

**T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TEKRAR DOLAŞIMLI İKLİMLENDİRME
SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Erhan ÖZEK

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN
Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN**

**MAYIS 2013
ÇORUM**

Erhan ÖZEK tarafından hazırlanan “Tekrar Dolaşımli İklımlendırme Sıstemlerının Enerji ve Ekserji Analizi” adlı tez çalışması 09 / 05 / 2013 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliğı ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Doç. Dr. İrfan KURTBAŐ

Doç. Dr. Abdurrahman ASAN

Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 10.05.2013 tarih ve 2013/01.. sayılı kararı ile Erhan ÖZEK’in Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.



Erhan ÖZEK

TEKRAR DOLAŞIMLI İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Erhan ÖZEK

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAYIS 2013

ÖZET

Bu çalışmada, geri dönüş havalı konfor amaçlı iklimlendirme sisteminin laboratuvar şartlarında deneysel olarak enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Yapılan deneylerde, iklimlendirme sisteminin belirli noktalarında havanın yaş ve kuru termometre sıcaklıkları, bağıl nem ve hacim debisi ölçülmüştür. Deneyler esnasında, dış hava kuru termometre sıcaklıkları, dış hava ve dönüş havası hacim debisi oranı ve dış hava bağıl nemi gibi sistemde etkili olan parametreler değiştirilmiştir.

Geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla soğutucu serpantin kapasitesi, yok olan ekserji ve ekserji verimi değerleri hesaplanmıştır. Bu çalışmanın amacı, yukarıda bahsedilen sistem parametrelerine göre ısı transferinin değişim aralıklarını, soğutucu serpantinde yok olan ekserji miktarını ve ekserji veriminin alt ve üst limitlerini belirlemektir. Dış hava sıcaklığı, dış hava bağıl nemi ve dış hava – dönüş havası hacim debisi oranları arttığında, soğutucu serpantin ile hava arasındaki ısı transferinin ve yok olan ekserjinin arttığı fakat ekserji veriminin azaldığı tespit edilmiştir. %50-%70 arasındaki bağıl nemlerde ısı transferinde en büyük artış %28 olarak gerçekleşmiştir. Değişen dış hava sıcaklıklarında ekserji verimi %4-%17 arasında değişmektedir.

Anahtar Kelimeler : Termodinamik, İklimlendirme, Enerji, Ekserji

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF RE-CIRCULATING AIR-CONDITIONING SYSTEMS

Erhan ÖZEK

HITIT UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES
MAY 2013

ABSTRACT

In this study, energy and exergy analysis of recirculating comfort air conditioning system are carried out at laboratory conditions. At the experiments performed, dry and wet bulb temperatures, relative humidity and volume flow rate of the air conditioning system are measured at certain points. The effective parameters such as the outdoor air dry bulb temperature and relative humidity, outdoor and return air volume flow rates are changed during the experiments. The cooling coil capacity, exergy destruction and exergetic efficiency are calculated by the computer code developed.

The objective of this study is to determine the change intervals in the heat transfer, the amount exergy destruction in the cooling coil and the upper and lower limits of exergetic efficiency with respect to the system parameters mentioned above. It was determined that as the outdoor air dry bulb temperature and relative humidity, the outdoor and return air volume flow rate ratios increase, the heat transfer between the cooling coil and air and exergy destruction increase, but exergetic efficiency decreases. The maximum increase in the heat transfer, that is, 28 % , was observed in the relative humidities between 50 % and 70 %. The exergetic efficiency changed between 4 % and 17 % with respect to the various outdoor air dry bulb temperatures.

Key Words: Thermodynamics, Air-conditioning, Energy, Exergy

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca özverili yardımlarını, bilgi ve tecrübesini hiçbir zaman esirgemeyen, değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN'a, teőekkürü bir borç bilirim.

Hitit Üniversitesi BAP Birimi'ne MUH03.11.001 no'lu projeye verdikleri destekten dolayı teşekkür ederim.

Ayrıca, deneysel çalışmada yardımlarından dolayı Doç. Dr. İrfan KURTBAŐ'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
RESİMLER DİZİNİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
2.1. Termodinamiğin Birinci ve İkinci Yasası.....	3
2.1.1. Birinci yasa.....	3
2.1.1. İkinci yasa.....	4
2.2. Enerji, Ekserji ve Entropi.....	7
2.2.1. Ekserji.....	8
2.2.2. Ekserji bileşenleri.....	9
2.2.3. Ekserji analizi.....	12
2.2.4. Ekserji verimi.....	16
2.3. İklimlendirmenin Temel Prensipleri.....	16
2.4. Enerji ve Ekserji Analizi Literatür Özeti.....	17
3. MATERTAL VE YÖNTEM.....	20
3.1. Materyal.....	20

	Sayfa
3.2. Yöntem.....	24
3.2.1. Enerji ve ekserji analizinin soğutucu serpantine uygulanması.....	25
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	28
4.1. İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava Sıcaklığının Soğutucu Serpantin Kapasitesine ve Ekserji Kaybına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi ...	28
4.2. İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava/Dönüş Havası Oranlarının Soğutucu Serpantin Kapasitesine ve Ekserji Kaybına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi	34
4.3. İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava/Dönüş Havası Oranlarının Soğutucu Serpantin Kapasitesine ve Ekserji Kaybına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi	41
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	48
KAYNAKLAR	51
ÖZGEÇMİŞ	53

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge		Sayfa
Çizelge 2.1.	Ekserji ile entropi kavramlarının karşılaştırılması	8
Çizelge 2.2.	Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri	10

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil		Sayfa
Şekil 2.1.	İş ve ısı için işaret kuralının gösterimi	3
Şekil 2.2	Soğutma makinesi ve ısı pompası şeması	5
Şekil 3.1	Deney tesisatının akış diyagramı	20
Şekil 3.2.	Deney tesisatının şematik gösterimi	21
Şekil 3.3.	Soğutucu serpantin şematik gösterimi	25
Şekil 4.1	Serpantin çıkış sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimi	29
Şekil 4.2.	Yok olan ekserjinin dış hava sıcaklığına göre değişimi	30
Şekil 4.3.	Dönüş havası sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimi	31
Şekil 4.4.	Ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi	32
Şekil 4.5.	Soğutucu serpantin kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi	33
Şekil 4.6.	Serpantin hava giriş sıcaklığının dış hava/dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi	35
Şekil 4.7.	Serpantin hava çıkış sıcaklığının dış hava/dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi	36
Şekil 4.8.	Dönüş havası sıcaklığının dış hava/dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi	37
Şekil 4.9.	Soğutucu serpantin kapasitesinin dış hava/dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi	38
Şekil 4.10.	Soğutucu serpantinde yok olan ekserjinin dış hava/dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi	39
Şekil 4.11.	Ekserji veriminin dış hava/dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi	40
Şekil 4.12.	Soğutucu serpantin girişindeki hava sıcaklığının dış hava bağıl nemine göre değişimi	42
Şekil 4.13.	Soğutucu serpantin çıkışındaki hava sıcaklığının dış hava bağıl nemine göre değişimi	43
Şekil 4.14	İklimlendirme ortamı sıcaklığının dış hava bağıl nemine göre değişimi	44
Şekil 4.15.	Isı transferinin dış hava bağıl nemine göre değişimi	45

	Sayfa
Şekil 4.16. Yok olan ekserjinin dış hava bağıl nemine göre değişimi	46
Şekil 4.17. Soğutucu serpantin ekserji veriminin dış hava bağıl nemine göre değişimi	47

RESİMLER DİZİNİ

Resim		Sayfa
Resim 3.1.	İmal edilen iklimlendirme deney odası	22
Resim 3.2.	Veri kayıt sistemi ve COMET MS6D veri kayıt cihazı	22
Resim 3.3.	COMET T1110 bağıl nem ölçer	23
Resim 3.4.	KIMO LV 107 hava debisi ölçer	23
Resim 3.5.	Hacim debisi oranlarının ayarlanmasında kullanılan dimmerler ve klape	24

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
C_p	sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
e	özgül enerji (kJ/kg)
E	toplam enerji (kJ)
h	entalpi (kJ/kg)
I	tersinmezlik (kW)
\dot{m}	kütle debisi (kg)
η	verim
Q	toplam ısı geçişi (kJ)
\dot{Q}	birim zamandaki ısı üretimi (kW)
s	özgül entropi (kJ/kgK)
\dot{S}	birim zamandaki entropi miktarı (kW/K)
T	sıcaklık (K)
T_j	serpantin yüzey sıcaklığı (K)
t	zaman (s)
v	özgül hacim (m ³ /kg)
W	toplam iş (kJ)
ψ	özgül ekserji (kJ/kg)
X	toplam ekserji (kJ)
\dot{X}	birim zamandaki ekserji miktarı (kW)
z	yükseklik (m)

Kısaltmalar	Açıklama
--------------------	-----------------

CH	Kimyasal ekserji
-----------	------------------

KE	Kinetik ekserji
CV	Kontrol hacmi
PE	Potansiyel ekserji
PH	Fiziksel ekserji
SASA	Sürekli Akışlı Açık Sistem

İndisler	Açıklama
ç	çıkan
g	giren
F	yakıt
P	ürün

1. GİRİŞ

Enerji, hayatımızın vazgeçilmez bir parçasıdır. Bize ışık, ısı, ulaşım ve diğer araçlar için yakıt sağlar. Ancak bugün, enerji tüketim miktarındaki artış; enerji-kaynak üretimi, enerji-çevre, enerji-ekonomi ilişkileri ve sorunlarıyla birlikte açığa çıkmaktadır. Bununla birlikte artan enerji üretimi ve tüketimi enerji maliyetleri ve çevre problemlerini de beraberinde getirir. Bu problemlerin azaltılması enerji verimliliği ve tasarrufuna yönelik çalışmalar ile mümkün olmaktadır.

Enerji kaynaklarının azalması ve her geçen gün enerjiye olan taleplerin artmasıyla yeni ve alternatif enerji kaynakları araştırılmaktadır. Bugün alternatif bir enerji kaynağı olarak enerjinin daha etkili ve verimli bir şekilde kullanılmasıyla ilgili yaklaşımlar vardır. Çünkü enerji talebini azaltmanın en etkili yolu enerjiyi daha ekonomik kullanmaktır. Özellikle büyük tesislerde enerjinin verimli kullanılması, enerji maliyetini düşüreceği gibi kayıp enerjiyi geri kazanmak için yapılan sistemlerin maliyetlerini de en aza indirmiş olacaktır.

Bütün enerji dönüşüm sistemlerinde enerji, dönüşümü sırasında çeşitli süreçlerden geçer. Bu süreçler termodinamik kanunlar ile tanımlanmıştır. Enerjinin korunumu ile ifade edilen termodinamiğin I. kanunu ile birlikte, enerjinin kullanılabilirliğini de belirlemek için II. kanundan yararlanmak gerekir. Özellikle sistemin yapabileceği maksimum yararlı iş ve oluşan tersinmezlikler analiz edilir. Enerjinin kullanılabilirliği "Ekserji" olarak tanımlanır. Ekserji analizi süreçlerin termodinamik analizinde, kütle ve entalpi dengesinden sonra üçüncü adımı oluşturmaktadır. Tersinmezlikler ise enerjinin kullanılmayan kısmıdır. Enerji sistemleri tasarlanırken ekserji analizleri ve oluşan tersinmezliklerin giderilmesi, verimliliğin artması için oldukça önemlidir.

Enerjinin önemli bir kısmı, ısıtma, soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılmaktadır. İklimlendirme sistemleri insanların yaşam standartlarını yükseltmek ve konfor sağlamak için tasarlanır. Özellikle Amerika ve Avrupa ülkelerinde tek bir sistemle ısıtma ve soğutma yapılmaktadır. Elektrik enerjisi birim

fiyatının ucuz olması açısından iklimlendirme sistemleri bu ülkelerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bununla birlikte artan enerji tüketimi, enerji maliyetleri ve çevre problemlerini de beraberinde getirir. Bu problemlerin azaltılması için iklimlendirme sistemlerinin enerji verimliliği ve tasarrufuna yönelik çalışmalara ağırlık verilmesi gerekmektedir.

Günümüzde endüstriyel tesislerin dışında iklimlendirme uygulamalarının da enerji gereksinimi küçümsenmeyecek kadar fazladır. Gerekli konfor şartlarını sağlamanın yanında, bu sistemlerin enerji tüketimi bakımından da ekonomik olmaları gerekir. Ekserji analizi, enerjinin verimli bir şekilde kullanılması için, bu sistemlerin detaylı bir şekilde enerji ve ekserji analizi yapılmalıdır ve sistemdeki ekserji kayıplarının miktarı belirlenmelidir. Yapılan bu çalışmada, laboratuvar şartlarında kurulu tekrar dolaşimli iklimlendirme sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılarak, dış hava sıcaklığı, dış hava bağıl nemi ve dış hava-dönüş havası hacim debileri oranı gibi parametrelerin ısı transferi, yok olan ekserji ve ekserji verimi üzerine etkisi araştırılmıştır.

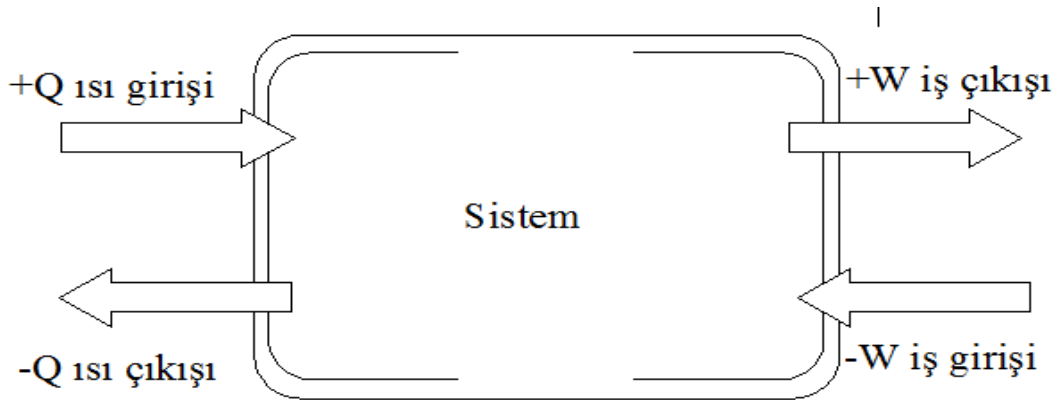
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Termodinamiğin Birinci ve İkinci yasası

2.1.1. Birinci yasa

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin niceliği ile ilgilidir. Birinci yasa, enerji miktarının korunduğunu, enerjinin yoktan var olmadığını ve vardan yok alamayacağını ifade eden bir korunum yasasıdır.

Hesaplamalarda denklemler yazılırken daima sisteme ısı girişi (+) Q olarak ve sistem iş yapıyor ise (+)W olarak ele alınır. Aksi durumda yalnızca terimlerin işareti değişecektir. Şekil 1’de işaret kuralı şematik olarak görülmektedir.



Şekil 2.1. İş ve ısı için işaret kuralının gösterimi

Uygulamada bir sistemin toplam aldığı ya da verdiği ısı ya da iş yerine daha çok birim zamanda yani hangi hızda bu alışverişi yaptığına bakarız. Bir andaki ısı ya da iş alışverişinin hesaplanması için termodinamiğin birinci yasasını zamana göre düzenleyerek anlık denklem yazılır. Termodinamiğin birinci yasası anlık olarak aşağıdaki gibi yazılır:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \quad (2.1)$$

Burada, \dot{Q} birim zamanda sistem sınırlarından geçen net ısı, \dot{W} birim zamanda sistem sınırlarından geçen net iş ve dE/dt birim zamanda sistemin enerjisindeki değişimdir. Sisteme giren tüm enerjileri pozitif, tüm çıkan enerjileri de negatif işaretli olarak ele alarak, sistemin hal değişimi için birinci yasa ifadesini bir denklik şeklinde yazabiliriz.

$$E_{giren} - E_{çıkan} = \Delta E \quad (2.2)$$

Burada E_{giren} sisteme giren tüm enerjiler, $E_{çıkan}$ sistemden çıkan tüm enerjiler ve ΔE sistemin enerjisindeki (iç enerji U, kinetik enerji KE, potansiyel enerji PE, v.b.) değişimi temsil eder.

2.1.2. İkinci Yasa

Termodinamiğin ikinci yasası enerji geçişlerinin ancak belli bir yönde gerçekleşebileceğini, gerçek olayların olduğu gibi geriye dönülemeyecek şekilde meydana geldiğini bu nedenle de her geçişte enerjinin kullanılabilir iş kapasitesinin neden azaldığını açıklayan, enerjinin niteliği ile ilgili bilgiler sağlayan yasadır. En önemlisi, enerji korunumu hesabına göre uygun olduğu halde işlemlerin gerçekleşip gerçekleşmeyeceğini bir hesapla ortaya koyabilmemizi sağlayacak büyüklükleri belirler.

İkinci yasa ifadeleri

Isı kaynağı: Isı çekildiğinde ya da atıldığında sıcaklığı değişmeyen sonsuz kapasiteli kabul edilebilecek ısı enerjisi deposudur. Sıcaklığı yüksek olan ısı kaynaklarına yüksek sıcaklıklı sıcak ısı kaynağı denir. Düşük sıcaklıktaki ve ısı enerjisinin atıldığı kaynak ise soğuk ısı kaynağı ya da ısı enerjisi kuyusu diye adlandırılır.

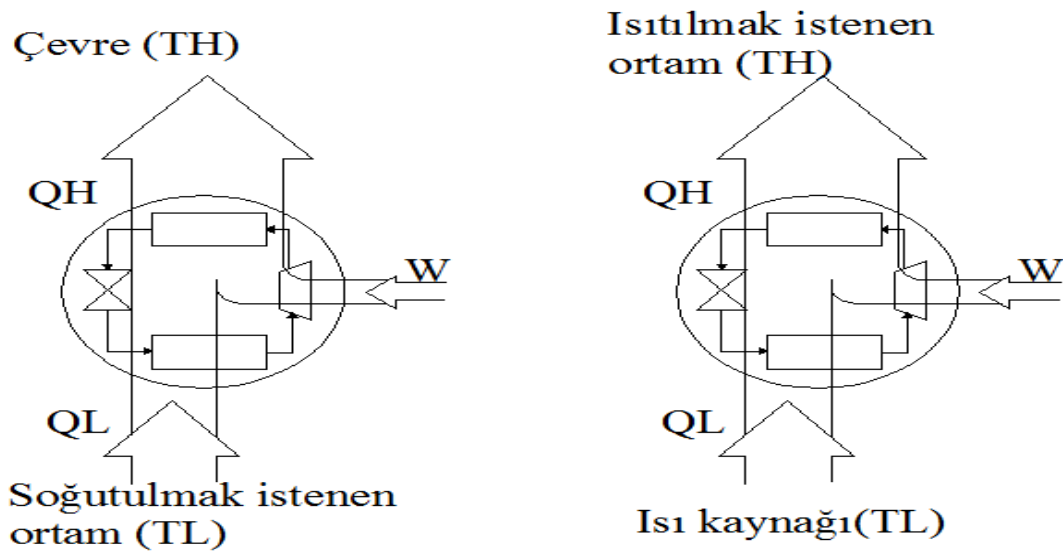
Termodinamik çevrim: Hal değişimlerinin ard arda meydana gelerek yeniden başlangıç haline ulaşılmasıyla ortaya çıkan dönel hal değişimine denir.

Çalışma akışkanı: Çevrim boyunca ısı geçişi olan ve hal değiştiren akışkana iş yapan akışkan veya çalışma akışkanı denir.

Isı makinesi: Bir termodinamik çevrime göre çalışarak iş üreten makinedir.

Kelvin-Planck İfadesi: Isı makinelerinin dayandığı esas açıklayan ikinci yasa ifadesidir. Bir ısı makinesinde hedef iş üretmektir. Bunun için bir ısı kaynağından ısı çekilmesi ve çekilen ısının bir kısmının atılması gerekliliğine göre ısı makinelerinin veriminin hiçbir zaman %100 olamayacağını söylemektedir.

Clausius ifadesi: Isıyı düşük ısı kaynağından yüksek ısı kaynağına kendiliğinden aktaracak bir makine yapmak imkansızdır. Bu ifadede yer alan en önemli terim "kendiliğinden" kelimesidir. Burada kastedilen çevrede hiçbir tesir bırakmayacak işlemin meydana gelebilmesidir. Eğer ısı aktarımını dışarıdan iş vererek sağlayacak olursak çevrede değişiklik yapılmış olur. Clausius ifadesi iki ısı kaynağının olduğunu belirtir. Ayrıca düşük sıcaklıktaki ortamdan ısı çekilmesi yani soğutma tesiri yaratılması ve yüksek ısı kaynağına ısı atılması yani ısıtma tesirinin yaratılması için mutlaka dışarıdan iş verilmesi gerektiğini belirtir. Clausius ifadesine aykırı olmayan soğutma makinesi ve ısı pompası Şekil 2.2.'de gösterilmektedir.



Şekil 2.2. Soğutma makinesi ve ısı pompası şeması

Bu çevrimlerde kullanılan akışkana soğutucu akışkan denir. Soğutma tesiri için kullanılacak makineler soğutma makineleri, ısıtma tesiri yaratmak için kullanılacak makineler ise ısı pompası olarak adlandırılır. Genelde ısı pompası ve soğutma makinesinin verimi yerine performansından bahsedilir. Performans katsayıları (Coefficient of performance – COP) aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$COP_{\text{Soğutma Makinesi}} = \frac{\text{Soğutma tesiri}}{\text{Harcanan iş}} = \frac{Q_L}{W} \quad (2.3)$$

$$COP_{\text{Isı Pompası}} = \frac{\text{Isıtma tesiri}}{\text{Harcanan iş}} = \frac{Q_H}{W} \quad (2.4)$$

2.2. Enerji, Ekserji ve Entropi

Her geçen gün artan enerji ihtiyacı ve buna karşın enerji potansiyelinin sınırlı olması, fosil yakıtların kullanılması ile çevre kirliliklerinin yaşanmasından dolayı temiz ve verimli teknolojilerin kullanılması gerekmektedir. Enerji, hareket yada hareket üretme yeteneğidir, ekserji ise iş (düzenli hareket) yada iş üretme yeteneğidir (Wall, 1997). Sistemlerin incelenmesinde temel yöntem Termodinamiğin birinci yasasına dayanan enerji analizleridir. Fakat süreçlerin termodinamik analizinde termodinamiğin birinci kanununun yetersiz kaldığı görüldüğünden analizin kapsamını genişletmek üzere termodinamiğin ikinci kanununa dayanan ekserji analizinden yararlanılmaktadır (Ahern,1980). Ekserji analizinde, maddenin korunumu, enerjinin korunumu ve termodinamiğin 2. kanunu beraber uygulanmaktadır.

Diğer enerji türlerine dönüşebilme özelliği enerjinin değer olgusu olarak alınırsa, çeşitli enerji türleri 3 grupta toplanmaktadır.

- a) Diğer enerji türlerine sınırsız veya tamamen dönüştürülebilen enerji (mekanik enerji, elektrik enerjisi, potansiyel enerji, kinetik enerji vb.)
- b) Diğer enerji türlerine sınırlı (kısmen) dönüştürülebilen enerji (iç enerji, ısı enerjisi vb.)

- c) Diğer enerji türlerine dönüştürülmesi imkânsız enerji (çevrenin iç enerjisi vb.) (Szargut, 1998).

Ekserji analizi yapmanın önemini aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz (Dinçer, 2002):

1. Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
2. Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
3. Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.
4. Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlamamanın nasıl mümkün olup olamayacağını gösteren etkin bir tekniktir.
5. Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşendir.
6. Enerji politikaların oluşturulmasında kullanılacak önemli bir araçtır.

Entropi, sistemdeki düzensizliğin bir ölçüsü olarak tanımlanabilmektedir. Sistemdeki düzensizlik arttıkça entropide artar. Örneğin, bir gaz ısıtıldığında moleküller arasındaki düzensizlik arttığından entropisi de artar. Eğer bir sistem tamamen düzenli haldeyse entropisi sıfır olabilir. Entropi değişimleri daima pozitifdir. Ekserji ile entropi arasındaki fark, Çizelge 2.2'de gösterildiği şekilde özetlenmiştir (Kay, 2002). Bu bağlamda, ekserji ve entropi zıt değildir. Ekserji, enerjiyi bir şekilden diğer şekle dönüştürdüğümüzde kazanılan, enerji hakkında sahip olduğumuz yararlı bilgidir. Entropi artışı ise, enerjiyi bir şekilden diğer şekle dönüştürdüğümüzde, enerji hakkında meydana koyduğumuz belirsizliktir.

Çizelge 2.1. Ekserji ile entropi kavramlarının karşılaştırılması (Kay, 2002).

Ekserji	Entropi
Size, enerjiyle neler yapabileceğinizin teorik limitlerini açıklar.	Size, enerjiyi gerçekten kullandığınız şekilde ne kadar tersinmezlik ve belirsizlik ürettiğinizi açıklar.
Enerjiyle bir şey yapmanın potansiyeli hakkında bilgi verir.	Size, enerjinin gerçekten ne olduğu hakkında bazı şeyler anlatır.
Size, denge durumunun ne karar dışında olduğunuzu, gradyenlerin ne kadar büyük olduğunu ve yararlı bir şey yapma potansiyelini anlatır.	Size, bir proseste olan sadece tersinmezlik hakkında açıklama yapar.
EKSERJİ, enerjiyi bir şekilden diğer şekle dönüştürdüğünüz zaman kazanılan enerji hakkında sahip olduğunuz yararlı bilgidir.	ENTROPİ ARTIŞI, enerjiyi bir şekilden diğer şekle dönüştürdüğünüz zaman, enerji hakkında ortaya çıkardığınız belirsizliktir.

2.2.1. Ekserji

Ekserji, sistem çevre şartlarına geldiğinde sistemden elde edilen maksimum faydalı iş olarak tanımlanır. Başka bir ifade ile ekserji, tamamen başka bir enerjiye dönüşen enerji oranını göstermektedir.

Ekserji kavramında, çevre tanımlaması mutlak bir özelliktir. Ekserji, referans çevreye göre tamamen kararlı dengede olmamanın sonucu olarak, değişime neden olan akış ya da sistemin potansiyelinin bir ölçüsüdür.

Ekserji Tanımları:

- Enerjinin kalitesi
- Enerjinin değişime neden olma kapasitesi
- Referans durum olarak çevresel parametreleri kullanarak belirli bir enerji şeklinden elde edilebilecek maksimum iş
- Sistemin durumunun çevrenin durumundan ayrılmasının bir ölçütü

- Bir termodinamik sistemin ekserjisi, sistem sadece çevresiyle etkileşimle bulunurken, sistem tam termodinamik dengeye getirilirken elde edilebilecek maksimum teorik yararlı iş (elektrik işi veya mil işi)

Başlangıçta ekserji, tamamen başka bir enerjiye dönüşen enerji oranını göstermekte iken, günümüzde verilen şartlardaki bir sistemin, çevresi ile aynı şartlara getirilmesi sonucu elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli olarak tanımlanmaktadır. Ekserji hesaplaması bir referans çevreye göre yapılmaktadır.

Referans hali (ölü hal) bir sistemin çevresi ile denge koşullarına eriştiği hal olarak nitelenebilir. Ölü hal olarak, genellikle sistem çevresinin hali, yani ortam sıcaklığı ve basıncı seçilmektedir. Ölü hal, sistem ve çevresi arasındaki ısı, mekanik ve kimyasal dengenin sağlandığı durum olarak tanımlanır. Ölü halde sistemin kimyasal potansiyeli, sıcaklığı ve basıncı çevre değerlerine eşittir. Ayrıca ölü halde sistemin hızı ve çevreye göre bağlı yüksekliği sıfırdır. Sistemin ölü haldeki özellikleri P_0 , T_0 , h_0 , u_0 , s_0 olarak gösterilir. Ölü halde $P_0=1$ atm ve $T_0=25^\circ\text{C}$ 'dir.

2.2.2. Ekserji bileşenleri

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilim etkilerinin olmaması durumunda sistemin toplam ekserjisi fiziksel ekserji (E^{PH}), kimyasal ekserji (E^{CH}), kinetik ekserji (E^{KE}), ve potansiyel ekserji (E^{PE}) olmak üzere dört gruba ayrılır.

$$E = E^{PH} + E^{CH} + E^{KE} + E^{PE} \quad (2.5)$$

şeklinde yazılabilir.

Fiziksel ekserji

Sistemin sıcaklığı T ve basıncı P ilk durumundan, T_0 , P_0 halindeki çevre şartları ile termodinamik denge haline getirildiğinde sistemden elde edilecek maksimum iş olarak tanımlanır ve aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$E^{PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.6)$$

Kimyasal ekserji

Bir maddenin çevresiyle kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişinden dolayı yaptığı maksimum iş olarak tanımlanır. Çevre dengesi (T_0 , P_0) iken saf bileşenlerin konsantrasyonlarının kısmi basınçlarından ($P_{oo,i}$) gidilerek her bir bileşenin kimyasal ekserjileri aşağıda verilen bağıntıdan hesaplanır.

$$E^{CH} = RT_0 \ln (P_0 / P_{oo,i}) \quad (2.7)$$

Standart kimyasal ekserji

P_0 basıncında, T_0 sıcaklığındaki çevrenin standart değerleri baz alınarak hesaplanan ekserjidir. Standart çevre mümkün olduğu kadar doğal çevrede bulunan maddeler referans alınarak hesaplanır. Standart çevre (ölü hal) sıcaklığına ($T_0=25$ °C=298,15 K) ve basıncına ($P_0=1$ atm) bağlıdır.

Referans maddeler genellikle üç gruba ayrılır.

- Atmosfer gaz bileşenleri,
- Litosferdeki katılar,
- Deniz, Okyanuslardaki iyonik ve iyonik olmayan maddelerdir.

Çizelge 2.2. Bazı maddelerin standart kimyasal ekserjileri (Teke, 2004)

Madde	Faz	Mol Ağırlığı (kg/kmol)	Standart Kimyasal Ekserji (kJ/kmol)
Ag	Katı	107.8	73730
Al ₂ O ₃	Katı	101.9	204270
CO ₂	Gaz	44	20140
H ₂ O	Gaz	18	11710
H ₂ O	Sıvı	18	3120
CH ₄	Gaz	16	836510
C ₈ H ₁₈	Sıvı	114	5440030

Kinetik ve potansiyel ekserji

Kinetik ve potansiyel ekserjiler, sırasıyla kinetik ve potansiyel enerjilere eşittir.

$$E^{KE} = \frac{1}{2} mV^2 \quad (2.8)$$

$$E^{PE} = mgz \quad (2.9)$$

İş ekserjisi

Ekserji maksimum iş potansiyeli olduğundan, bütün süreçlerde iş ekserjiye eşittir.

$$E_w = W \quad (2.10)$$

Isı transferinin ekserjisi

Isı transferinden dolayı meydana gelen ekserji, aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$E_Q = \int_A \left(\frac{T-T_0}{T} \right) Q_i dA \quad (2.11)$$

Sistemdeki sıcaklık dağılımı düzenli ise;

$$E_Q = Q_A \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (2.12)$$

2.2.3. Ekserji analizi

Enerji kaynaklarının doğru ve verimli kullanımları termodinamiğin 1. ve 2. yasalarıyla belirlenir. Enerji ısı bir sisteme yakıtla girer ve maliyeti ürün içinde hesaplanır. Termodinamiğin 1. yasası gereği enerji yok edilemez. Bu kavram bazen, kullanışlı bir tasarımla ve ısı analizle bozulabilir. Bu fikir enerjide uygulanmasa da ekserji kavramında termodinamiğin 2. yasası kapsamında kullanılır. Soğutma ünitesinden elde edilen 1 kJ enerji ile 1 kJ elektrik enerjisi veren bir güç tesisinin

verdikleri enerjilerin kullanılabilirliği, ekonomikliliği ve kalitesi aynı değildir. Ekserji analizinin amacı; kaynakları etkili bir şekilde kullanılmasının sağlamak sistem kayıplarını ve zayıf noktalarını belirlemek gibi amaçlara hizmet etmektedir.

Ekserji analizi, enerji ve diğer sistemlerin tasarım ve iyileştirilme analizi için termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerji korunumu prensiplerinin kullanıldığı bir metottur (Rosen, 2002). Aynı zamanda ekserji analizi kullanılan enerji kaynağının verimini artırmaya yardımcı olur. Genel olarak ekserji analizi, enerji analiziyle karşılaştırıldığında daha anlamlı bir verim verir. Çünkü ekserji analizi prosese ait verimin ideal proses verimine ne kadar yaklaştığının bir ölçütüdür. Bu sebepten dolayı ekserji analizi verimsizlikleri azaltarak daha verimli enerji sistemi için mevcut sınırları tanımlar.

Süreçlerin ekserji analizinin temelini oluşturan yaklaşım, ısı ve entalpi gibi değişik enerji türlerinin biri faydalı, diğeri faydasız iki değişik kısmında olduğu kabul edilmesidir (Arıkol, 1985).

Ekserji, enerjinin işe yarayan kısmı, enerji ise işe yaramayan kısmıdır. Herhangi bir enerji türünün (ısı, entalpi, vb.) ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun belirlenmesi için ekserjinin tanımlanması gereklidir.

Ekserjiyi ilk olarak Rant teknik iş kapasitesi olarak tanımlamıştır, ekserjinin tam olarak açıklaması ise Baehr tarafından “Ekserji, enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilir kısmıdır” şeklinde verilmiştir (Wall, 1977).

Ekserji analizinde, Termodinamiğin 2. Kanunu ve maddenin korunumu prensibi kullanılmaktadır. Ekserjinin hesaplanabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonun kesinlikle belirtilmesi ve tersinir bir sürecin var olduğunun kabulü gereklidir.

Ekserji analizinde diğer termodinamik analizler gibi tersinir sürecin nasıl olduğunun bilinmesi zorunlu değildir. Sadece sürecin başlangıç ve giriş noktaları ile bitiş ve çıkış noktaları için geçerli olan koşulların bilinmesi yeterlidir.

Kütle dengesi

Kütlenin korunumu yasası açık bir sisteme uygulandığında kütle dengesi;

$$\frac{dm_{CV}}{dt} = \sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_c \quad (2.13)$$

Burada;

$$\dot{m}_g \quad : \text{kontrol hacmine giren kütle debisi} \quad [\text{kg/s}]$$

$$\dot{m}_c \quad : \text{kontrol hacminden çıkan kütle debisi} \quad [\text{kg/s}]$$

$$\frac{dm_{CV}}{dt} \quad : \text{kontrol hacminde birim zamanda kütle değişimi} \quad [\text{kg/s}]$$

Enerji dengesi

Enerjinin korunumu kanunu olarak bilinen Termodinamiğin I. Kanunu enerjinin var veya yok edilemeyeceğini, ancak bir biçimden diğerine dönüşebileceğini vurgular.

Açık sistem için enerji dengesi;

$$\frac{dE_{CV}}{dt} = \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{v_g^2}{2} + gz_g \right) - \sum \dot{m}_c \left(h_c + \frac{v_c^2}{2} + gz_c \right) + \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} \quad (2.14)$$

Burada;

$$\frac{dE_{CV}}{dt} \quad : \text{kontrol hacminde birim zamanda enerji değişimi} \quad [\text{kW}]$$

$$h_g \quad : \text{kontrol hacmine giren kütlenin özgül entalpisi} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_c \quad : \text{kontrol hacminden çıkan kütlenin özgül entalpisi} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$\dot{Q}_{CV} \quad : \text{kontrol hacminde ısı ile ekserji geçişi} \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{W}_{CV} \quad : \text{kontrol hacminde iş ile ekserji geçişi} \quad [\text{kW}]$$

Entropi dengesi

Termodinamiğin II. Kanunu, sistemin moleküler düzensizliğini ölçen, entropi adı verilen yeni bir özelliğin tanımına yol açar. Entropi enerji kaynağının kalitesini değerlendirmek için kullanılabilir. Entropi üretilebilir ancak yok edilemez.

Kapalı bir sistemin hal değişimi sırasındaki entropi değişimi, sistem sınırlarından entropi geçişiyle sistem sınırları içinde tersinmezliklerden dolayı üretilen entropinin toplamına eşittir. Bu prensip entropi dengesi olarak adlandırılır.

$$\frac{ds_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_g s_g - \sum \dot{m}_c s_c + \sum \frac{Q_{cv}}{T_k} + \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2.15)$$

Burada;

$$\frac{ds_{cv}}{dt} : \text{kontrol hacminde birim zamanda entropi değişimi} \quad [\text{kW/K}]$$

$$s_g : \text{kontrol hacmine giren kütle için özgül entropisi} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

$$s_c : \text{kontrol hacminden çıkan kütle için özgül entropisi} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

$$\frac{\dot{Q}_{cv}}{T_k} : \text{birim zamanda ısıyla geçen entropi} \quad [\text{kW/K}]$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} : \text{Kontrol hacmindeki entropi üretimi} \quad [\text{kW/K}]$$

Ekserji dengesi

Bir sistemde toplam ekserji miktarı genellikle korunmaz fakat sürtünme ve sıcaklık farkına bağlı olarak ısı kaybı gibi iç tersinmezliklerle yok edilebilir. Ekserji kütle, enerji ve entropi gibi termodinamik özelliklerde olduğu gibi bir termodinamik sistemden diğerine sistem sınırından ısı, iş ve kütle transferi ile aktarılabilir.

$$\frac{dx_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_c \psi_c + \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_{cv} - \left(W_{cv} - P_0 \frac{dv_{cv}}{dt}\right) - \dot{X}_D \quad (2.16)$$

Burada;

$\frac{dX_{CV}}{dt}$: kontrol hacminde birim zamanda ekserji değişimi	[kJ/s]
ψ_g	: kontrol hacmine giren kütlenin özgül ekserjisi	[kJ/kg]
$\psi_ç$: kontrol hacminden çıkan kütlenin özgül ekserjisi	[kJ/kg]
T_0	: çevre sıcaklığı	[K]
T_K	: sistem sıcaklığı	[K]
$\frac{dV_{CV}}{dt}$: kontrol hacminde birim zamanda hacim değişimi	
\dot{X}_D	: yok olan ekserji	[kJ/s]

Akış sistemlerinde özgül ekserji değişimi;

Ekserji yok oluşu (\dot{X}_D), aynı prosesdeki entropi üretimi ($\dot{S}_{\text{üretim}}$) ve referans çevre sıcaklığının bir ürünü olarak da hesaplanabilir.

$$\dot{X}_D = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (2.17)$$

Tersinmezlik (ekserji kaybı)

Enerji analizi Termodinamiğin 1. kanunu üzerine kuruludur. Enerjinin tüm şekilleri bu eşitlik üzerinde göz önünde bulundurulmaktadır. Ekserji analizi Termodinamiğin 1. ve 2. kanunları üzerinde temel alınmıştır. Bir prosesin termodinamik etkinliğini gösterir. Enerjisinin ve prosesin tüm nitelik kayıplarını içerir.

Enerji dengesi termodinamiğin 1. kanununda ifade edilmiştir ve her zaman korunur. Burada bir enerji kaybı yoktur. Yalnızca çevreye enerji transferi vardır. Bundan dolayı enerji dengesi kullanışsızdır. Tespit edilen ve nitelenen tersinmezliklerin ekserji analizi ile belirlenmesi gereklidir.

Tersinmezlik, ekserjinin yok oluşu ya da ekserji kayıpları olarak isimlendirilmektedir. Ekserji dengesi kurularak tüm giren ve çıkan ekserji arasındaki farklılıklardan elde edilir ve aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$I = \sum_{giren} E_i - \sum_{çıkan} E_j \quad (2.18)$$

Tersinmezlikleri hesaplamının diğere bir yolu da ‘‘Gouy-stodola’’ tarafından ortaya atılan denklemleri kullanmaktır.

$$I = T_0 \cdot \Delta S \quad (2.19)$$

2.2.4. Ekserji verimi

Ekserji verimi termodinamik performansı değerlendirmek için bir parametredir. Bu parametre termodinamik açıdan sistemin performansının gerçekte bir ölçüsüdür.

Ekserji verimini tanımlarken analiz edilen termodinamik sistem için ürün ve yakıt kavramları tanımlanmalıdır. Ürün sistem tarafından üretilen arzu edilen bir sonucu temsil edilir ve ayrıca ürünün tanımı sistemin satın alma amacı ve kullanımı ile ilgili uyumlu olmalıdır. Yakıt ise ürünü üretmek için gerekli olan kaynakları temsil etmektedir. Yakıt; doğalgaz, sıvı yakıt veya katı yakıt gibi gerçekte bir yakıtla sınırlandırılmaz. Ekserji verimi veya diğere bir ifade ile ikinci kanun verimi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\mathcal{E} = \eta_{II} = \frac{\dot{E}_P}{\dot{E}_F} \quad (2.20)$$

Burada;

\dot{E}_P : Sisteme yakıt olarak sağlanan ekserji

\dot{E}_F : Sistemden ürün olarak elde edilen ekserji

\mathcal{E} : Ekserji verimi

2.3. İklimlendirme nin temel prensipleri

Nemli Hava: kuru hava ile su buharının karışımından meydana gelir.

Hacimsel olarak kuru hava: %78.08 azot, %20.95 oksijen, %0.93 argon, %0.03 karbondioksit, %0.0018 neon, %0.00052 helyum, %0.0005 hidrojen, %0.0002

metan, %0-0.0001 kükürt dioksit ve toplam %0.0002 kripton, ksenon ve ozon gazlarından oluşur.

Doymuş hava: bulunduğu şartlarda içine alabileceği maksimum su buharını almış daha fazla o şartlar içinde su buharı alamayan hava demektir.

Doymamış hava: İçerisinde su buharı alma potansiyeli olan nemli havaya denir.

Kuru termometre sıcaklığı: nem ve güneş radyasyonu etkisi olmaksızın herhangi bir termometre ile ölçülen sıcaklıktır. Termometrenin hissedici ucu kuru haldedir. Hava raporlarında söz konusu olan sıcaklık kuru termometre sıcaklığıdır.

Yaş termometre sıcaklığı: termometrenin hissedici ucuna ıslak bir bez veya fitil bağlanmasıyla ölçülen sıcaklıktır. Havadaki nem miktarının bir ölçüsüdür.

Çiğ noktası sıcaklığı: nemli hava sabit basınçta soğutulduğunda, içindeki su buharının yoğunlaşmaya başladığı andaki sıcaklığa denir.

Özgül nem: nemli havadaki su buharı kütesinin kuru havanın kütesine oranıdır.

Bağıl nem: su buharı mol oranının doymuş havadaki su buharının mol oranına oranıdır.

2.4. Enerji ve Ekserji Analizi Literatür Özeti

Literatürde iklimlendirme sistemlerinin enerji ve ekserji analizi ile çok sayıda çalışma vardır. Günümüzde iklimlendirme sistemleri ile çeşitli psikrometrik prosesler üzerinde ekserji verimliliği çalışmaları yapılmıştır.

Isıl ve kimyasal işlemlerin termodinamiğin I. ve II. kanuna göre analizi 19. yüzyılda hızlı bir şekilde gelişmiştir. Bu gelişme iç enerji, entropi, entalpi, Helmholtz fonksiyonu ve Gibbs serbest enerjisi gibi yeni termodinamik fonksiyonların ortaya

çıkmasına sebep olmuştur. Diğer bir termodinamik fonksiyon olan ekserji ise 20. Yüzyılda enerji kalitesinin diğer enerji biçimlerine dönüşebilme yeteneğini tanımlamak ortaya çıkmıştır (Çengel, 1996).

Ekserji için benzer bir tanımlama (Kotas, 1985) tarafından “Ekserji, referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir şeklinden elde edilebilecek maksimum iştir” şeklinde yapılmıştır.

Szargut ark.’da aynı zamanda ekserjiyi “Ekserji elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır.” şeklinde tanımlamıştır (Koçoğlu,1993).

Ekserji fonksiyonu veya kullanılabilir enerji, aynı şartlardaki bir prosesin karşılaştırılmasına olanak sağlar. Bununla birlikte ekserji analizi, bir prosesteki enerji niteliğinin kaybının yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesini sağlar. Aynı zamanda bir sistemin hangi bileşenin iyileştirilebileceğini de gösterir. Ekserji, referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir formundan elde edilebilecek maksimum iştir (Kotas, 1985).

Ekserji analizi, enerji ve diğer sistemlerin tasarım ve iyileştirilme analizi için, termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerji korunumu prensiplerinin kullanıldığı bir metottur (Rosen, 2002). Ekserji analizleri, farklı termodinamik faktörlerin önemini 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 bilim adamı ve mühendisler için gereklidir.

Kimyasal ekserji kavramı ve referans durumları ile birleştirilmesi 1986 yılında (Szargut, 2005) tarafından açıklanmıştır. Bu analiz, mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri ve tersinmezlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemleri tasarlanmasının mümkün olup olmadığını açığa kavuşturmaktadır.

Sakulpipatsin ve ark. (2010), bir bina ve iklimlendirme sisteminin ekserji çözümlenmesi için bir yöntem önermişlerdir. Yöntem, binanın ısı kazanç ve kayıplarını hesapladıktan sonra, bu değerleri kullanarak ekserji giriş çıkışlarını bulmakta ve ekserji bilançosunu yapmaktadır. Yöntem, Hollanda'da bir ofis binasına uygulanmış, binanın soğutulması ve ısıtılması için ekserji verimleri ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bu çalışmada da elektrikle yapılan soğutmada ekserji veriminin düşük olduğu gözlenmiştir. Çalışmada ayrıca binadan dışarı olan ekserji akışı ele alınmıştır. Bu yöntemle değişik ısıtma-soğutma sistemlerinin karşılaştırmasını yapmak ve bu yolla da sistem optimizasyonuna gitmek mümkün görünmektedir.

Zhentaο ve ark. (2009), EES yardımı ile geliştirdikleri bilgisayar programıyla çalışma alanlarında kullanılan değişken hava hacimli sistemlerin enerji ve ekserji analizini yaparak, elektrik üretimine bağlı olarak CO₂ emisyonlarını araştırmışlardır. Yakut ve ark., 2002) ise ısıtma, havalandırma ve klima (HVAC) sistemlerinde kontrol yöntemleri hakkında bilgi vermişler ve enerji tasarrufu açısından kontrolün önemini vurgulamışlardır.

Konut sektöründe enerji tüketiminin fazlalığına dikkat çekerek, klasik ısıtma ve soğutma yükü hesabı metodu yerine dengelenmiş enerji yöntemini kullanarak ısı geri kazanılmasını bir uygulamayla açıklamaya çalışmıştır (Kılıç, 1990).

Alnıpak ve Güven (1992)'nin çalışmaları da yine klima sistemlerinde kontrolle ilgilidir.

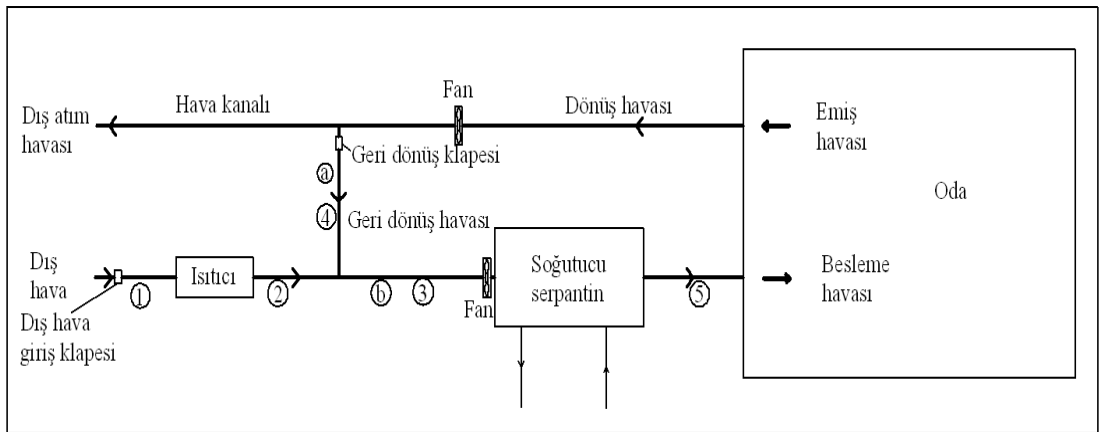
Riederer ve ark. (2002) ısıtma, havalandırma ve klima kontrol sistemlerinin test modelini kurmuş ve Matlab/Simulink yazılımını kullanarak simülasyonu gerçekleştirip deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

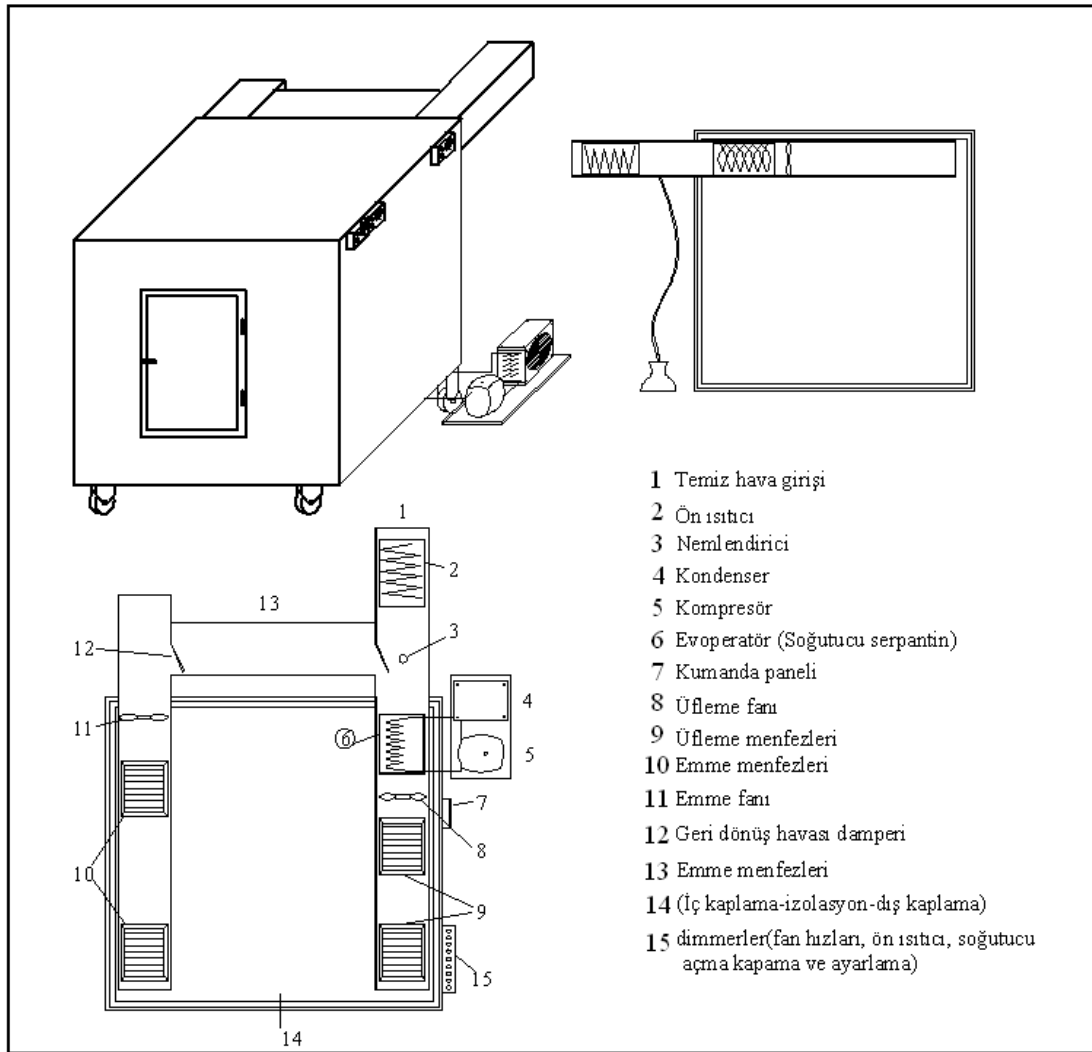
3.1. Materyal

Deneysel çalışmalar için tasarlanan deney tesisatının akış diyagramı ve şematik gösterimi Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de görülmektedir. Deney tesisatı ön ısıtıcı, buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi, fanlar, açma-kapama klapeleri ve hava kanalları ile yalıtılmış bir odadan oluşmaktadır.

İklimlendirilecek ortamdan emilen havanın bir bölümü atmosfere atılır, diğer bölümü ise dış hava ile karışım odasında karıştırılır ve daha sonra istenilen sıcaklık ve bağıl nem değerlerinde şartlandırılarak iklimlendirilecek ortamına gönderilir. Tek kanallı bir besleme devresi kullanılmıştır. İklimlendirme ortamının sıcaklığı termostat ile kontrol edilir. Dış havanın ve dönüş havasının belirli bir karışım oranında karışım odasında tam olarak karıştığı ve daha sonra fan tarafından emildiği kabul edilmiştir. Ortamdan emilen hava bir ısıtıcı vasıtasıyla istenen sıcaklıklara getirilerek 1, 2, 3, 4 ve 5 noktalarında yaş ve kuru termometre sıcaklıkları K tipi ısıl çiftler kullanılarak ölçülmüştür. Yaş termometre sıcaklıkları ölçülürken ısıl çiftlerin üzerine ıslak pamuk sarılmıştır.



Şekil 3.1. Deney tesisatının akış diyagramı



Şekil 3.2. Deney tesisatının şematik gösterimi

İmal edilen iklimlendirme amaçlı deney odası Resim 3.1’de gösterilmektedir. Deney odasının boyutları 1100x1400.5x1430 mm ve hava kanalının boyutları ise 170x230 mm şeklindedir.



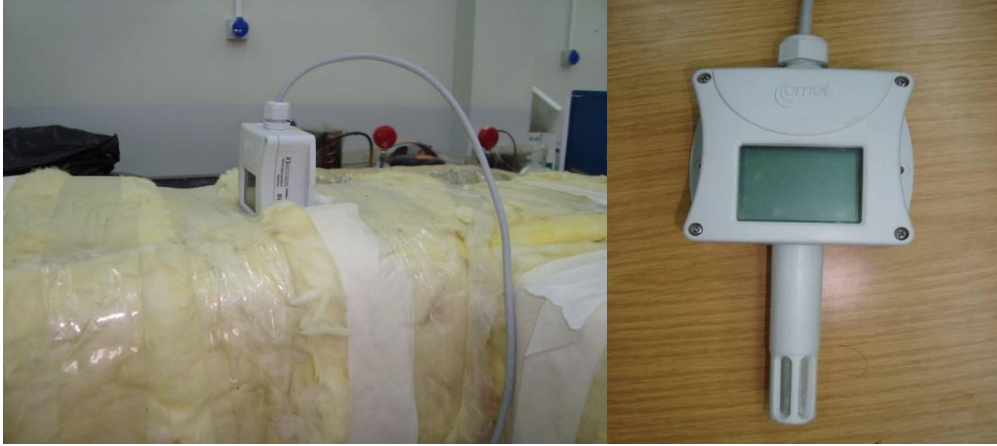
Resim 3.1. İmal edilen iklimlendirme deney odası

Deney düzeneğindeki yaş ve kuru termometre sıcaklıklarının ölçümleri için kullanılan K-tipi ısıl çiftlerden ve bağıl nem ölçerden (COMET T1110) gelen veriler COMET MS6D veri kayıt sisteminde kayıt edilerek bilgisayara aktarılmaktadır. Sıcaklıkların ve bağıl nemin ölçüldüğü veri kayıt cihazı ve sistemi Resim 3.2’de gösterilmektedir.



Resim 3.2. Veri kayıt sistemi ve COMET MS6D veri kayıt cihazı

Şekil 3.1.’deki akış diyagramında 3 noktasında kuru ve yaş termometre sıcaklıklarına göre psikrometrik diyagramdan bulunan bağıl nem değerlerinin doğruluğunu test etmek için COMET T1110 bağıl nem ölçer kullanılmaktadır. Bağıl nem ölçer ve sisteme bağlanmış hali Resim 3.3.’de görülmektedir.



Resim 3.3. COMET T1110 bağıl nem ölçer

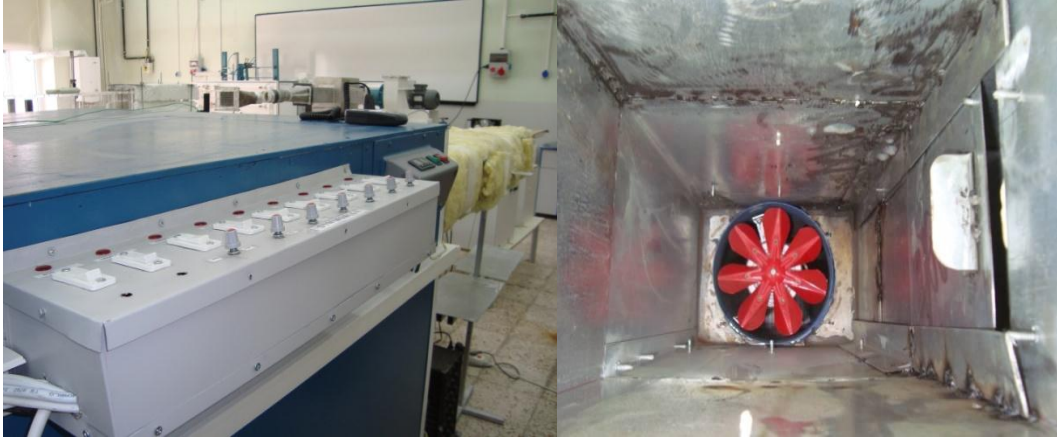
Dış hava ve geri dönüşüm havası hacim debisi oranlarını ayarlamak için KIMO LV 107 hava debisi ölçer kullanılmaktadır. Hava debisi ölçer, kanal içine yerleştirilen özel bir düzenek kullanılarak ölçüm yapmaktadır. Hava debisi ölçer ve sisteme bağlanmış hali Resim 3.4.'de görülmektedir. Ölçme cihazlarının belirsizlikleri; veri kayıt cihazı için $\pm \% 1$, bağıl nem ölçer için $\pm \% 2.5$ ve hava debisi ölçer için $\pm \% 2$ şeklindedir.



Resim 3.4. KIMO LV 107 hava debisi ölçer

Dış hava ve geri dönüş havası hacim oranları kanal yüzeylerinde bulunan klapeler yardımıyla yapılmaktadır. Hacim oranlarının ince ayarlarının yapılması ve sisteme giren hava sıcaklığının istenen değerlere ayarlanması ve kontrolü için dimmerler

kullanılmaktadır. Resim 3.5.'de Dimmerler ve kanal içine yerleştirilen klape görülmektedir.



Resim 3.5. Hacim debisi oranlarının ayarlanmasında kullanılan Dimmerler ve klape

3.2. Yöntem

Tekrar dolaşımli iklimlendirme sistemlerinin deneysel incelenmesi, dış hava sıcaklığı, dış hava ve dönüş havası hacim debisi oranları ve dış hava bağıl nemi gibi sistemde etkili olan parametrelerin değiştirilmesi ile yapılmıştır.

İlk grup deneylerde; hava dolaşım oranı, % 60 dış hava ve % 40 dönüş havası hacim debisi oranlarında, toplam hava debisi 12m³/h ve özgül nem 0,0054 kg.su buharı/kg.kuru hava değerinde sabit tutularak, dış hava sıcaklığı 30°C ile 48°C arasındaki sıcaklıklara değiştirilmiştir. Dış hava sıcaklığı, kanal içine yerleştirilen kademeli ısıtıcılar yardımıyla 30, 33, 36, 39, 42, 45 ve 48 °C sıcaklıklarında değiştirilerek deneyler yapılmıştır.

İkinci grup deneylerde; dış hava sıcaklığı 35°C, toplam hava debisi 12m³/h ve özgül nem 0,0054 kg.su buharı/kg.kuru hava değerinde sabit tutularak, dış hava ve dönüş hava debisi hacim debisi oranları değiştirilmiştir. Hacim debisi oranları; % 30 dış hava - %70 dönüş havası, % 40 dış hava - %60 dönüş havası, % 50 dış hava - %50

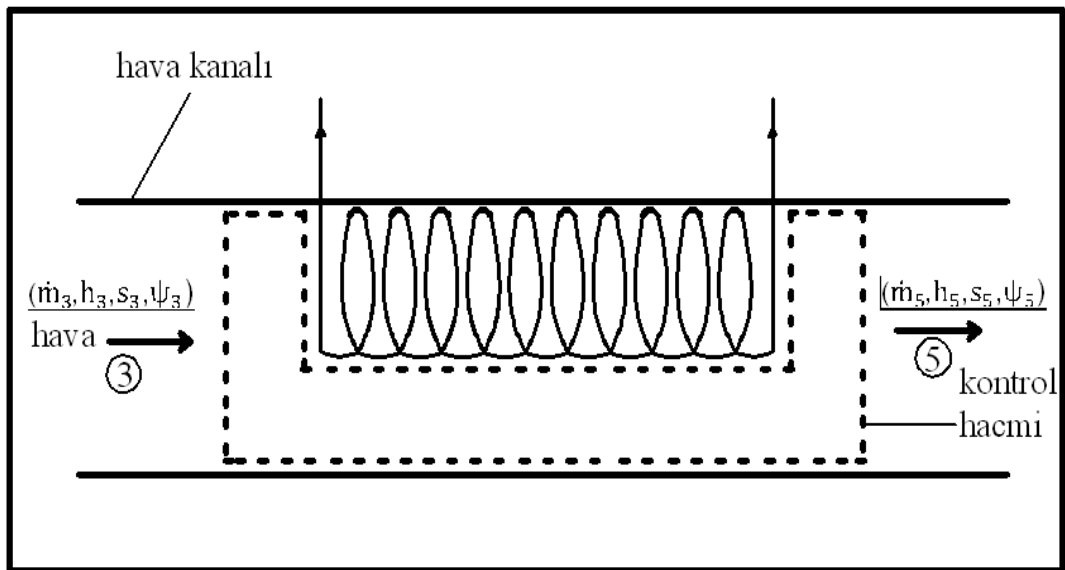
dönüş havası, % 60 dış hava - %40 dönüş havası, % 70 dış hava - %30 dönüş havası, % 80 dış hava - %20 dönüş havası şeklinde değiştirilerek deneyler yapılmıştır.

Son grup deneylerde ise; dış hava sıcaklığı 35°C, % 60 dış hava ve % 40 dönüş havası hacim debisi oranlarında, toplam hava debisi 12m³/h değerlerinde sabit tutularak dış hava bağıl nemi değiştirilmiştir. Dış hava bağıl nemi kanal içerisine yerleştirilen buhar üreticisi yardımıyla %20 ile %80 arasında değiştirilerek deneyler yapılmıştır.

Her üç gruptaki deneyler üçer kez ölçüm alınarak yapılmış ve hesaplamalarda ölçülen değerlerin ortalaması kullanılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlar (Klein, 2012) tarafından geliştirilen EES-V9.172-3D yazılımı kullanılarak geliştirilen programa girilerek, soğutucu serpantin kapasitesi, yok olan ekserji, ekserji kaybı ve ekserji verimi değerleri hesaplanmıştır.

3.2.1. Enerji ve ekserji analizinin soğutucu serpantine uygulanması

Enerji ve Ekserji analizi Şekil 3.1.'de gösterilen tekrar dolaşımli iklimlendirme sisteminin enerji ve ekserji analizi üzerine dayanmaktadır. Şekil 3.3.'de teorik analizde baz alınan soğutucu serpantin gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Soğutucu serpantin şematik gösterimi

Soğutucu serpantininin enerji ve ekserji analizinde aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır.

- Hava kanallarındaki hava akışı sürekli açık sürekli akış (SASA) modeline göre olmaktadır.
- Havanın akışı esnasında, elemanlardaki kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilebilir derecededir.
- Sistemde oluşan basınç kayıpları çok küçük olduğundan hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

Açık sistem için yazılan kütle dengesi eşitliği (2.13), Şekil 3.3’de gösterilen soğutucu serpantine uygulandığında,

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c = \dot{m} \quad (3.1)$$

Açık sistem için yazılan enerji dengesi eşitliği (2.14), Şekil 3.3’de gösterilen soğutucu serpantine uygulandığında, soğutucu serpantin kapasitesi \dot{Q} aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_g - h_c) \quad (3.2)$$

Açık sistemlerde ekserji dengesi eşitliği (2.16), Şekil 3.3’de gösterilen soğutucu serpantine uygulandığında, kontrol hacminde yok olan ekserji ifadesini veren denklem elde edilir.

$$0 = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_c \psi_c + \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_{cv} - \dot{X}_D \quad (3.3)$$

Özgül akış ekserjisi ψ , eşitlik ile ifade edilir.

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.4)$$

Denklemden h özgül entalpiyi, s özgül entropiyi ve 0 ise çevre şartlarını ifade etmektedir.

Soğutucu serpantin yüzeyinden çevreye verilen ısı miktarını önemli ölçüde etkileyen serpantin yüzey sıcaklığı (T_k) aşağıdaki bağıntı yaklaşık olarak hesaplanır.

$$T_j = (T_g + T_\varphi) / 2 \quad (3.5)$$

Kuru havanın ve su buharının özgül ekserjisi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\psi_h = C_p \cdot (T - T_0) - T_0 \cdot [C_p \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{P_h}{P_0}\right)] \quad (3.6)$$

$$\psi_b = (h - h_0) - T_0 \cdot (S - S_0) \quad (3.7)$$

Burada R havanın ideal gaz sabitini, C_p havanın özgül ısısını, P_h ise T sıcaklığındaki havanın basıncını ve P_0 atmosfer basıncını ifade etmektedir. Kuru havanın basıncı P_h ise aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır.

$$P_h = 0,622 \cdot P_b / w \quad (3.8)$$

Soğutucu serpantin girişindeki ve çıkışındaki ekserjiler aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= \sum \dot{m}_g \psi_g \\ \dot{X}_2 &= \sum \dot{m}_\varphi \psi_\varphi \end{aligned} \quad (3.9)$$

Ekserji verimi η_{ii} , elde edilen (amaçlanan) diğer bir ifade ile ürün konumundaki ekserjinin, sisteme verilen ekserjiye (yakıt konumundaki ekserjiye) oranıdır.

$$\eta_{ii} = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k}{(\dot{X}_1 - \dot{X}_2)} \quad (3.10)$$

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu bölümde tekrar dolaşımli iklimlendirme sistemi için yapılan enerji ve ekserji analizlerinin sonuçları grafikler halinde verilmiş ve yorumlanmıştır. Termodinamiğin I. ve II. kanunları açısından soğutucu serpantin kapasitesine ve ekserji kaybına etkisi farklı dış hava sıcaklıklarında, farklı dış hava –dönüş havası karışım oranlarında ve farklı sisteme giriş havası bağıl nem oranlarında incelenmiştir.

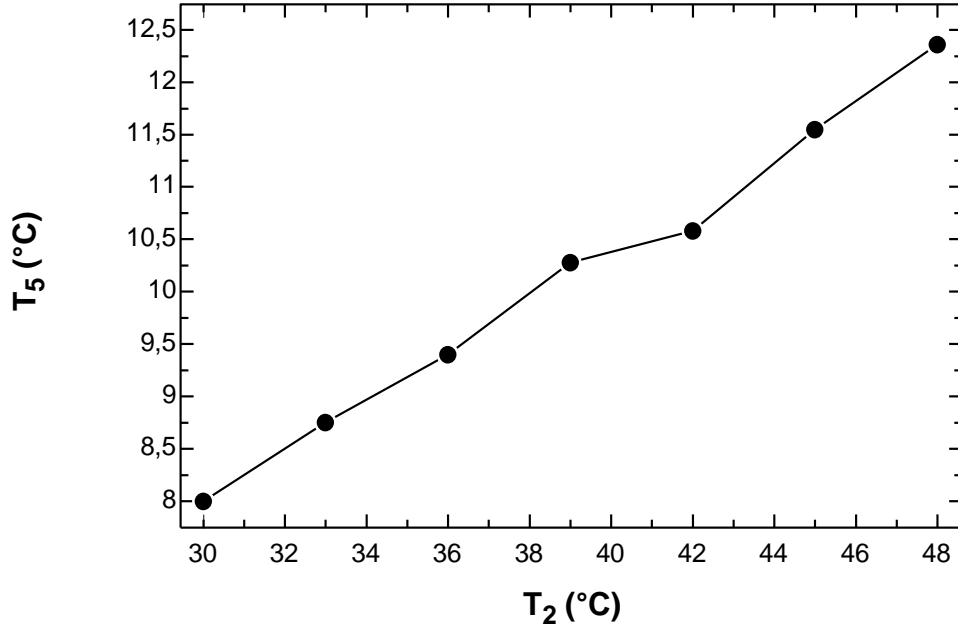
Çalışmada ön ısıtıcı vasıtasıyla sisteme giren havanın sıcaklıkları ayarlanmıştır. Hava kanallarındaki kalpeler ve dimmerlerle ayarlı fan hızları ile oynanarak farklı dış hava – dönüş havası oranları debileri hız ölçer kullanılarak ayarlanmıştır. Aynı zamanda buhar üretici vasıtasıyla sisteme giren havanın bağıl nemleri bağıl nem ölçer ile de kontrol edilerek farklı değerlerde ayarlanarak sisteme giren ve karışım havasının, geri dönüş havasının ve soğutucu serpantine giren ve çıkan havanın yaş ve kuru termometre sıcaklıkları termo çiftler vasıtasıyla ölçülerek veri ölçüm ve kayıt cihazında depolanmıştır.

Alınan ölçümler kullanılarak tekrar dolaşımli iklimlendirme sisteminin enerji ve ekserji analizleri yapılmış, soğutucu serpantine giren ve çıkan havanın entropileri, entalpileri, ekserjileri ile ekserji kaybı ve ekserji verimi hesaplanmıştır.

4.1. İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava Sıcaklığının Soğutucu Serpantin Kapasitesine ve Ekserji Kaybına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

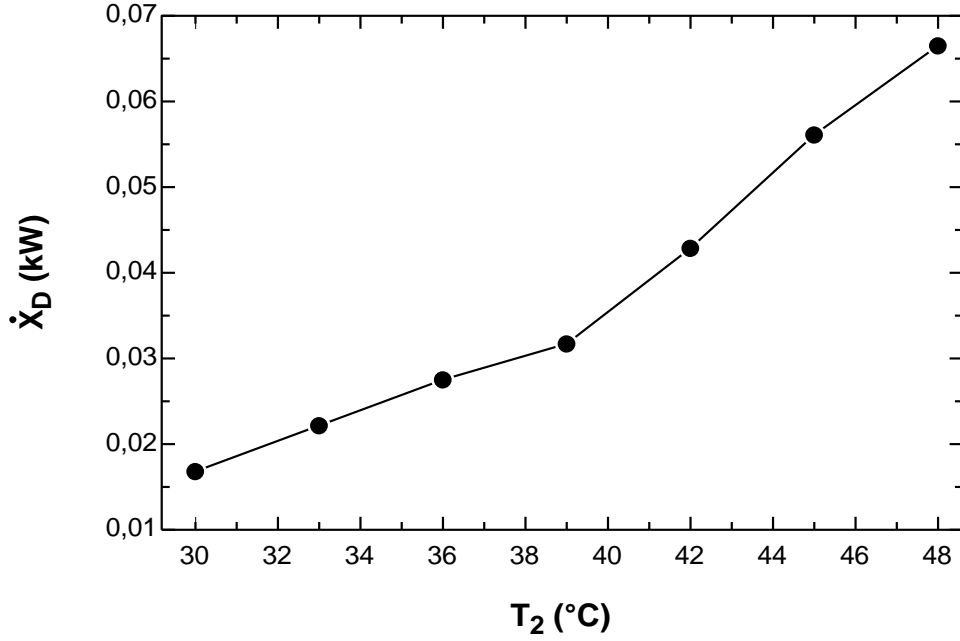
Bu bölümde, tekrar dolaşımli iklimlendirme sisteminde, %60 dış hava, %40 dönüş havası ve özgül nem sabit tutularak, farklı dış hava sıcaklıklarının soğutucu serpantin kapasitesine ve yok olan ekserji üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Analizler, enerji sistemlerinin analizinde yaygın olarak kullanılan ve akışkanların termo-fiziksel özelliklerini kütüphanesinde bulunduran Engineering Equation Solver (EES-V8.901-3D) isimli ticari yazılım kullanılarak geliştirilen programla yapılmıştır. Toplam hava debisi 12m³/h ve özgül nem 0,0054 kg.su buharı/kg.kuru hava değerinde sabit tutularak, dış hava sıcaklığı 30°C ile 48°C arasında değiştirilmiştir. Deney sonuçlarına göre, farklı dış hava sıcaklıklarında soğutucu serpantin kapasitesi,

soğutucu serpantinde yok olan ekserji miktarı, ekserji verimi, serpantin çıkış sıcaklığı ile dönüş havası sıcaklıklarının değişimi incelenmiştir.



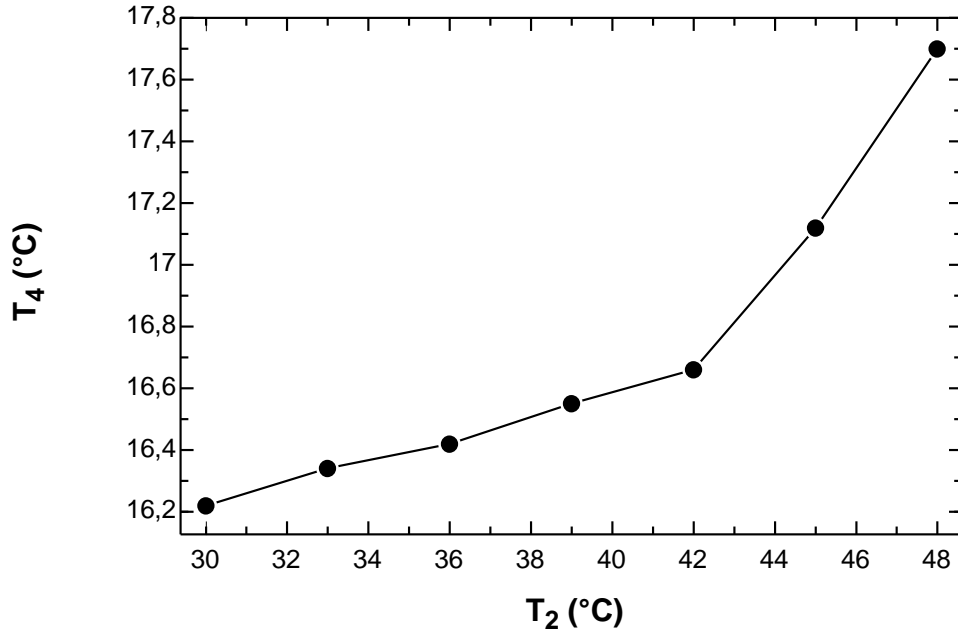
Şekil 4.1. Serpantin çıkış sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.1.'de Serpantin çıkış sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Dış hava sıcaklığı, 30 - 48 °C arasında dış havanın sisteme girdiği kanal içine yerleştirilen kademeli ısıtıcılar yardımıyla artırılırken, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi 12m³/h, dış hava ve geri dönüş havası oranları %60 ve %40 oranlarında ve dış hava özgül nem 0,0054 kg.su buharı/kg.kuru hava değerlerinde sabit tutulmuştur. Şekil 4.1.'de görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça serpantin çıkış sıcaklığı artmaktadır. Ayrıca, Şekil 4.1'den de görüldüğü gibi ortalama olarak serpantin çıkış sıcaklığındaki en büyük artış değerleri dış hava sıcaklığının 42 ile 48 °C değerlerinde meydana gelirken en düşük artış değerleri ise 30 ile 36 °C arasında olmaktadır.



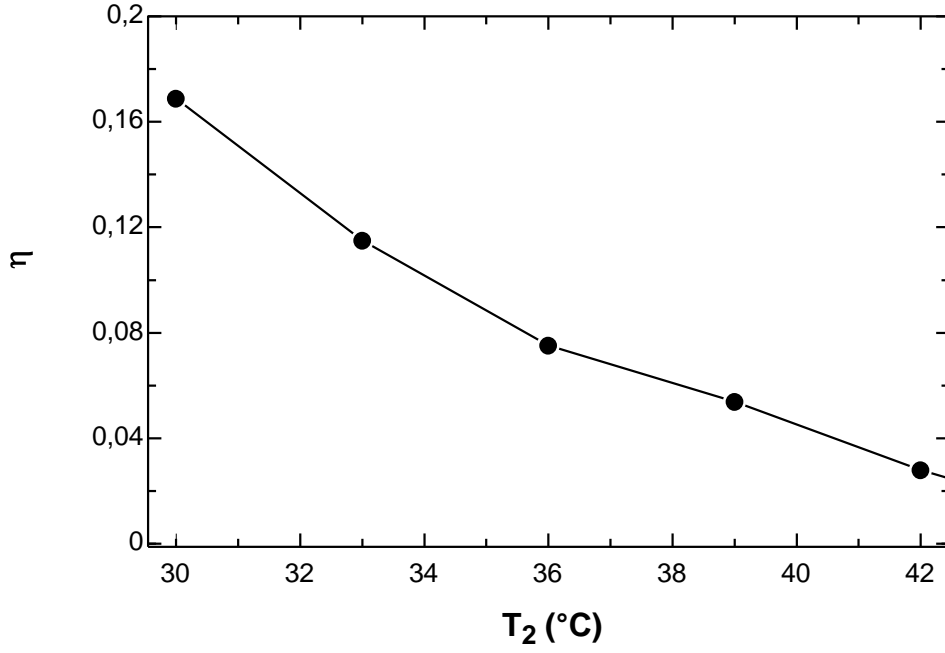
Şekil 4.2. Yok olan ekserjinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.2.'de yok olan soğutucu serpantinde yok olan ekserjinin dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Dış hava sıcaklıkları arttıkça yok olan ekserji miktarı da artmaktadır. Dış hava sıcaklığı arttığında serpantin sonlu sıcaklık farkında ısı transferi kapasitesi artacak ve sonuç olarak soğutucu serpantinde üretilen entropi miktarı artacaktır. Üretilen entropi miktarı arttığında bunun doğal sonucu olarak soğutucu serpantin tersinmezliği artacaktır. Yok olan ekserjinin artmasındaki etkili faktör sistemde oluşan tersinmezliklerin artmasıdır. Şekil 4.2.'den de görüldüğü gibi 39 ile 48 °C arasındaki yüksek sıcaklıklarda tersinmezliklerin artma hızı dolayısıyla yok olan ekserji fazla olurken 30 ile 39 °C arasındaki nispeten daha düşük sıcaklıklarda yok olan ekserjinin artma hızı daha az olmaktadır.



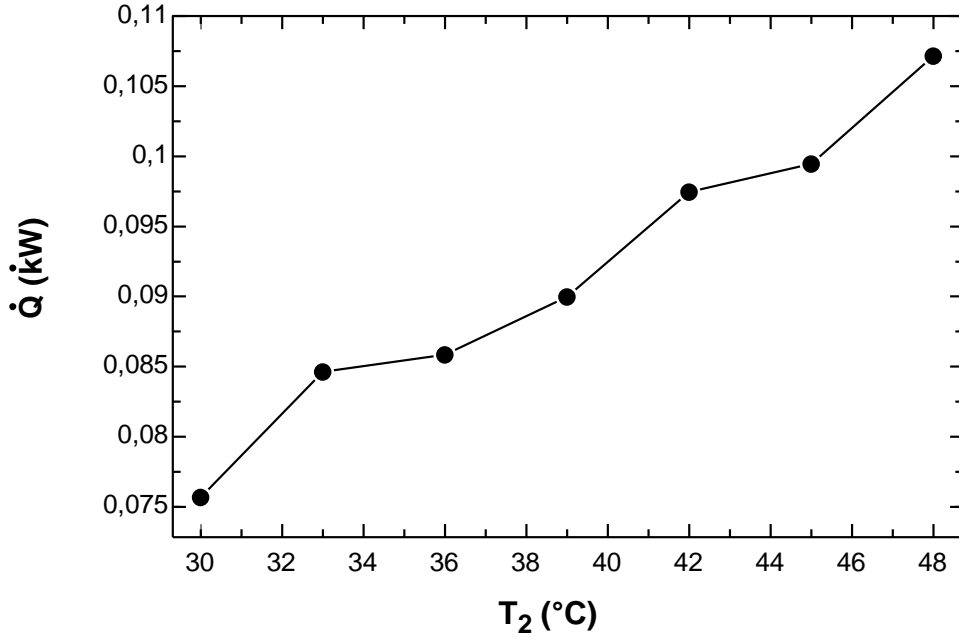
Şekil 4.3. Dönüş havası sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.3.'de iklimlendirilme ortamı dönüş havası sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Dış hava sıcaklığının artırılması esnasında, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi $12\text{m}^3/\text{h}$, dış hava ve geri dönüş havası oranları %60 ve %40 oranlarında ve dış hava özgül nem $0.0054\text{ kg.su buharı/kg.kuru hava}$ değerlerinde sabit tutulmuştur. Dış hava sıcaklığı arttığında, soğutucu serpantin havayı soğutma kapasitesi azalacağından dolayı Şekil 4.3.'de görüldüğü gibi dönüş havası sıcaklığı artacaktır. Şekil 4.3.'de görüldüğü gibi dış hava sıcaklığı arttıkça dönüş havası sıcaklığı artmaktadır. 30 ile 42 °C arasındaki sıcaklıklarda ortalama olarak belirli bir ivme ile artma gösteren dönüş havası sıcaklığı 42 ile 48 °C arasında yüksek bir ivmelenme sergileyerek 48 °C sonunda yaklaşık olarak 17.7 °C değerine ulaşmaktadır.



Şekil 4.4. Ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.4. Ekserji veriminin dış hava sıcaklığına göre değişimini göstermektedir. Dış hava sıcaklığının artması soğutucu serpantin kapasitesini düşüreceği gibi aynı zamanda sonlu sıcaklık farkında olan ısı transferini arttırdığından dolayı serpantinde meydana gelen tersinmezlikleri arttıracaktır. Tersinmezliklerin artması yok olan ekserjiyi arttırarak soğutucu serpantin ekserji veriminin azalmasına neden olacaktır. Bu durum Şekil 4.4.'de görülmektedir. Dış hava sıcaklığı 30 °C olduğunda ekserji verimi % 30 iken, dış hava sıcaklığının artması ile birlikte ekserji verimi de azalarak 42 °C'de % değerine ulaşmaktadır.



Şekil 4.5. Soğutucu serpantin kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.5.'de soğutucu serpantin kapasitesinin dış hava sıcaklığına göre değişimi görülmektedir. Dış hava sıcaklığının artırılması esnasında, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi, dış hava ve geri dönüş havası oranları ve dış hava özgül nemi sabit tutulmuştur. Dış hava sıcaklığının artırılması esnasında, soğutucu serpantinde dolaşan soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı sabit olduğundan dolayı hava ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. Bunun doğal bir sonucu olarak soğutucu serpantin kapasitesi diğer bir ifade ile ısı transferi artacaktır. Şekil 4.5.'den de görüldüğü gibi ısı transferi ortalama olarak sabit bir ivme ile artmaktadır. Değişen dış hava sıcaklıklarında soğutucu serpantin kapasitesi yaklaşık olarak 75 W ile 110 W arasında değişmektedir.

4.2. İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava/Dönüş Havası Oranlarının Soğutucu Serpantin Kapasitesine ve Ekserji Kaybına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Bu bölümde, tekrar dolaşimli iklimlendirme sisteminde, dış hava sıcaklığı ve özgül nem sabit tutularak farklı dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarının, karışım havası, dönüş havası ve serpantin çıkış sıcaklıklarına, soğutucu serpantin kapasitesine, yok olan ekserji ve ekserji verimi üzerine etkisi deneysel olarak

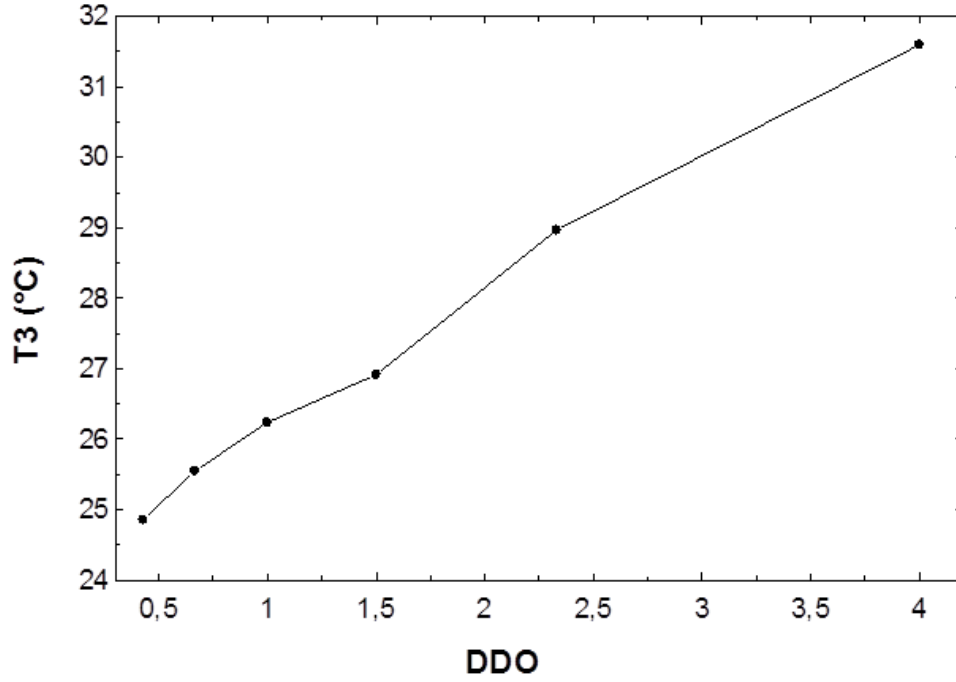
incelenmiştir. Toplam hava debisi $12\text{m}^3/\text{h}$, özgül nem $0,0054\text{ kg.su buharı/kg.kuru hava}$ ve dış hava sıcaklığı $35\text{ }^\circ\text{C}$ değerleri sabit tutularak, sisteme giren dış hava hacim debisi oranı %30 ile %80 arasında değiştirilirken, buna paralel olarak dış hava hacim debisi oranı %70 ile %20 arasında değiştirilmiştir.

Şekil 4.6 ile Şekil 4.11 arasındaki grafiklerde farklı miktarlardaki dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarının (DDO) etkisi görülmektedir. Deneyleerde kullanılan oranlar aşağıdaki tabloda verilmektedir.

Çizelge 4.1. Deneyleerde kullanılan dış hava/dönüş havası hacim debisi oranları

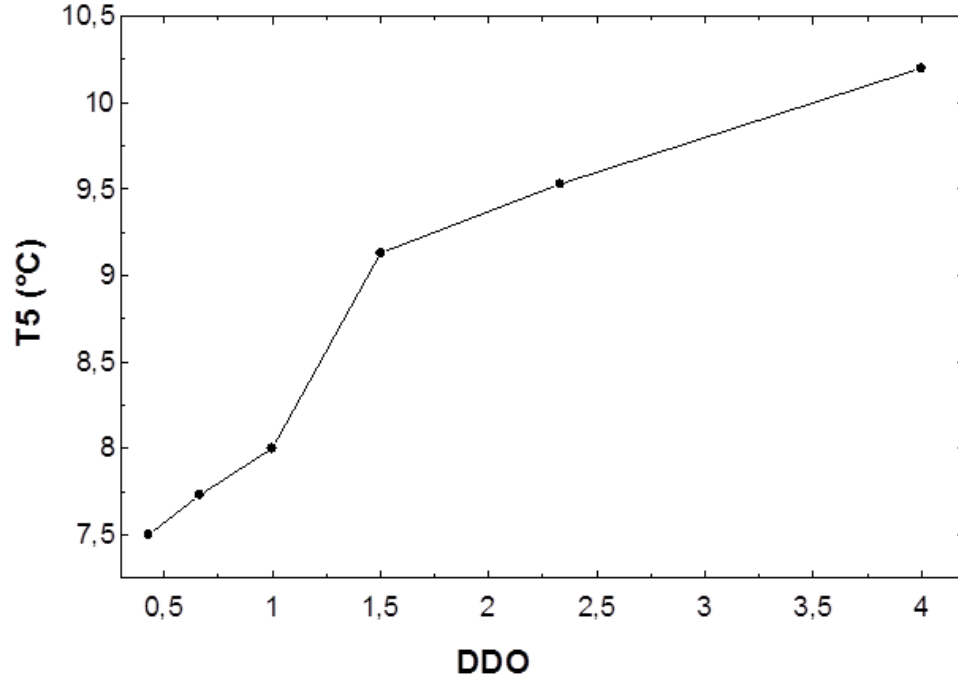
Dış hava hacim debisi (%)	Dönüş havası hacim debisi (%)
30	70
40	60
50	50
60	40
70	30
80	20

Deneyleer esnasında DDO değerleri Tablo 4.1'e göre değiştirilirken, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi $12\text{ m}^3/\text{hr}$, özgül nem $0,0054\text{ (kg.su buharı/kg.kuru hava)}$ ve dış hava sıcaklığı $35\text{ }^\circ\text{C}$ değerlerinde sabit tutulmuştur. Termodinamik analizlerde, her dış hava/dönüş havası hacim oranı için üç kez tekrarlanan deneyleerden alınan ölçüm sonuçlarının ortalaması kullanılmıştır. Elde edilen değerler EES yazılımında yapılan programda kullanılarak soğutucu serpantin kapasitesi, yok olan ekserji, ekserji kaybı ve ekserji verimi hesaplanmıştır.



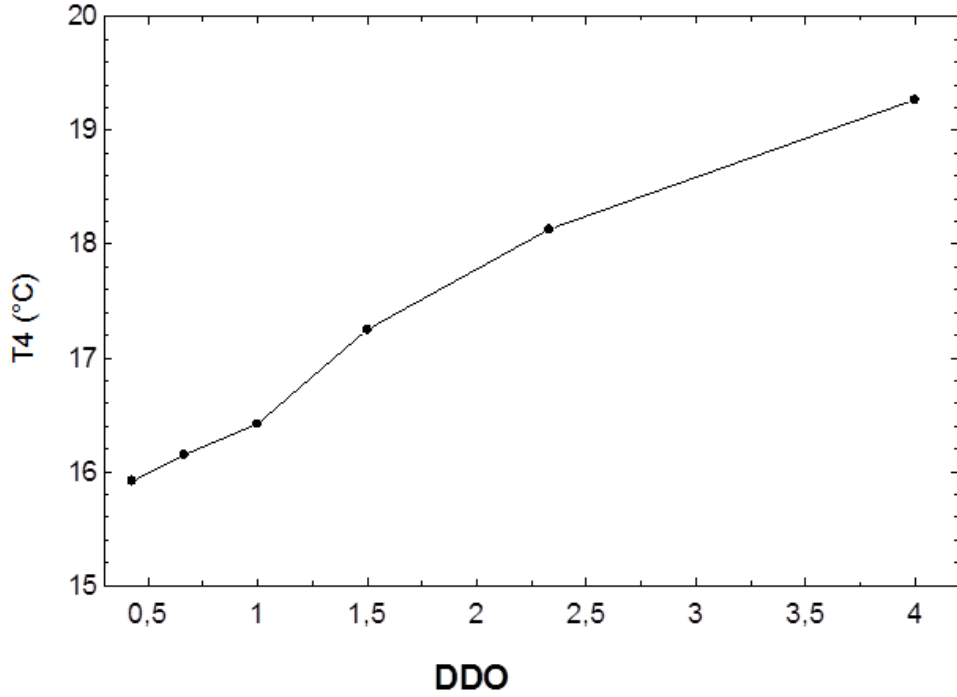
Şekil 4.6. Serpantin hava giriş sıcaklığının dış hava/dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi

Şekil 4.6.'da serpantin hava giriş sıcaklığının dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarına (DDO) göre değişimi görülmektedir. DDO 0.42 ile 4 arasında değişirken, serpantin hava giriş sıcaklığı 24 - 31°C arasında değişmektedir. Şekil 4.6.'da görüldüğü gibi DDO arttığında serpantin hava giriş sıcaklığı da artmaktadır. DDO % 50 civarında arttığında, serpantin hava giriş sıcaklığı ortalama olarak % 2.75 civarında artmaktadır. DDO % 55 civarında arttığında, serpantin hava giriş sıcaklığında iki farklı durum araştırılmıştır. İlk durumda, diğer bir ifade ile dış hava hacim debisi % 30 - % 40 arasında olduğunda, serpantin hava giriş sıcaklığı % 2.5 civarında artarken, dış hava hacim debisi % 60 - % 70 arasında olduğunda, serpantin hava giriş sıcaklığı % 7.5 civarında artmaktadır. DDO % 70 olarak maksimum düzeyde arttırıldığında, serpantin hava giriş sıcaklığı ortalama olarak % 9 artarak yaklaşık olarak 31°C olmaktadır.



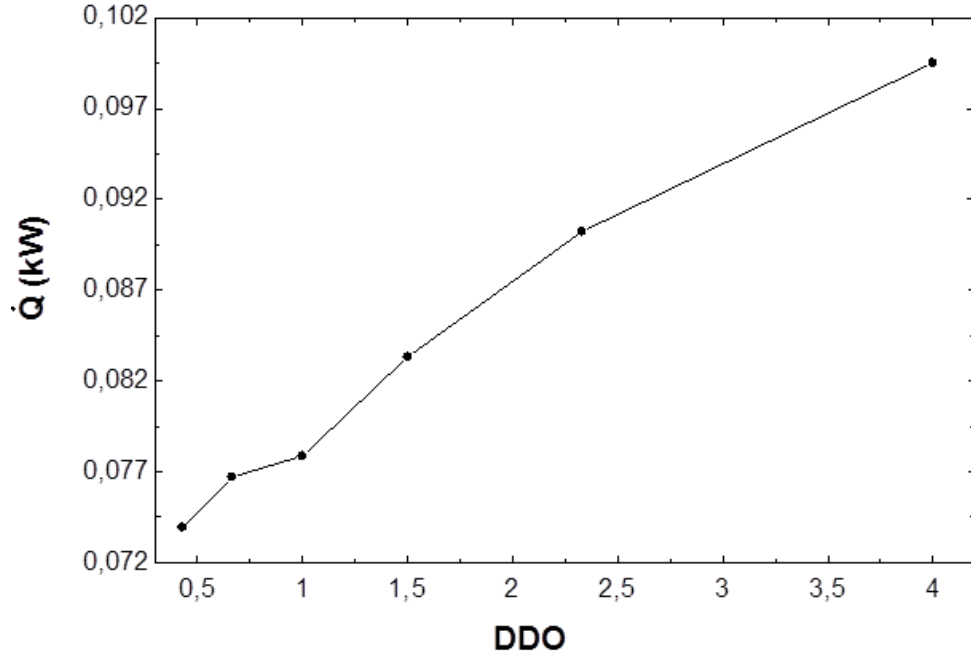
Şekil 4.7. Serpantin hava çıkış sıcaklığının dış hava-dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi

Şekil 4.7.'de serpantin hava çıkış sıcaklığının dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarına (DDO) göre değişimi görülmektedir. Şekil 4.7.'de görüldüğü gibi DDO arttığında serpantin hava çıkış sıcaklığı da artmaktadır. Artan dış hava – dönüş havası hacim debisi oranlarına karşın, serpantin hava çıkış sıcaklığı 7.5°C ile 10.25°C arasında değişmektedir. Serpantin hava çıkış sıcaklığında daha yüksek değerler istendiğinde dış hava hacim debisi oranı olabildiğince yüksek tutulmalı ve eğer yapılabilirse soğutucu serpantin kapasitesi azaltılmalıdır. Serpantin hava çıkış sıcaklığındaki en büyük artış değerleri dış hava hacim debisi % 50 - % 60 arasında olurken, en küçük artış değerleri dış hava hacim debisi % 30 - % 40 arasındaki değerlerde olmaktadır.



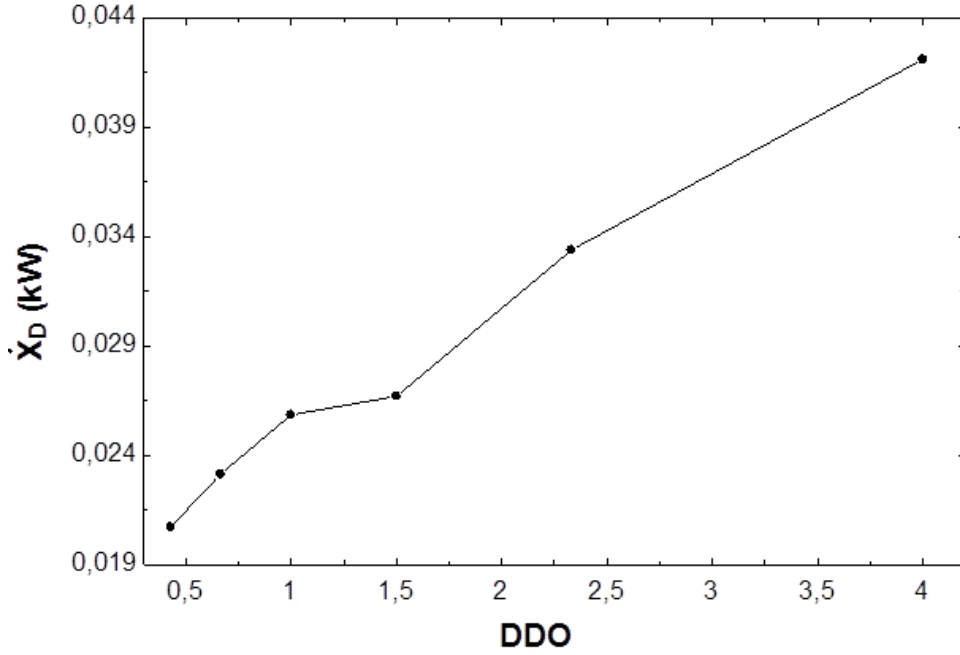
Şekil 4.8. Dönüş havası sıcaklığının dış hava-dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi

Şekil 4.8. dönüş havası sıcaklığının dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarına (DDO) göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.8.'de görüldüğü gibi DDO arttığında dönüş havası sıcaklığı da artmaktadır. %80 dış hava ve %20 dönüş havası hacim debisi oranlarında dönüş havası sıcaklığı 19°C civarında olurken %30 dış hava ve %70 dönüş havası hacim debisi oranlarında dönüş havası sıcaklığı yaklaşık olarak 16°C olmaktadır. Toplam hava hacim debisi içindeki dış hava hacim debisi oranı % 30 - % 50 arasında değiştirildiğinde, dönüş havası sıcaklığındaki artma %3 olurken, % 50 - % 80 arasında değiştirildiğinde, dönüş havası sıcaklığındaki artma % 17 civarında olmaktadır. Toplam hava hacim debisi içindeki dış hava hacim debisi oranı % 30 - % 80 arasında olduğunda, dönüş hava sıcaklıkları, serpantinden çıkan hava sıcaklıklarına göre kıyaslandığında daha yüksek olmaktadır. Bunun nedeni iklimlendirilecek ortama gönderilen havanın ortamın soğutma yükünü karşılayarak sıcaklığının yükselmesidir.



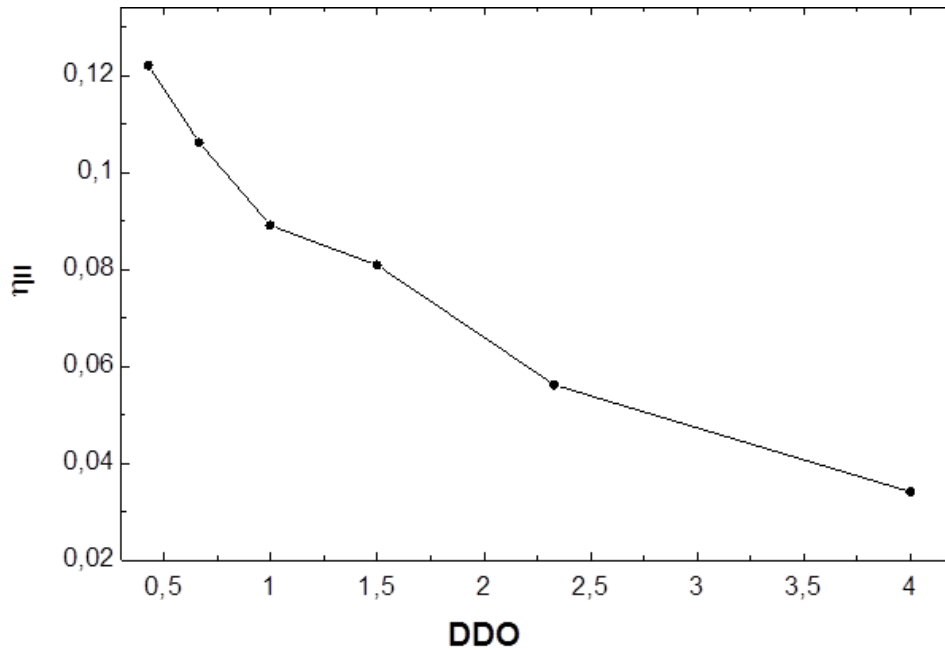
Şekil 4.9. Soğutucu serpantin kapasitesinin dış hava-dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi

Soğutucu serpantin kapasitesinin dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarına (DDO) göre değişimi Şekil 4.9.'da görülmektedir. 0.42 – 4 arası DDO değerlerinde dış hava hacim debisinin oranı %30 - %80 arasında arttırılırken, dış hava sıcaklığı 35°C ve özgül nem oranı 0.0054 kg sb/kg kh değerlerinde sabit tutulmaktadır. Artan DDO değerlerine bağlı olarak dış havanın hacim debisi etkisi daha fazla etkili olmaktadır. Bunun doğal bir sonucu olarak serpantin girişindeki hava sıcaklığı, serpantin giriş ve çıkışı arasındaki hava sıcaklığı farkı daha fazla olmaktadır. Sıcaklık farkı arttıkça Şekil 4.9.'da görüldüğü gibi serpantin soğutma kapasitesi artmaktadır. 0.42 – 1.5 arasındaki DDO değerlerinde serpantin kapasitesindeki artış % 5.3 olurken 1.5 - 4 arasındaki artış ise %27.8 civarında olmaktadır.



Şekil 4.10. Soğutucu serpantinde yok olan ekserjinin dış hava/dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi

Şekil 4.10. soğutucu serpantinde yok olan ekserjinin dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarına (DDO) göre değişimini göstermektedir. Şekil 4.10.'da görüldüğü gibi DDO arttığında serpantinde yok olan ekserji artmaktadır. Daha önce bahsedildiği gibi artan DDO miktarlarında soğutucu serpantindeki sıcaklık farkı dolayısıyla soğutucu serpantinin soğutma kapasitesi artacak ve sonuç olarak soğutucu serpantinde oluşan tersinmezlikler artacaktır. Tersinmezliklerin artması soğutucu serpantinde yok olan ekserjiyi arttıracaktır. Soğutucu serpantinde yok olan ekserji değerleri 0.02 – 0.04 kW arasında değişmektedir. Yok olan ekserji 0.42 – 1.5 arasındaki DDO değerlerinde %24.6, 1.5 – 2.3 arasındaki DDO değerlerinde %3.3 ve 2.3 - 4 arasındaki DDO değerlerinde en yüksek artış değerlerine ulaşarak %57.7 olmaktadır.



Şekil 4.11. Ekserji veriminin dış hava/dönüş havası karışım oranlarına göre değişimi

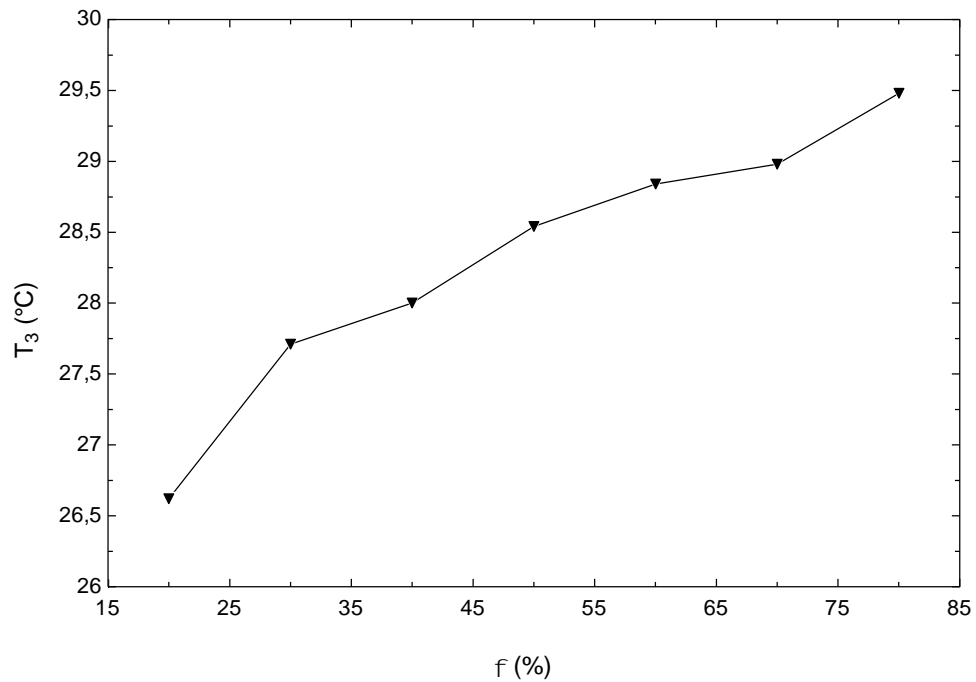
Soğutucu serpantin ekserji veriminin dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarına göre değişimi Şekil 4.11.'de görülmektedir. 0.42 - 4 arası DDO değerlerinde dış hava sıcaklığı 35°C ve özgül nem oranı 0.0054 kg sb/kg kh değerlerinde sabit tutulmaktadır. Şekil 4.11.'de görüldüğü gibi DDO değerleri arttığında ekserji verimi azalmaktadır. DDO değerleri arttığında serpantine giren havanın toplam hacim debisi içinde dış havanın hacim debisinin etkisi artmaktadır. Dış hava sıcaklığının 35°C ve dönüş havası sıcaklığının 16-19°C değiştiği düşünüldüğünde, soğutucu serpantin ile hava arasındaki sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferinin arttığı sonucu çıkarılır. Sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferinin artması, soğutucu serpantinde yok olan ekserji miktarını arttıracak ve bunun doğal bir sonucu olarak soğutucu serpantin ekserji verimi azalacaktır. Yapılan deneylerde, %30 dış hava ve %70 dönüş havası hacim debisi oranlarında maksimum ekserji verimi elde edilmekte ve değeri yaklaşık olarak %12 olurken, minimum ekserji ise %80 dış hava ve %20 dönüş havası hacim debisi oranlarında %3 civarında olmaktadır. Ekserji verimindeki en fazla azalma 1.5 - 4 arasındaki DDO değerlerinde yaklaşık olarak %58 olmaktadır.

4.3. İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava Bağlı Nem Oranlarının Soğutucu Serpantin Kapasitesine Ve Ekserji Kaybına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Bu bölümde, tekrar dolaşımli iklimlendirme sisteminde, dış hava sıcaklığı 35 °C, %60 dış hava ve %40 dönüş havası oranları sabit tutularak, farklı dış hava bağlı nem oranlarının, soğutucu serpantin kapasitesine, yok olan ekserji, ekserji verimi, soğutucu serpantin giriş ve çıkış sıcaklıkları ve iklimlendirme ortam sıcaklığı üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Dış havanın nemlendirilmesi dış hava giriş kanalı içerisine yerleştirilen nemlendirici ünite ile yapılmıştır. Dış havanın bağlı nem oranları % 20 ile % 80 arasında değiştirilmiştir. Bağlı nemin ayarlanması, yaş ve kuru termometre sıcaklıklarının ölçülmesi ve bağlı nem ölçerin kullanılmasıyla yapılmıştır.

Daha önceki bölümlerde olduğu gibi deneylerden elde edilen sonuçlar, enerji sistemlerinin analizinde yaygın olarak kullanılan EES yazılımı kullanılarak geliştirilen programa girilerek, % 20 ile % 80 arasında değişen bağlı nem oranlarına göre soğutucu serpantin kapasitesi, yok olan ekserji ve ekserji verimi değerleri hesaplanmıştır.

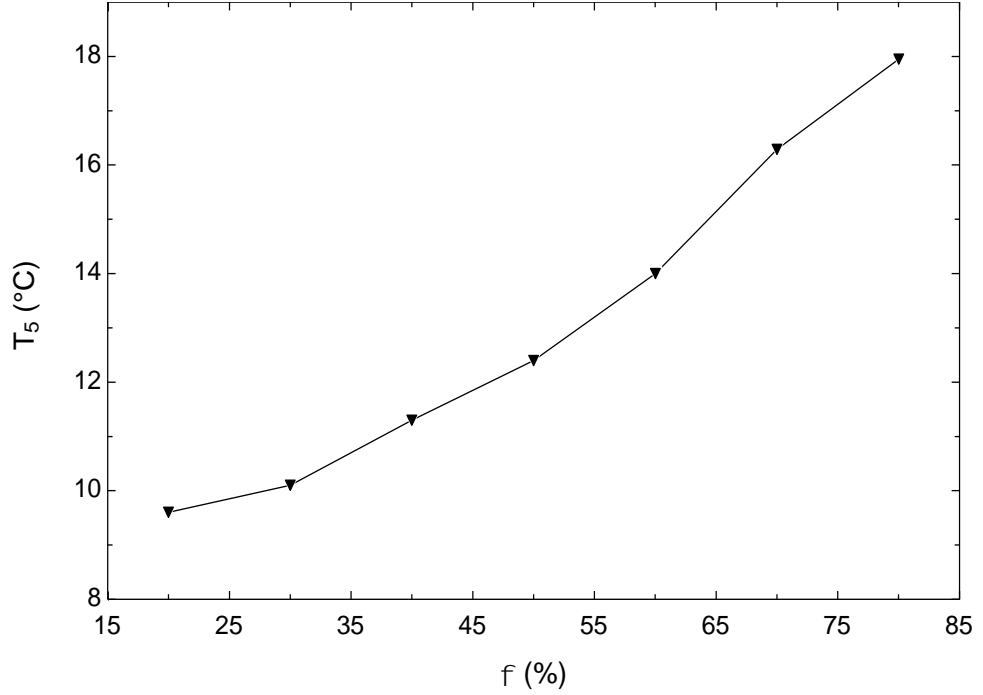
Aşağıdaki bölümlerde % 20 ile % 80 arasında değişen bağlı nem oranlarının, soğutucu serpantin girişindeki ve çıkışındaki hava sıcaklıklarına, iklimlendirme ortam sıcaklığına, soğutucu serpantin kapasitesine, soğutucu serpantinde yok olan ekserji miktarına ve soğutucu serpantin ekserji verimi üzerine etkisi grafikler halinde verilmiş ve tartışılmıştır.



Şekil 4.12. Soğutucu serpantin girişindeki hava sıcaklığının dış hava bağıl nemine göre değişimi

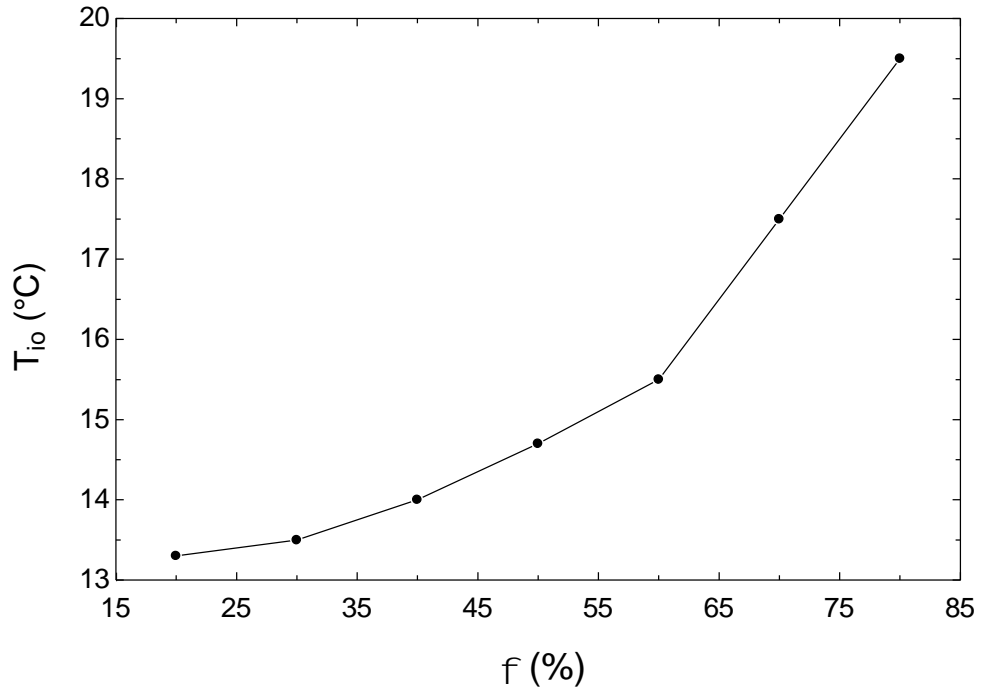
Şekil 4.12. soğutucu serpantin girişindeki hava sıcaklığının dış hava bağıl nemine göre değişimini göstermektedir. Dış hava bağıl nemi % 20 ile % 80 arasındaki değerlerde dış havanın sisteme girdiği kanal içine yerleştirilen buhar üreticisi yardımıyla artırılırken, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi $12 \text{ m}^3/\text{h}$, dış hava ve geri dönüş havası oranları % 60 ve % 40 oranlarında ve dış hava sıcaklığı $35 \text{ }^\circ\text{C}$ değerlerinde sabit tutulmuştur. Şekil 4.12.'de görüldüğü gibi dış hava bağıl nemi arttıkça serpantin giriş sıcaklığı $26,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $29,5 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında artmaktadır. Soğutucu serpantin giriş sıcaklığı; dış hava sıcaklığı ile dönüş havası sıcaklığının karışımından oluşan sıcaklıktır. Soğutucu serpantinin içerisinden geçen soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığında fazla bir değişiklik olmadığından dolayı, soğutucu serpantin kapasitesinde fazla bir değişiklik olmayacaktır. Bunun doğal bir sonucu olarak, sabit dış hava sıcaklığında bağıl nemi artırılmış hava, dönüş havası ile karıştırılarak soğutucu serpantin üzerinden geçirildiğinde, serpantin havayı soğutma kapasitesi azalacak ve hava bir önceki duruma göre serpantinden daha yüksek sıcaklıkta çıkacaktır. Dolayısıyla dönüş hava sıcaklığı artacak ve sonuç olarak karışım havası diğer bir ifade ile soğutucu serpantin girişindeki havanın sıcaklığı artacaktır. Şekil 4.12.'den görüldüğü gibi soğutucu serpantin girişindeki

hava sıcaklığında en büyük artma hızı % 20 ile % 30 arasındaki bağıl nem oranlarında olmaktadır. Bu nem oranlarında serpantin girişindeki havanın sıcaklığında artma % 11 civarında olurken, % 30 ile % 80 arasındaki bağıl nem oranları arasındaki serpantin girişindeki havanın sıcaklığında artma hızı ise ortalama % 3.5 olmaktadır.



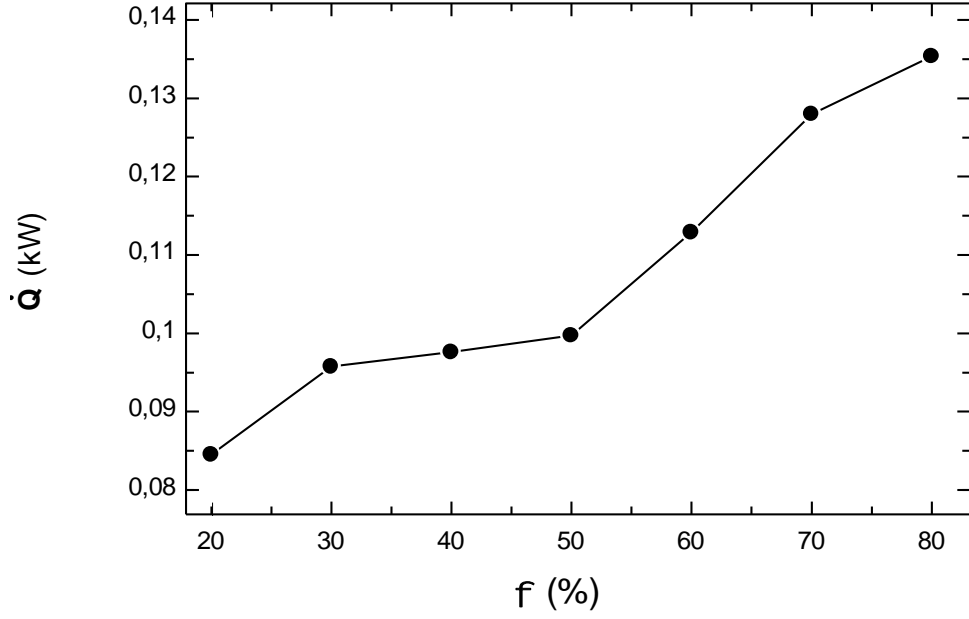
Şekil 4.13. Soğutucu serpantin çıkışındaki hava sıcaklığının dış hava bağıl nemine göre değişimi

Şekil 4.13.'de Soğutucu serpantin çıkışındaki hava sıcaklığının dış hava bağıl nemine göre değişimi görülmektedir. Dış hava bağıl nemi % 20 ile % 80 arasındaki değerlerde arttırılırken, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi 12 m³/h, dış hava ve geri dönüş havası oranları % 60 ve % 40 oranlarında ve dış hava sıcaklığı 35 °C değerlerinde sabit tutulmuştur. Şekil 4.13.'den görüldüğü gibi dış hava bağıl nemi arttıkça soğutucu serpantin çıkışındaki hava sıcaklığı artmaktadır. Artan bağıl nem oranlarına paralel olarak serpantin çıkışındaki hava sıcaklığının artma hızı artmaktadır. % 20 ile % 80 arasındaki artan bağıl nem değerlerine karşın serpantin çıkışındaki hava sıcaklığı da yaklaşık olarak % 8.7 oranında artarak 18°C'ye ulaşmaktadır.



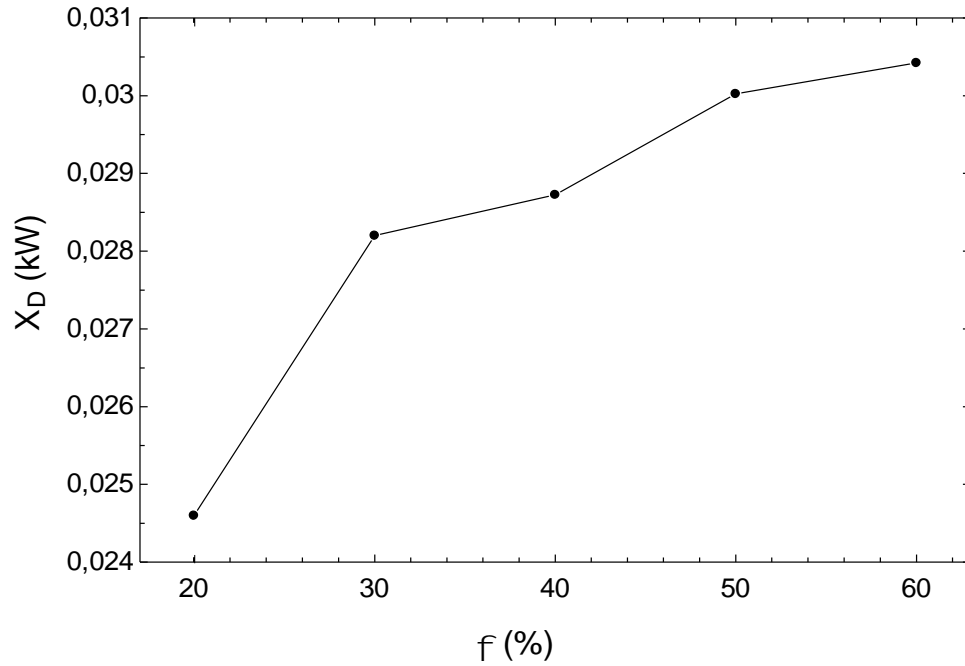
Şekil 4.14. İklimlendirme ortamı sıcaklığının dış hava bağıl nemine göre değişimi

Şekil 4.14. iklimlendirme ortamı sıcaklığının dış hava bağıl nemine göre değişimini göstermektedir. Dış hava bağıl nemi % 20 ile % 80 arasındaki değerlerde arttırılırken, iklimlendirme ortamı sıcaklığı 13 °C ile 20 °C arasında değişmektedir. Artan bağıl nem değerlerinde soğutucu serpantinin havayı soğutma kapasitesi azaldığından dolayı hava iklimlendirme ortamına daha yüksek sıcaklıklarda girmekte ve dolayısıyla ortamın sıcaklığının artmasına neden olmaktadır. Şekil 4.14.'den görüldüğü gibi iklimlendirme ortamı sıcaklığı artan bağıl nem değerlerinde sürekli artan bir hızla artmaktadır. % 60 ile % 80 arasındaki bağıl nem değerlerindeki artma hızı (~ % 26) diğer bağıl nem değerlerindeki artma hızlarına (~ % 16.5) göre oldukça yüksektir.



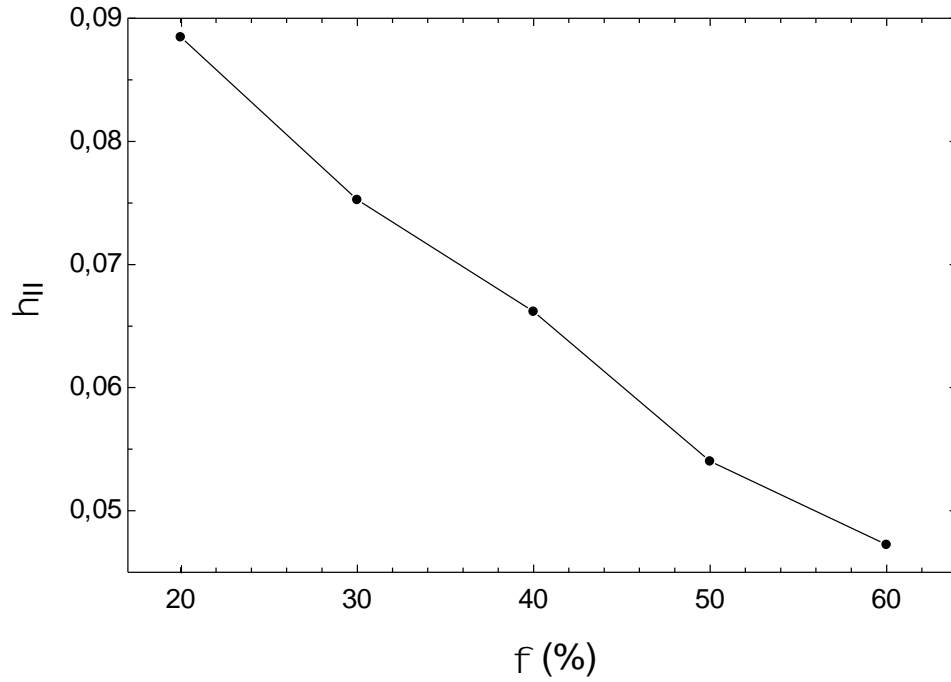
Şekil 4.15. Isı transferinin dış hava bağıl nemine göre değişimi

Şekil 4.15. ısı transferinin (soğutucu serpantin kapasitesi) dış hava bağıl nemine göre değişimini göstermektedir. Bağıl nem, % 20 - % 80 arasında artırılırken, dış hava kuru termometre sıcaklığı 35 °C, soğutucu serpantine giren toplam hava debisi 12 m³/h ve dış hava ve geri dönüş havası oranları % 60 ve % 40 oranlarında sabit tutulmuştur. Serpantine giren havanın bağıl neminin ve sıcaklığının artması neticesinde nemli havanın entalpisi arttığından dolayı soğutucu serpantinle nemli hava arasındaki ısı transferi artacaktır. Şekil 4.15.'den görüldüğü gibi % 20 - % 80 arasında değişen bağıl nem oranlarına bağlı olarak 85 W ile 135 W arasında artmaktadır. % 50 - % 70 arasındaki bağıl nemlerde ısı transferinin artma hızı % 28 ile en fazla olurken, % 30 - % 50 arasındaki bağıl nemlerde ısı transferinin artma hızı % 5 ile en az olmaktadır.



Şekil 4.16. Yok olan ekserjinin dış hava bağıl nemine göre değişimi

Şekil 4.16.'da soğutucu serpantinde yok olan ekserjinin dış hava bağıl nemine göre değişimi görülmektedir. Dış hava bağıl nemi arttığında soğutucu serpantin ile hava arasındaki sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferi artacak ve sonuç olarak soğutucu serpantinde üretilen entropi miktarı artacaktır. Üretilen entropi miktarı arttığında bunun doğal sonucu olarak soğutucu serpantinde yok olan ekserji artacaktır. Şekil 7'de görüldüğü gibi dış hava bağıl nemi % 20 - % 60 arasında değişen oranlarda arttırılırken, buna karşın soğutucu serpantinde yok olan ekserji miktarı 24 kW ile 30 kW arasında değişmektedir. Ayrıca Şekil 4.16.'dan görüldüğü gibi % 20 ile % 30 arasındaki bağıl nem oranlarında yok olan ekserji miktarındaki artma hızı en fazla düzeydedir.



Şekil 4.17. Soğutucu serpantin ekserji veriminin dış hava bağıl nemine göre değişimi

Şekil 4.17. Ekserji veriminin dış hava bağıl nemine göre değişimini göstermektedir. Dış hava bağıl neminin artması sonlu sıcaklık farkında olan ısı transferini arttırdığından dolayı serpantinde meydana gelen tersinmezlikleri arttıracaktır. Tersinmezliklerin artması yok olan ekserjiyi arttırarak soğutucu serpantin ekserji veriminin azalmasına neden olacaktır. Bu durum Şekil 4.17.'de görülmektedir. Soğutucu serpantinde yok olan ekserji miktarları çok fazla olduğundan dolayı ekserji verimi çok düşük olmaktadır. En az bağıl nem değeri olan % 20'de ekserji verimi yaklaşık % 9 ile en yüksek değeri alırken, en yüksek bağıl nem değeri olan % 60'da ekserji verimi yaklaşık % 5 ile en düşük değeri almaktadır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Laboratuar şartlarında kurulu tekrar dolaşımli konfor amaçlı iklimlendirme sisteminin deneysel incelenmesi, dış hava sıcaklığı, dış hava ve dönüş havası hacim debisi oranları ve dış hava bağıl nemi gibi sistemde etkili olan parametrelerin değiştirilmesi ile yapılmıştır. Deneyler üç grup halinde yapılmıştır. Her üç gruptaki deneyler üçer kez ölçüm alınarak yapılmış ve hesaplamalarda ölçülen değerlerin ortalaması kullanılmıştır.

İlk grupta yapılan deneylerde, iklimlendirme sisteminde hava debisi, özgül nem, dış hava, dönüş havası oranlarının sabit olması durumunda, farklı dış hava sıcaklıklarının, serpantin soğutma kapasitesine ve yok olan ekserjisine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca, dış havanın değiştirilmesi sonucu serpantin çıkış sıcaklık ve dönüş havası sıcaklık değerleri değişimi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Dış hava sıcaklığı artıkça soğutucu serpantin çıkış sıcaklığının ve yok olan ekserjinin arttığı ve soğutucu serpantin kapasitesi artış göstermesi ile beraber ekserji veriminin azaldığı görülmüştür
- Dış hava sıcaklığı artıkça serpantin çıkış sıcaklığı ile dönüş havası sıcaklığının da arttığı belirlenmiştir.
- Dış hava sıcaklığı artıkça soğutucu serpantin ile hava arasındaki ısı transferinin arttığı görülmüştür.

İkinci grupta yapılan deneylerde, dış hava özgül nemi 0,0054 (kg. su buharı/kg. kuru hava) ve dış hava kuru termometre sıcaklığı 35 °C değerlerinde sabit tutularak, toplam hava debisi içindeki dış havanın hacim debisi oranı %30 - %80 aralığında değiştirilirken, buna karşılık toplam hava debisi içindeki dönüş havasının hacim debisi oranı %70 - %20 değiştirilerek laboratuar şartlarında deneyler yapılmıştır. Yapılan deneylerde, dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarının, karışım havası, dönüş havası ve serpantin çıkış sıcaklıklarına, soğutucu serpantin kapasitesine, yok

olan ekserji ve ekserji verimi üzerine etkisi incelenmiştir. Elde edilen önemli sonuçlar aşağıda belirtilmiştir.

- Karışım havasındaki dış hava hacim debisinin oranı arttığında, karışım havası, dönüş havası ve serpantin çıkış sıcaklıklarının da arttığı tespit edilmiştir. Tablo 1'e göre 4-6 arasındaki dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarında söz konusu sıcaklıklardaki artma hızının daha fazla olduğu görülmüştür.
- Hava ile soğutucu serpantin arasındaki ısı transferinin, dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarının artmasına bağlı olarak arttığı tespit edilmiştir. Toplam hava debisi içerisinde dış havanın hacim debisi oranının çok yüksek olduğu durumlarda (%60 - %80) ısı transferinin artma hızının diğer durumlara göre daha fazla olduğu görülmüştür.
- Serpantinde yok olan ekserji miktarı, sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferinin doğal bir sonucu olduğundan dolayı, artan dış hava/dönüş havası hacim debisi oranlarına göre soğutucu serpantinde yok olan ekserji miktarındaki artış, ısı transferinin artışına paralel olmaktadır. Serpantinde yok olan ekserjinin maksimum değeri, yaklaşık olarak minimum değerinin iki katı olmaktadır.
- Yok olan ekserjinin aksine, soğutucu serpantin ekserji verimi, dış hava/dönüş havası hacim debisi oranları arttığında azalmaktadır. Soğutucu serpantinde oluşan tersinmezliklerden dolayı, ekserji verimi fazla yüksek olmamakta ve %4 ile %12 arasında değişmektedir. İklimlendirme ortamı için gerekli minimum oksijen miktarını sağlayacak dış hava debisinin seçilmesi durumunda, soğutucu serpantin ekserji verimi en uygun değerinde olacaktır.

Üçüncü grupta yapılan deneylerde, dış hava sıcaklığı, dış hava ve dönüş havası oranları ve toplam hava debisi sabit tutularak, % 20 ile % 80 arasında değiştirilen dış hava bağıl nem oranlarının, nemli havadan olan ısı transferi (soğutucu serpantin kapasitesi), yok olan ekserji, ekserji verimi, soğutucu serpantin giriş ve çıkış sıcaklıkları ve iklimlendirme ortam sıcaklığı üzerine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Elde edilen önemli sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Dış hava bağıl nemi artıkça soğutucu serpantin giriş ve çıkış sıcaklıklarının arttığı belirlenmiştir. Soğutucu serpantin çıkışındaki hava sıcaklığında artan bağıl nem oranlarına göre ortalama olarak düzgün bir artma olurken, soğutucu serpantin girişindeki hava sıcaklığında % 20 ile % 30 arasındaki bağıl nem oranlarındaki artma hızı diğer bağıl nem oranlarındaki serpantin giriş hava sıcaklıklarına göre oldukça fazla olmaktadır. İklimlendirme ortam sıcaklığında ise en hızlı artış değerleri % 60 ile % 80 arasındaki bağıl nem oranlarında olmaktadır.
- Serpantin giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farka ve artan bağıl nem oranlarına bağlı olarak hava ile serpantin arasındaki ısı transferi artmaktadır. Hava ile soğutucu serpantin arasındaki ısı transferinde en büyük artma hızı % 28 olarak % 50 - % 70 arasındaki bağıl nemlerde meydana gelirken en az artma hızı % 5 olarak % 30 - % 50 arasındaki bağıl nemlerde olmaktadır.
- Artan dış hava bağıl nemlerine karşın soğutucu serpantinle hava arasındaki sonlu sıcaklık farkındaki ısı transferinin arttığı ve bunun doğal bir neticesi olarak da serpantinde yok olan ekserjinin arttığı tespit edilmiştir. % 20 - % 30 bağıl nem oranlarında ısı transferi artma hızının yüksek olmasından dolayı serpantinde yok olan ekserji miktarının da yüksek olduğu tespit edilmiştir.
- Soğutucu serpantin ekserji verimi, soğutucu serpantinde yok olan ekserji miktarı ile ters orantılıdır. Bu sebepten dolayı, serpantin ekserji veriminin azaldığı belirlenmiştir. Soğutucu serpantin ekserji verimi, yok olan ekserjinin yüksek olmasından dolayı çok düşük düzeyde kalmaktadır ve % 5 - % 9 arasında değişmektedir.

KAYNAKLAR

- Arıkol, M., 1985. Ekserji Analizine Giriş, Tübitak Projesi, Proje No:0630048401, Gebze.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik. Literatür Yayıncılık, İstanbul, 867 s.
- Dinçer, İ., 2002. The role of exergy in energy policy making. Energy Policy, 30, 137-149.
- Güven, H.R., Alnıpak, B., 1992. Isı pompaları ve klimalarda şarj kontrolü. Termodinamik Dergisi, Sayı 1.
- Hepbaşlı, A., 1999. HVAC sistemlerinde etkinlik ve verim tanımları. TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 50, 33-53.
- Kay, J.M., 2002. On uncertainty, information and predictability. The relationship between exergy, entropy and information and uncertainty, <http://www.jameskay.ca/musings/info.html>.
- Kılıç, E., 1990. İklimlendirme sistemlerinde ısı geri kazanma için enerji dengeleri yöntemi ve İstanbul'da bir uygulama. Mühendis ve Makine, 31 (362), 30-33.
- Koçoğlu, A., 1993. Thermo-economic Optimization of a Single State Heat Pump. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, Ankara 117 p.
- Kotas, T.J., 1985. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butter-Worths, London, 299 p.
- Klein, S.A., Engineering Equation Solver (EES), Professional version V8.683-3D, F-Chart Software 2010.
- Moran, M.J., Shapiro H.N., 1998. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, New York, 918 p.
- Rant, Z., 1956. Exergie ein neues Wort für technische Arbeitsfähigkeit (Exergy. a New World for technical availablework), Forschungen im Ingenieurwesen, 22, 36-37.

- Riederer, P., Marchio, D., Visier, J.C., Husaunndee, A., Lahrech, R., 2002. Room thermal modelling adapted to the test of HVAC control systems. *Building and Environment*, 37 (8-9), 777-790.
- Rosen, M.A., 2002. Assessing energy technologies and environmental impacts with the principles of thermodynamics. *Applied Energy*, 72, 427-41.
- Sakulpipatsin, P., Itard, L.C.M., Van der Kooi, H.J., Boelman, E.C., Luscuere, P.G., 2010. An exergy application for analysis of buildings and HVAC systems. *Energy and Buildings*, 42, 90-99.
- Szargut, J., Morris, D.R., Steward F.R., 1998. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical And Metallurgical Processes*. Hemisphere Publishing Cotporal Kin, NewYork.
- Szargut, J., 2005. *Exergy Method: Technological and Ecological Applications?*, WITPRESS, Boston.
- Wall, G., 1977. *Exergy-A Useful Concept Within Resource Accounting*, Institute of Theoretical Physics, Report No: 77-42, Göteborg, Sweden, 59 p.
- Wall, G., 1990. Exergy conversion in the Japanese Society. *Energy*, 15(5), 435-444.
- Wall, G., 1997. Exergy, society and morals. *Journal of Human Values*, 3(2), 193-206.
- Xia, X., Wang, Z., Xu, S., 2012. Exergy analysis of energy consumption for primary return air conditioning system. *Physics Procedia*, 24, 2131-2137.
- Yakut, A.K., Kuru, M., Şencan, A., 2002. HVAC sistemlerinde kontrol yöntemleri ve enerji tasarrufu. *Tesisat Mühendisliği*, Mart-Nisan (68), 43-54.
- Zhentao, W., Radu, Z., 2009. Exergy analysis of variable air volume systems for an office building. *Energy Conversion and Management*, 50, 387-392.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : ÖZEK, Erhan
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 28.07.1978 - Adana
Medeni hali : Evli
Telefon : 0 (507) 559 31 29
e-mail : eozeke@adanabtu.edu.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Niğde Üni. Müh. Mim. Fak./ Makina Mühendisliği Bölümü	2002

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2012-	Adana Bilim Teknoloji Üniv.	Mühendis
2007-2012	Hitit Üniversitesi	Mühendis

Yayınlar

1- Özek E., Kılıçarslan A., İklimlendirme Sistemlerinde Dış Hava Sıcaklığının Soğutucu Serpantin Kapasitesine Ve Ekserji Kaybına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi, TESKON 2013- Soğutma Teknolojileri Sempozyumu , Nisan 17-20, İzmir, 2013.

Yabancı Dil

İngilizce