,686	
Kurutucu Kabin	0,094	-	1,686	1,781	94,70	0,005	18,869	0,359	0,738	0,701	6,782	
Kanal1	0,271	-	1,781	2,052	86,78	0,036	7,566	1,033	-	2,014	-	
Kanal2	0,656	-	1,031	1,686	61,12	0,255	2,572	2,497	-	4,870	-	
Kanallar	0,927	-	2,811	3,738	75,21	0,230	4,033	3,530	7,245	6,884	14,237	
IP Unitesi	1,821	2,352	6,337	8,158	77,68	0,407	4,479	-	-	-	-	
GMIP Sistemi	11,772	12,969	8,967	20,739	43,24	6,682	1,762	-	-	-	-	
Kurutma Sistemi	1,021	-	4,498	5,519	81,50	0,189	5,404	-	-	-	-	
Tüm Sistem	12,793	12,969	13,464	26,258	51,28	6,233	2,052	-	-	-	-	

Çizelge 6.9. GMIP kurutucu sisteminin ebegümeci bitkisi için enerjetik, ekserjetik ve termodinamik analizi sonuçları.

Ekipman	$\dot{E}x_d$ (kW)	Kullanılan Güç (kW)	$\dot{P}$ (kW)	$\dot{F}$ (kW)	$\square$ (%)	$\dot{I}P$ (kW)	SI	δ (%)	RI (%)	ξ (%)	f (%)
Gaz Motoru	9,256	13,061	2,380	11,636	20,45	7,363	1,257	29,834	57,636	61,847	37,503
Kompresör	0,705	2,380	1,674	2,380	70,36	0,209	3,373	2,274	4,392	4,713	7,670
Kondenser	0,482	-	1,203	1,684	71,41	0,138	3,498	1,552	2,998	3,217	5,428
Genleşme Valfi	0,461	-	3,513	3,974	88,40	0,053	8,620	1,486	2,870	3,080	12,808
Evaporatör	0,183	-	0,318	0,501	63,48	0,067	2,738	0,590	1,140	1,224	1,616
EAHE	2,590	-	0,120	2,710	4,41	2,476	1,046	8,349	16,130	17,308	8,734
HRECJ	0,748	-	0,195	0,943	20,64	0,594	1,260	2,411	4,658	4,999	3,038
DPHE	0,192	-	0,153	0,345	44,25	0,107	1,794	0,620	1,197	1,285	1,111
Pompa	0,059	0,090	0,031	0,090	34,12	0,039	1,518	0,191	0,369	0,396	0,290
Fan	0,169	0,180	0,011	0,180	6,23	0,158	1,066	0,544	1,051	1,128	0,580
Kurutucu Kabin	0,087	-	2,049	2,136	95,93	0,004	24,574	0,280	0,541	0,581	6,883
Kanal1	0,264	-	2,136	2,400	88,99	0,029	9,086	0,851	-	1,765	-
Kanal2	0,863	-	1,186	2,049	57,88	0,363	2,374	2,781	-	5,765	-
Kanallar	1,127	-	3,321	4,448	74,67	0,285	3,947	3,632	7,017	7,530	14,337
IP Unitesi	1,831	2,380	6,708	8,539	78,56	0,393	4,663	-	-	-	-
GMIP Sistemi	14,846	15,711	9,596	24,443	39,26	9,017	1,646	-	-	-	-
Kurutma Sistemi	1,214	-	5,370	6,584	81,56	0,224	5,424	-	-	-	-
Tüm Sistem	16,060	15,711	14,966	31,026	48,24	8,313	1,932	-	-	-	-

Çizelge 6.10. GMIP kurutucu sisteminin enerjetik, ekserjetik ve termodinamik analizi sonuçları.

Kod	Bileşen	Ekserjetik ürün akımı $\dot{P}$ (kW)			Ekserjetik yakıt akımı $\dot{F}$ (kW)			Ekserji verimi ε (%)			Geliştirme potansiyeli akımı $I\dot{P}$ (kW)			Eksejetik faktör f_i (%)			Sürdürülebilir indeksi SI		
		1 ^a	2 ^b	3 ^c	1 ^a	2 ^b	3 ^c	1 ^a	2 ^b	3 ^c	1 ^a	2 ^b	3 ^c	1 ^a	2 ^b	3 ^c	1 ^a	2 ^b	3 ^c
I	GM	2,432	2,380	2,352	10,728	11,636	10,362	22,7	20,5	22,7	6,415	7,363	6,192	35,221	37,503	39,463	1,29	1,26	1,29
II	Kompresör	1,724	1,674	1,617	2,432	2,380	2,352	70,9	70,4	68,8	0,21	0,21	0,23	7,985	7,670	8,957	3,44	3,37	3,2
III	Kondenser	1,261	1,203	1,008	1,751	1,684	1,409	72	71,4	71,5	0,14	0,14	0,11	5,749	5,428	5,365	3,57	3,5	3,51
IV	Genleşme vanası	3,728	3,513	3,422	4,194	3,974	3,985	88,9	88,4	85,9	0,05	0,05	0,08	13,770	12,808	15,176	8,99	8,62	7,08
V	Evaporatör	0,342	0,318	0,29	0,529	0,501	0,412	64,5	63,5	70,3	0,07	0,07	0,04	1,738	1,616	1,570	2,82	2,74	3,37
VI	EAHE	0,138	0,12	0,058	2,544	2,710	1,306	5,43	4,41	4,47	2,275	2,476	1,192	8,352	8,734	4,974	1,06	1,05	1,05
VII	HRECJ	0,191	0,195	0,134	0,866	0,943	0,443	22	20,6	30,2	0,53	0,59	0,22	2,845	3,038	1,688	1,28	1,26	1,43
VIII	DPHE	0,151	0,153	0,065	0,341	0,345	0,2	44,4	44,3	32,5	0,11	0,11	0,09	1,12	1,111	0,76	1,8	1,79	1,48
IX	Su pompası	0,012	0,031	0,007	0,09	0,09	0,09	13,4	34,1	8,24	0,07	0,04	0,08	0,295	0,29	0,343	1,16	1,52	1,09
X	Fan	0,012	0,011	0,014	0,18	0,18	0,18	6,94	6,23	7,58	0,16	0,16	0,15	0,591	0,58	0,686	1,07	1,07	1,08
XI	Kurutma Kanalları	3,424	3,321	2,811	4,586	4,448	3,738	74,7	74,7	75,2	0,3	0,29	0,23	15,058	14,337	14,237	3,94	3,95	4,03
XII	Kurutma Kabini	2,106	2,049	1,686	2,216	2,136	1,781	95	95,9	94,7	0,01	0	0,01	7,276	6,883	6,782	20,1	24,6	18,9
II-V	IP ünitesi	7,055	6,708	6,337	8,907	8,359	8,158	79,2	78,6	77,7	0,39	0,39	0,41	-	-	-	4,81	4,66	4,48
I-X	GMIP ünitesi	9,991	9,596	8,967	23,656	24,295	20,739	42,2	39,3	43,2	7,893	9,017	6,682	-	-	-	1,73	1,65	1,76
XI-XII	DC	5,529	5,370	4,498	6,802	6,584	5,519	81,3	81,6	81,5	0,24	0,22	0,19	-	-	-	5,34	5,42	5,4
I-XII	OS	15,521	14,966	13,464	30,458	30,879	26,258	51	48,2	51,3	7,326	8,313	6,233	100	100	100	2,04	1,93	2,05

^aFoeniculum vulgare bitkisinin kurutma sonuçları

^bMalva sylvestris L. bitkisinin kurutma sonuçları

^cThymus vulgaris bitkisinin kurutma sonuçları

7. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada GMIP kurutucu sisteminde üç farkı tıbbi aromatik bitki olan ebegümeci (*Malva sylvestris L.*), rezene (*Foeniculum vulgare*) ve kekik (*Thymus vulgaris*) bitkileri kurutulmuştur. Sistemin belirsizlik analizi yapılmıştır. Deneyssel sonuçlara dayanarak bitkilerin kuruma davranışları belirlenmiştir. Kurutma işleminin ekserji analizi yapılmıştır.

GMIP kurutma sisteminin, ekserji analizi tek tek sistem bileşenlerinden hareketle gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen bazı sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

- Isı pompası sisteminde COP_{IP} değeri 4,197-5,058 arasında, tüm GMIP sisteminde COP_{GMIP} değeri 0,893 ve 1,018 arasında belirlenmiştir.
- Rezene (*Foeniculum vulgare*), ebegümeci (*Malva sylvestris L.*), ve kekik (*Thymus vulgaris*) bitkilerinin kuruma ekserji verimlilikleri değerleri sırasıyla; % 1,27, % 1,62 ve % 0,80 olarak hesaplanmıştır.
- Gaz motoru, genleşme vanası ve kurutma kanallarının ekserji değeri sisteme giren toplam ekserjinin % 60'ından fazlasını oluşturmaktadır.
- Rezene (*Foeniculum vulgare*), ebegümeci (*Malva sylvestris L.*), ve kekik (*Thymus vulgaris*) bitkilerinin ürün kompozisyon analizleri sonucunda başlangıç nem miktarları sırasıyla; % 83, % 85 ve % 72 olarak saptanmıştır. Kurutma işlemi sonucunda bitkilerin son ürün nem içerikleri sırasıyla; % 4, % 21 ve % 22 olarak hesaplanmıştır.
- GMIP ünitesinin ekserjetik verimliliği % 39,26-% 43,24 aralığında kurutma çemberinin ekserjetik verimliliği % 81,29-% 81,56 aralığında ve tüm kurutma sisteminin ekserjetik verimliliği % 48,24-% 51, 28 aralıklarında hesaplanmıştır.

- Tüm sistem içerisinde en yüksek iyileştirme potansiyel akım değeri (6,19-7,36 kW) ve ekserjetik faktör değeri (% 35,22-% 39,46) gaz motoruna aittir.
- Bu çalışmada ölü hal sıcaklığı sabit alındı. Farklı referans sıcaklıklarında çalışılarak ekserji verimine etkileri incelenebilir.
- Tüm sistemin eksergoekonomik analizinin (ekserji ve ekonominin birleşimi) yapılması önerilir.
- Bu tezde, binaya doğal gaz verilemediğinden deneysel çalışmalar sırasında yakıt olarak LPG kullanılmıştır. Daha ucuz bir yakıt olan doğal gaz kullanımında elde edilecek olan sonuçlar daha ekonomik olacaktır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

Anon, 2003, TS ISO 15598 Ham Lif İçeriğinin Tayini.

Akpınar, E.K., 2004, Energy and exergy analyses of drying of red pepper slices in a convective type dryer, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 31:1165-1176.

Akpınar, E.K., 2005, Deneysel çalışmalardaki hata analizine bir örnek: Kurutma deneylerindeki hata analizi, *Mühendis ve Makine*, 540:41-48.

AOAC, 1975, Association of Official Analytical Chemists, 12th Edition, Official methods of analysis of the association of official analytical chemists, Arlington VA, USA.

AOAC, 1990, Association of Official Analytical Chemists, 15th Edition, Official methods of analysis of the association of official analytical chemists, Arlington VA, USA.

AOAC, 1995, Association of Official Analytical Chemists, 16th Edition, Official methods of analysis of the association of official analytical chemists, Arlington VA, USA.

Apaiah, R.K., Linnemann, A.R. and Van der Kooi, H.J., 2006, Exergy analysis: A tool to study the sustainability of food supply chains, *Food Research International*, 39:1-11.

Balkan, F., Colak, N. and Hepbasli, A., 2005, Performance evaluation of a triple-effect evaporator with forward feed using exergy analysis, *International Journal of Energy Research*, 29:455-470.

Balladin, DA. and Headley, O., 1999, Evaluation of solar dried thyme (*Thymus vulgaris* Linne) herbs, *Renewable Energy*, 17:523-531.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Bayrak, M., Midilli, A. and Nurveren, K.,** 2003, Energy and exergy analyses of sugar production stages, *International Journal of Energy Research*, 27:989-1001.
- Bussmann, W.,** 1978, Heating of the Dortmund-Wellinghofen open air swimming pool with a gas heat pump (two years of operational experience), *Collection of Technical Papers – AIAA/ASME/ASCE/AHS Structures, Structural Dynamics & Materials Conference*, 26-31,34.
- Calm, J.M.,** 1997, Heat pumps in USA, *International Journal of Refrigeration*, 10:190-96.
- Cheng, C. and Wang, Z.,** 2006, Bacteriostatic activity of anthocyanin of *Malva sylvestris*, *Journal of Forestry Research*, 17:83-85.
- Choi, Y. and Okos, M.R.,** 1986, Effects of temperature and composition on the thermal properties of foods, 93-101, *Food Engineering and Process Applications. Transport Phenomenon*, Vol. 1, Maguer, L. and Jelen, P. (Eds.), Elsevier, New York.
- Colak, N. and Hepbasli, A.,** 2007, Performance analysis of drying of green olive in a tray dryer, *Journal of Food Engineering*, 20:1188-1193.
- Çengel, Y.A. and Boles, M.A.,** 2006, Thermodynamics An Engineering Approach, 5th Edition, McGraw Hill, New York, USA.
- Diamante, L.M. and Munro, P.A.,**1993, Mathematical modelling of the thin layer solar drying of sweet potato slices, *Solar Energy*, 51:271-276.
- Dincer, I. and Sahin, A.Z.,** 2004, A new model for thermodynamic analysis of a drying process, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 645-652.
- Dincer, I.,**1998, Moisture transfer analysis during drying of slabwoods, *Heat and Mass Transfer*, 34:317-320.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Dincer, I.**, 2002, The role of exergy in energy policy making, *Energy Policy* 30: 137-149.
- Eustace, V.A.**, 1984, Testing and applications of a high temperature gas engine driven heat pump, *Journal of Heat Recovery Systems*, 4:257-63.
- Fatouh, M., Metwally, M.N., Helali, A.B. and Shedid, M.H.**, 2006, Herbs drying using a heat pump dryer, *Energy Conversion and Management* 47:2629–2643.
- Flurschetz, E.**, 1978, Use of heat pump in a municipal energy supply system, *Elektrowaerme Int Ed A.*, 36(3):a164-a167.
- Hepbasli, A. and Akdemir, O.**, 2004, Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system, *Energy Conversion and Management*, 45:737-753.
- Hepbasli, A. and Ozalp, N.**, 2003, Development of energy efficiency and management implementation in Turkish industrial sector, *Energy Conversion and Management* , 44(2): 231-249.
- Hepbasli, A., Erbay, Z., Icier, F., Colak, N. and Hancioglu, E.**, 2009, A review of gas engine driven heat pumps (GEHPs) for residential and industrial applications, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 13(1):85-99.
- Hepbasli, A., Ozgener, L.**, 2004, Development of geothermal energy utilization in Turkey: a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8:433-60.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Hepbaşlı, A., Erbay, Z., İçier, F., Çolak, N. ve Hancıoğlu, E., 2007,** Isı pompalarının genel tanıtımı ile gaz motoru tahrikli ısı pompaları ve kurutucusu, *TESKON 2007, VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 25-28 Ekim 2007, İzmir-Türkiye, Isı Pompalarının Konutsal ve Endüstriyel Uygulamaları Kurs Kitabı*, 3-32.
- Hepbaşlı, A., Erbay, Z., İçier, F., Çolak, N. ve Hancıoğlu, E., 2007a,** Güneş enerjisi destekli gaz motoru tahrikli bir ısı pompası sistemi uygulaması, *İKLİM 2007, II. Ulusal İklimlendirme Kongresi, 15-18 Kasım, Antalya – Türkiye, Bildiriler Kitabı*, 351-366.
- Hepbaşlı, A., Erbay, Z., İçier, F., Çolak, N. ve Hancıoğlu, E., 2008,** Gaz motoru tahrikli ısı pompası (GMIP) sistemi uygulamaları, *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği (TTMD) Dergisi*, 53:33-41.
- Hepbaşlı, A., İçier, F., Çolak, N. ve Hancıoğlu, E., 2006,** Gaz motoru tahrikli güneş enerjisi destekli ısı pompalı bantlı bir kurutucu sistemin tasarımı, testi ve performansının değerlendirilmesi, TÜBİTAK Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projelerini Destekleme Programı, Proje Başvuru Raporu.
- Holman, J.P., 2001,** Basic Concepts, 5-47, Experimental Methods for Engineers, Holman, J.P. (Eds.), 7th Edition, McGraw Hill, Singapore.
- IEA, International Energy Agency, 2007,** IEA Key World Energy Statistics, 1-80.
- Kotas, T.J., 1995,** The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Krieger Publishing Company, Malabar, Florida.
- Kumarasamy, Y., Cox ,P.J., Jaspars, M., Nahar, L. and Sarker, SD., 2002,** Screening seeds of Scottish plants for antibacterial activity, *Journal of Ethnopharmacology*, 83:73-77.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Kuzgunkaya, Hancioglu, E., Hepbasli, A.,**2006, Exergetic Evaluation of Drying of Laurel Leaves in a Vertical Ground-source Heat Pump Drying Cabinet, *International Journal of Energy Research* (in Press).
- Lazzarin, R. and Noro, M.,** 2006, District heating and gas engine heat pump: economic analysis based on a case study, *Applied Thermal Engineering*, 26:193-99.
- Lian, Z., Park, S., Huang, W., Balk, Y. and Yao, Y.,** 2005, Conception of combination of gas-engine-driven heat pump and water-loop heat pump system, *International Journal of Refrigeration*, 28:810-19.
- Mavi, A., Terzi, Z., Ozgen, U., Yildirim, A. and Coskun, M.,** 2004, Antioxidant properties of some medicinal plants: *Prangos ferulacea* (Apiaceae), *Sedum sempervivoides* (Crassulaceae), *Malva neglecta* (Malvaceae), *Cruciata taurica* (Rubiaceae), *Rosa pimpinellifolia* (Rosaceaea), *Galium verum* subsp. *Verum* (Rubiaceae), *Urtica dioica* (Urticaceae), *Biological & Pharmaceutical Bulletin*, 27:702-705.
- Midilli, A. and Kucuk, H.,** 2003, Energy and exergy analyses of solar drying process of pistachio, *Energy*, 28:539-556.
- Moran, M.J. and Shapiro H.N.,** 2000, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Third Edition, John Wiley & Sons, New York, 1388-6150 (Print), 1572-8943 (Online), doi: 10.1023/A:1010185508320.
- Ogura, M., Kawasaki, T.,** 1987, The first commercialized direct-expansion type gas engine heat pump, *Government Inst Inc Publishing*.
- Ozgener, L. and Ozgener, O.,** 2006, Exergy analysis of industrial pasta drying process, *Int. J. Energy Res.*, 30:1323–1335.
- Sanaye, S. and Chahartaghi M.,** 2010, Thermal modeling and operating tests for the gas engine-driven heat pump systems, *Energy*, 35:351–363.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Szargut, J., Morris, D.R. and Steward, F.R.,** 1988, Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes, John Benjamins Publishing Co., ISBN-10: 0891165746, ISBN-13: 978-0891165743.
- Şahin, H.M., Acır, A., Baysal, E. ve Koçyiğit, E.,**2007, Enerji ve ekserji analiz metoduyla Kayseri Şeker fabrikasında enerji verimliliğinin değerlendirilmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 22(1):111-119.
- Tekin, T. and Bayramoglu, M.,**1998, Exergy loss minimization analysis of sugar production process from sugar beet, *Food and Bioprocess Technology: Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, Part C, 76(3):149-154.
- TMMOB Makine Mühendisleri Odası,** 2008, Türkiye'nin Doğal Gaz Temin ve Tüketim Politikalarının Değerlendirilmesi, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Raporu, İzmir, 53s.
- Truck, W., Willeitner, E. and Kok, G.,** 1978, Generation of heat with diesel and gas-motor-heat-pumps, *Klim Kaelte Ing.*, 6(7-8):279-84.
- Türkyılmaz, O.,** 2007, Dünyada ve Türkiye'de Enerji Sektörünün Durumu, *Mühendis ve Makina* 45(569): 69-77.
- Uckun, E.,** 2004, Biyodizel yakıtı kullanan bir Dizel motorun optimizasyonu, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi, Temmuz 2004, Kocaeli, YOK no: 153621.
- Xiang, J.Y., Cali, M., Santarelli, M.,** 2004, Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC plant, *International Journal of Energy Research*, 28:101-115.
- Xu, Z. and Yang, Z.,** 2009, Saving energy in the heat-pump air conditioning system driven by gas engine, *Energy and Buildings*, 41:206–211.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Venskutonis, PR.**, 1997, Effect of drying on the volatile constituents of thyme (*Thymus vulgaris* L.) and sage (*Salvia officinalis* L.), *Food Chemistry*, 59:219-227.
- Venskutonis, R., Poll, L. and Larsen, M.**, 1996, Influence of drying and irradiation on the composition of volatile compounds of Thyme (*Thymus vulgaris* L.), *Flavour and Fragrance Journal*, 11:123-128.
- Wongsuwan, W., Kumar, S., Neveu, P. and Meunier, F.**, 2001, A review of chemical heat pump technology and applications, *Applied Thermal Engineering*, 21:1489-1519.
- Zhang, R.R., Lu, X.S., Li, S.Z., Lin, W.S. and Gu, A.Z.**, 2005, Analysis on the heating performance of a gas engine driven air to water heat pump based on a steady-state model, *Energy Conversion & Management*, 46:1714-30.

ÖZGEÇMİŞ

1985 yılında İzmir’de doğmuştur. İlk öğrenimini Ankara İlkokulu’nda, orta ve lise öğrenimini ise, Konak Anadolu Lisesi’nde tamamlamıştır. 2008 yılında Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden mezun olmuştur. Aynı yıl Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı Termodinamik Bilim Dalı’nda yüksek lisans programına başlamıştır. 2009 yılında Gediz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlamıştır ve halen devam etmektedir.