



**T.C.
NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**



**DEĞİŞKEN EVAPORATÖR SICAKLIĞINDA
BİR ISI POMPASININ FARKLI ÇALIŞMA
KOŞULLARINDA PERFORMANS ANALİZİ**

Resul ÜNAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enerji Sistemleri Mühendisliği

**Temmuz-2018
KONYA
Her Hakkı Saklıdır**

TEZ KABUL VE ONAYI

Resul ÜNAL tarafından hazırlanan “Değişken Evaporatör Sıcaklığında Bir Isı Pompasının Farklı Çalışma Koşullarında Performans Analizi” adlı tez çalışması 16/07/2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Halil Kürşad ERSOY

.....

Danışman

Doç. Dr. Ahmet SAMANCI

.....

Üye

Prof. Dr. Ali KAHRAMAN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Mehmet KARALI
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

Resul ÜNAL
16.07.2018

ÖZET**YÜKSEK LİSANS TEZİ****DEĞİŞKEN EVAPORATÖR SICAKLIĞINDA BİR ISI POMPASININ FARKLI
ÇALIŞMA KOŞULLARINDA PERFORMANS ANALİZİ****Resul ÜNAL****Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı****Danışman: Doç. Dr. Ahmet SAMANCI****2018, 74 Sayfa****Jüri****Doç. Dr. Ahmet SAMANCI
Prof. Dr. Halil Kürşat ERSOY
Prof. Dr. Ali KAHRAMAN**

Bu çalışmada, ısıtma modunda kullanılan değişken hızlı (invertörlü) kompresörlü ve elektronik genleşme valfli bir ısı pompasının, farklı dış hava şartlarındaki performansı teorik olarak analiz edildi. Konya iklim şartlarında, oturma alanı yaklaşık 100 m² olan örnek bir odaya göre hesaplamalar yapıldı. Hesaplamalar için, Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nün 2013-2017 yılları arası (5 yıllık) ısıtma-gündereceleri değerlerine göre, ortalamayı en iyi temsil eden 2015 yılı verileri esas alındı. 2015 yılına ait ısıtma-gün-derece verilerine göre bir yıllık kış sezonu boyunca saatlik dış hava sıcaklığına bağlı ısı kayıpları hesaplandı.

Isı pompasının, üretici firma kataloglarına göre dış hava sıcaklığı -7 °C'ye kadar çalışabileceği kabul edildi. Tasarlanan sisteme göre, dış hava sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı, uygun boyuttaki eşanjörün kullanıldığı varsayılarak, 10 °C olacak şekilde belirlendi. Sıcaklık farkını sabit tutacak senkronize çalışan bir elektronik genleşme valfi ve invertörlü bir kompresör kullanıldığı varsayıldı. Hesaplamalarda çalışma akışkanı R410A için EES (Engineering Equation Solver) programından faydalanıldı. Dış hava sıcaklıklarına bağlı olarak tasarlanan sistemin saatlik COP (Coefficient of Performance) değerleri, ısı kaybı ve bu kaybın ısı pompası ile karşılanması için harcadığı enerji miktarı hesap edildi. Hesaplar sonucunda, COP değerinin 2,5 ile 3,8 arasında değiştiği görüldü.

İkinci olarak, R410A yerine son yıllarda kullanımı artan R32 soğutucu akışkanı seçilerek, bir yıllık kış sezonuna göre elde edilen sonuçlar, karşılaştırmalı olarak sunuldu. R32 soğutucu akışkanı kullanıldığında sistemin COP değerinin 2,7 ile 4,2 arasında değiştiği bulundu.

Enerji tüketimleri dikkate alındığında, R32 kullanımının R410A kullanımına göre, %9 oranında daha verimli olduğu tespit edildi.

Anahtar Kelimeler: Değişken Evaporatör Sıcaklığı, Isı Pompası, R410A, R32

ABSTRACT**MS THESIS****PERFORMANCE ANALYSIS OF THE HEAT PUMP FOR VARIABLE
EVAPORATOR TEMPERATURES AT DIFFERENT WORKING
CONDITIONS****Resul ÜNAL****THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE
OF NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE
IN ENERGY SYSTEM ENGINEERING****Advisor: Assoc. Dr. Ahmet SAMANCI****2018, 74 Pages****Jury****Assoc. Dr. Ahmet SAMANCI
Prof. Dr. Halil Kürşat ERSOY
Prof. Dr. Ali KAHRAMAN**

In this study, the performance of a heat pump with a variable speed (inverter) compressor and an electronic expansion valve used in the heating mode was theoretically analyzed in different outdoor weather conditions. In Konya climatic conditions, calculations were made according to a sample room with a log space of about 100 m². Calculations are based on the year 2015 data, which best represents the average, according to the Meteorology General Directorate's heating-day-grades between 2013-2017 (5 years). The heat losses due to the hourly outdoor air temperature during the one-year winter season are calculated according to the heating-day-grade data for 2015.

The heat pump is considered to be capable of operating at an outdoor temperature of -7 ° C, according to the manufacturer's catalog. According to the designed system, the temperature difference between the outside air temperature and the evaporator temperature was determined to be 10 ° C, assuming that the heat exchanger at the appropriate size was used. It was assumed that a synchronous electronic expansion valve and an inverter compressor were used to keep the temperature difference constant. In the calculations, EES (Engineering Equation Solver) program was used for working fluid R410A. Based on the outside temperatures, the system's hourly COP (coefficient of performance) values, heat loss and the amount of energy consumed by the heat pump to calculate this loss were calculated. As a result of the calculations, it was observed that the COP value changed between 2.5 and 3.8.

Second, the results obtained in comparison with the one-year winter season were presented comparatively by choosing R32 refrigerant fluid, which has increased in recent years instead of R410A. When the R32 refrigerant fluid was used, the COP value of the system was found to vary from 2.7 to 4.2.

When energy consumption is taken into consideration, it was found that the use of R32 is 9% more efficient than the use of R410A.

Keywords: Heat Pump, R410A, R32, Variable Evaporator Temperature

ÖNSÖZ

Öncelikle danışmanım Sn. Doç. Dr. Ahmet SAMANCI' ya destekleri ve rehberliği için şükranlarımı sunarım. Ayrıca desteklerini hayatımın hiçbir döneminde esirgemeyen eşime ve tüm aile fertlerime teşekkür ederim.

Resul ÜNAL
KONYA-2018



İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
ÇİZELGELER LİSTESİ	xii
1.GİRİŞ	1
1.1. Isı Pompasının Temel Elemanları	2
1.2. Soğutucu Akışkan Olarak R410A ve R32 Kullanımı	4
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	6
2.1. Değişken Hızlı Kompresörle İlgili Çalışmalar	6
2.2. Genleşme Valfiyle İlgili Çalışmalar	16
2.3. Soğutucu Akışkanlarla İlgili Çalışmalar	16
3.MATERYAL VE YÖNTEM.....	19
3.1. Materyal	19
3.2. Yöntem.....	20
3.2.1. Tasarlanan sistemin enerji dengesi	20
3.2.1.1. Oda ısı kaybı hesabı	22
3.2.1.2. Isı pompası hesapları ve çalışma parametrelerinin belirlenmesi	24
3.2.2. Akış diyagramları ve sistem simülasyonu	30
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	34
4.1. Isı Kaybı Hesabı İçin Bulunan Parametreler	34
4.2. Evaporatör Basınç ve Sıcaklığının Sistem Performansına Etkisi	36
4.3. Değişken Hızlı (İnvertörlü) Sistem Performansı	38
4.4. R410A ve R32 Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması	43
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	49
5.1. Sonuçlar	49
5.2. Öneriler	50
KAYNAKLAR	51
EKLER	54

ÖZGEÇMİŞ **62**



SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	Alan (m^2)
C_p	Özgül ısı ($kcal/kg.°C$)
d	Kalınlık (m)
k	Isı iletim katsayısı ($kcal/m^2.°C.h$)
Q	Isı (kcal)
h	Entalpi (kJ/kg)
P	Basınç (kPa)
S	Entropi (kJ/kg.K)
T	Sıcaklık ($°C$)
η	Verim
m	Kütle (kg)
t	Zaman (h)
E, W	Enerji (kWh)
x	Kuruluk derecesi

Kısaltmalar

COP	Coefficient of Performance
IP	Isı pompası
EES	Mühendislik hesap çözücü
Komp.	Kompresör
Eva.	Evaporatör
Kond.	Kondenser
ODP	Ozon inceltme potansiyeli
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
VRF	Değişken debili soğutucu akışkan
EGV, EEV	Elektronik Genleşme Valfi
HDD	Isıtma Gün Derecesi
CDD	Soğutma Gün Derecesi

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1 Soğutma çevriminin gerçekleşebilmesi için gerekli olan 4 temel elemanın şematik gösterimi.....	2
Şekil 1.2. Standart bir soğutma çevriminin Log P-h diyagramı (CoolPack programından elde edilmiştir.)	3
Şekil 2.1 a) Kompresör frekansı ile kompresör volümetrik veriminin değişimi (Kızıllan, 2008) b) Kompresör frekansı ile kompresör izentropik verimin değişimi (Kızıllan, 2008) c) Kompresör frekansı ile kompresör mekanik-elektrik veriminin değişimi (Kızıllan, 2008).....	7
Şekil 2.2 COP değerinin kompresör frekansına göre değişimi (Heo ve ark., 2010)	8
Şekil 2.3 Farklı kontrol yöntemlerine göre kompresörün güç tüketimi (Ekren ve ark., 2010).....	9
Şekil 2.4 a) Kompresör hızına göre ana soğutma modunda akışkan debisi (Joo ve ark., 2011) b) Kompresör hızına göre ana ısıtma modunda akışkan debisi (Joo ve ark., 2011)	10
Şekil 2.5 a) Kompresör hızına göre ortalama soğutma kapasiteleri (Joo ve ark., 2011) b) Kompresör hızına göre ortalama ısıtma kapasiteleri (Joo ve ark., 2011)	10
Şekil 2.6 Kompresör hızına göre COP değerinin değişimi (Joo ve ark., 2011).....	11
Şekil 2.7 Kompresör devir sayısı ile soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün değişimi (Kwon ve ark., 2014)	12
Şekil 2.8 Kompresör devir sayısı ile COP ve soğutucu kütle akış oranının değişimi (Kwon ve ark., 2014)	12
Şekil 2.9 Tek invertörlü ve tasarlanan sistemin kompresör frekansına göre enerji tüketimi ve COP değerleri (Chae ve Ren, 2016).....	13
Şekil 2.10 Gerçek çevre sıcaklık koşullarına göre simülasyon sonuçları (Hu ve ark., 2018).....	15
Şekil 2.11 R32 ve R410A soğutucu akışkanlarının P-h diyagramı üzerinde özelliklerinin karşılaştırılması (Xu, Hwang, ve Radermacher, 2013).....	18
Şekil 3.1.Örnek odadaki tek dış ve iç ünitelerden oluşan ısı pompası sisteminin tesisat şeması.....	20
Şekil 3.2. Örnek odanın enerji dengesinin şematik gösterimi	22
Şekil 3.3. Konya ili 2015 yılı ocak ayını temsil eden 1 gün için dış hava ve evaporatör sıcaklığının saatlik değişimi.....	27

Şekil 3.4. EES’de yazılan programın akış şeması	31
Şekil 4.1 Kapasitelere göre aylar bazında, ayları temsil eden 1 gündeki, ısı pompasının ve elektrikli ısıtıcının odayı ısıtmak için harcadıkları toplam enerji miktarları	35
Şekil 4.2 Kapasitelere göre, ayları temsil eden 1 günde, ısı pompasının ve elektrikli ısıtıcının, odayı ısıtmak için harcadıkları enerji miktarları.....	35
Şekil 4.3. Çizelge 4.1’e ait çevrimlerin $P-h$ grafiği (CoolPack).....	37
Şekil 4.4. Örnek odanın ayları temsil eden 1 gündeki, dış hava sıcaklıklarının saatlik değişimi.....	38
Şekil 4.5. Örnek odanın ısı kaybının, ayları temsil eden 1 gün için, günün saatlerine göre değişimi.....	39
Şekil 4.6. Örnek odanın ayları temsil eden bir gün için toplam ısı kaybının aylara göre değişimi.....	40
Şekil 4.7. Örnek odanın aylık toplam ısı kaybının aylara göre değişimi.....	40
Şekil 4.8. Tasarlanan değişken hızlı ısı pompası sisteminin COP değerlerinin, aylara ve ayları temsil eden 1 günün saatlerine göre değişimi.....	41
Şekil 4.9. Örnek odanın ayları temsil eden 1 gündeki toplam enerji tüketimleri	42
Şekil 4.10. Örnek odanın aylara göre toplam enerji tüketimleri.....	42
Şekil 4.11. En fazla enerji tüketiminin gerçekleştiği Aralık ayını temsil eden 1 gündeki, R410A ve R32 soğutucu akışkanlarının, tasarlanan sistemin COP’si üzerine etkisi.....	44
Şekil 4.12 Soğutucu akışkan cinsine göre, örnek odanın ayları temsil eden bir gündeki toplam enerji tüketimleri.....	45
Şekil 4.13 Soğutucu akışkan cinsine göre, örnek odanın ayları temsil eden bir gündeki, ortalama COP değerleri	46

ÇİZELGELER LİSTESİ

Çizelge 1.1. R32 ve R410A soğutucu akışkanlarının karakteristikleri.....	4
Çizelge 3.1. Sistemin tasarım parametreleri	19
Çizelge 3.2. Isıtma sistemlerinin ihtiyaç duydukları sıcaklık değerleri.....	21
Çizelge 3.3. Arçelik firmasının teknik kataloğunda bulunan, ısıtma modunda kullanılan cihaza ait, R410A gazının servis valfinden okunması gereken basınç değerleri.....	26
Çizelge 3.4. Konya ili 2013-2017 yıllarına ait ısıtma-gün-dereceleri	29
Çizelge 4.1. Ocak ayını temsil eden 1 gündeki, saat 15:00 için farklı evaporatör sıcaklıklarına ait çevrim değerleri.....	36
Çizelge 4.2. Ayları temsil eden 1 günün, dış hava sıcaklıklarına göre, odanın ısı kaybı ve bu ısı kaybının karşılanması için tasarlanan sistemin harcadığı enerji miktarı.....	43
Çizelge 4.3. Konya ili ısıtma yapılan aylardaki dış hava sıcaklıklarına göre odanın ısı kaybı ve bu ısı kaybının karşılanması için tasarlanan sistemin harcadığı toplam enerji miktarı.....	43
Çizelge 4.4. Konya ili ortalama bir gününün R410A ve R32 soğutucu akışkanlarının kullanılması durumunda sistemlerin harcadıkları enerji miktarları	45
Çizelge 4.5. Konya ili ortalama bir gün ve tüm günler baz alınarak sistemin tükettiği toplam enerji miktarı.....	46
Çizelge 0.6. 2015 yılı Konya ili dış hava sıcaklıklarına bağlı çalışan ısı pompasının R410A ve R32 soğutucu akışkanları için en yüksek ve en düşük COP değerleri	47

1.GİRİŞ

Termal konfor şartlarını sağlamak için, mahallerin kışın ısıtılması, yazın soğutulması gerekir. Mahallerin iklimlendirilmesi için harcanan enerji miktarının azaltılması, mevcut enerji kaynaklarının daha verimli ve etkin kullanılması büyük önem arz etmektedir.

Mahalleri termal yönden konforlu hale getirebilmek için bazen ısının ortamdaki uzaklaştırılması bazen de tam tersi ısının ortama aktarılması gerekir. Verimlerinin yüksek olduğu düşünüldüğünde, termal konforu sağlamada ısı pompaları, önemli bir alternatif olarak karşımıza çıkar.

Isı pompalarının verimi; iç ve dış ortam çalışma koşulları, soğutucu akışkan cinsi, ısı pompasını oluşturan bileşenlerin verimlilikleri gibi birçok parametreye bağlıdır.

Bu tez kapsamında, evaporatör buharlaşma sıcaklığını dış hava sıcaklığına göre ayarlayabilen bir ısı pompası sisteminin performansı teorik olarak incelenmiştir. Konya ilinde oturma alanı yaklaşık 100 m² olan bir odanın ısıtılması için bir ısı pompasının kullanıldığı varsayılmıştır. Isı pompasında soğutucu akışkan olarak R410A tercih edilmiştir. Kullanılan ısı pompası ile dış hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı 10 °C alınarak EES (Engineering Equations Solver) programında bir simülasyon programı yazılmıştır. Yazılan programa girdi olarak Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden temin edilen 2015 yılına ait saatlik sıcaklık verileri kullanılmıştır. Odanın ısı kaybı, ısı pompasının tükettiği enerji miktarı, sistemin COP değeri saatlik olarak hesaplanmıştır. Sonrasında soğutucu akışkan için R410A yerine, daha çevreci olan R32 gazı seçilerek hesaplamalar tekrar edilmiştir. Elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

İlk bölümde bu tez kapsamında incelenen havadan havaya ısı pompalarının temel çalışma prensibi olan buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminden ve bu tez kapsamında tercih edilen R410A ve R32 gazlarından kısaca bahsedilmiştir.

İkinci bölümde kaynak taraması yapılarak, bulunan literatür çalışmaları kronolojik sırada verilmiştir.

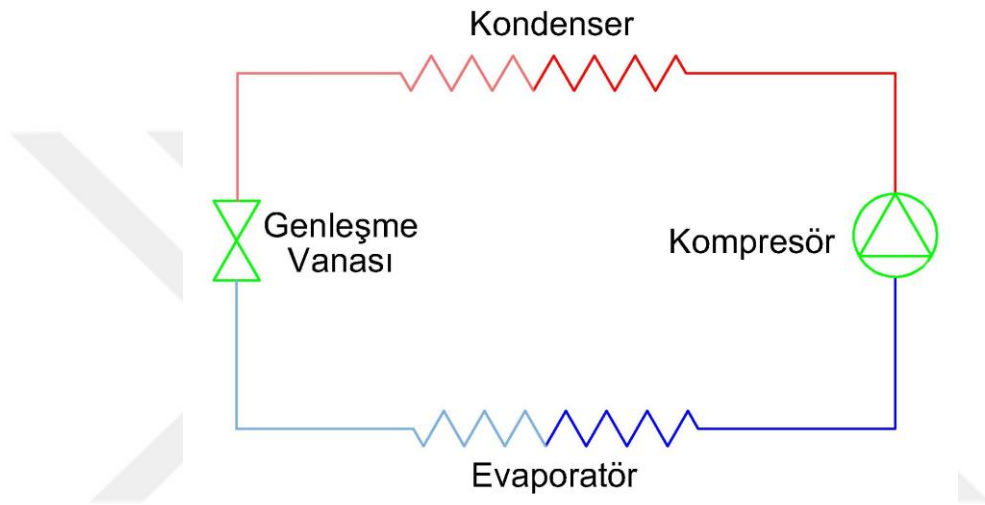
Üçüncü bölümde tasarlanan sistem hakkında bilgi verilmiştir. Hesaplamalar için kullanılan materyaller ve yöntem anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde yazılan simülasyon programından elde edilen veriler değerlendirilmiş, tablo ve grafikler halinde sunulmuştur.

Beşinci bölümde elde edilen sonuçların genel bir değerlendirilmesi yapılmıştır.

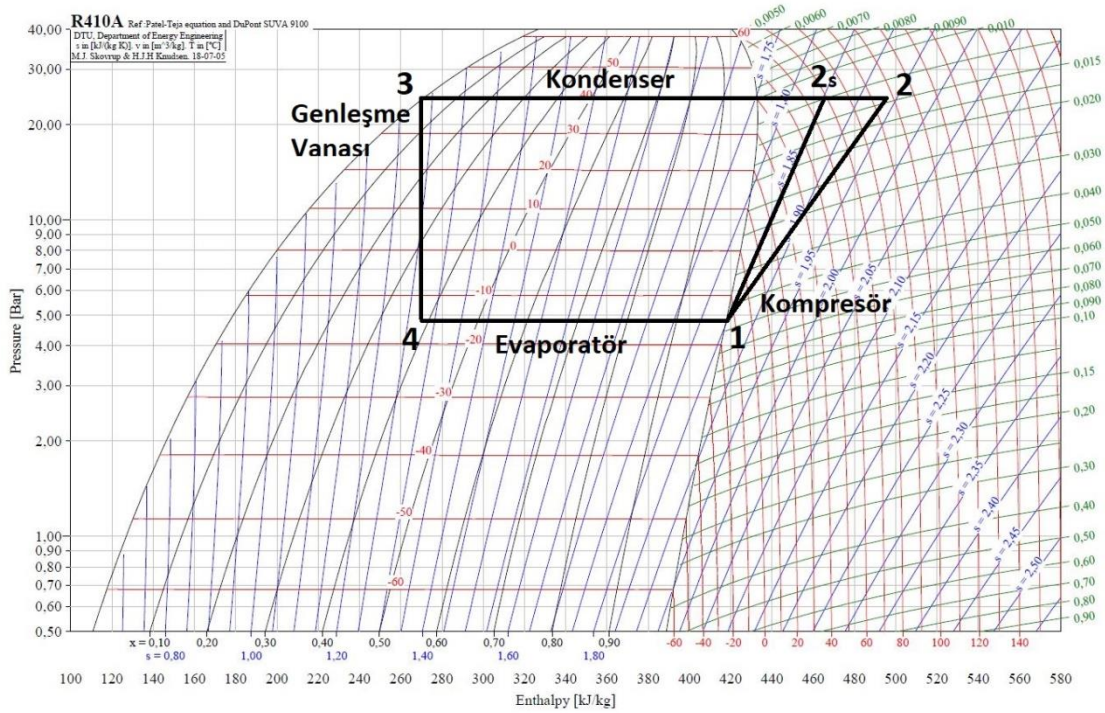
1.1. Isı Pompasının Temel Elemanları

Isı pompaları, evlerde kullanılan buzdolaplarından soğuk hava depolarına kadar geniş bir kullanım alanına sahiptir. Isı pompaları ısıtma ya da soğutma amaçlı olarak; ısıyı, sıcaklığı düşük olan ortamdan alır ve sıcaklığı yüksek olan ortama verir. Bu işlemi ise genelde buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ile yaparlar. Çevrimin gerçekleşebilmesi için ısı pompasında bulunan dört temel eleman Şekil 1.1.'de verilmiştir.



Şekil 1.1 Soğutma çevriminin gerçekleşebilmesi için gerekli olan 4 temel elemanın şematik gösterimi

Şekil 1.2'de standart bir soğutma çevriminin $P-h$ (basınç-entalpi) grafiği verilmiştir.



Şekil 1.2. Standart bir soğutma çevriminin Log P-h diyagramı (CoolPack programından elde edilmiştir.)

Burada;

- 1 noktası evaporatör çıkışı ve kompresör girişini,
- 2 noktası kompresör çıkışı kondenser girişini, (izantropik olmayan sıkıştırma)
- 2_s noktası kompresör çıkışı kondenser girişini, (izantropik sıkıştırma)
- 3 noktası kondenser çıkışı genişleme valfi girişini,
- 4 noktası ise genişleme valfi çıkışı evaporatör girişini temsil eder.

1-2 noktaları arasında kompresör enerji harcayarak soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığını yükseltir. Basınç ve sıcaklığı yükselen soğutucu akışkan 2-3 noktaları arasında kondenserde yoğuşarak ısısını ortama bırakır. Isı kaybeden soğutucu akışkan 3-4 noktalarında genişleme valfinden geçerek basıncı düşürülür. 4-1 noktalarında ise evaporatöre gelen düşük basıncındaki soğutucu akışkan ortamdan ısı alarak buharlaşır. Böylece soğutma çevrimi tamamlanmış olur.

Sistemde kullanılan ısı pompası hava kaynaklı bir ısı pompasıdır. Hava kaynaklı ısı pompaları ısı kaynağı olarak havayı kullanan ısı pompalarıdır. Hava kolay elde edilebilir olmasından dolayı uygun bir ısı kaynağıdır. Fakat bazı dezavantajları vardır.

Bunun en temel sebebi dış hava sıcaklığının oldukça değişken olmasıdır (Yılmaz, 2000).

Hava kaynaklı ısı pompalarına, düşük dış hava sıcaklıkları düşünülerek, elektrikli ısıtıcı veya gaz yakıtlı ısı üreticisi ilave edilebilir. Bu sayede ısı pompası sistemde ön ısıtma görevini üstlenmiş olur (Durmaz, 2012)

1.2. Soğutucu Akışkan Olarak R410A ve R32 Kullanımı

Soğutucu akışkanlar gerek çevreci olma dereceleri gerek termodinamik özellikleri sebebiyle ısı pompalarının tasarımı sırasında oldukça önemlidir. Soğutucu akışkan seçiminde ozon tabakasına verdiği zarar ve küresel ısınmaya olan etkisi gibi birçok parametre devreye girer. Mevcut sistemlerde R410A kullanımı yaygın olsa da, daha çevreci olan R32'nin kullanımı da artış göstermektedir.

R410A ve R32 soğutucu akışkanlarının her ikisinin de ozon tabakasına verdiği zararı gösteren ODP (ozone depletion power) değeri sıfırdır. Fakat küresel ısınma potansiyellerini gösterir GWP (global warming potential) değerleri R32'nin 675 iken; R410A'nın 2088'dir (López-Belchí ve Illán-Gómez, 2017).

Çizelge 1.1. R32 ve R410A soğutucu akışkanlarının karakteristikleri
(López-Belchí & Illán-Gómez, 2017)

	R32	R410A	Rel. Dev.
ODP	0,00	0,00	
GWP	675,00	2088,00	32%
ASHRAE Safety Class	A2	A1	
Glide (K)	0,00	0,10	
Critical Pressure (kPa)	5782,00	4901,90	18%
Critical Temperature (K)	351,26	344,49	2%
NBP (K)	221,50	221,71	0%
Liquid density ^a (kg m ⁻³)	1055,77	1170,55	1%
Vapour density ^a (kg m ⁻³)	21,98	30,43	27%
Liquid cp ^a (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	1,74	1,52	14%
Vapour cp ^a (kJ kg ⁻¹ K ⁻¹)	1,25	1,13	11%
Liquid thermal conductivity ^a (mW m ⁻¹ K ⁻¹)	145,37	100,09	45%
Vapour thermal conductivity ^a (mW m ⁻¹ K ⁻¹)	11,72	12,94	9%
Liquid viscosity ^a (μPa s ⁻¹)	150,74	165,99	9%
Vapour viscosity ^a (μPa s ⁻¹)	11,51	12,10	5%
Latent heat ^a (kJ kg ⁻¹)	315,30	221,39	42%

^aTemperature 273 K.

Yapılan bu çalışmada ayrıca R410A ve GWP (küresel ısınma potansiyeli) değerine sahip R32 soğutucu akışkanlarının da performanslarını değerlendirmek için

R410A yerine R32 seçilerek hesaplamalar tekrar edilmiştir. Hesaplamalar sonucunda aynı basınçta çalışan R410A yerine R32 soğutucu akışkanın seçilmesinin, enerji tüketimleri ve COP değerine olan etkisi de grafiksel olarak sunulmuştur.



2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

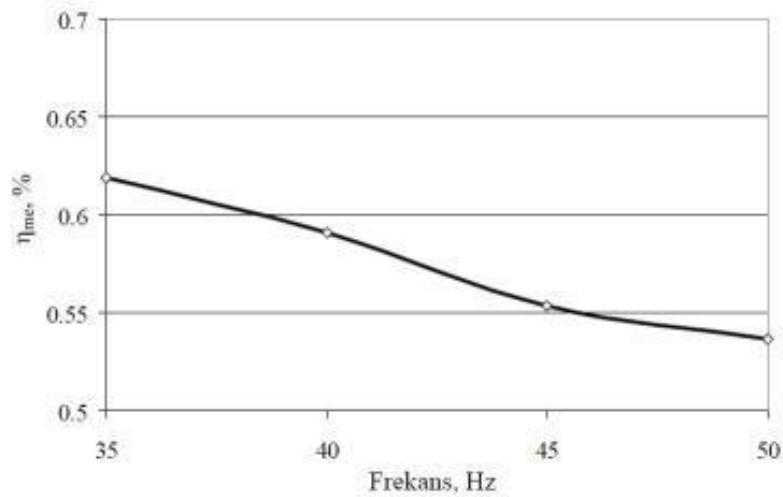
Soğutma çevriminde yer alan temel dört elemandan enerji harcayan eleman sadece kompresördür. Kompresörün tükettiği enerji miktarı ise ısı pompasının çalıştığı ortam şartları, ısı pompasının tasarımı, kullanılan soğutucu akışkan gibi birçok parametreye bağlıdır. Literatürde de konuyla alakalı çalışmalar incelenmiş ve kronolojik sırada verilmiştir.

2.1. Değişken Hızlı Kompresörle İlgili Çalışmalar

Chaturvedi ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada değişken kapasiteli direk genleşmeli güneş destekli bir ısı pompasının termal analizi yapılmıştır. Evsel sıcak su uygulamalarında kullanılmak üzere değişken kapasiteli direk genleşmeli güneş destekli bir ısı pompası geliştirmişlerdir. Güneş kolektörü sistem evaporatörü gibi çalıştırılmıştır. Kompresör hızını ayarlayan bir frekans değiştiricisiyle değişik çevre koşulları altında kompresör kapasitesi ve kolektörün evaporatif kapasitesi arasında uygun bir karşılaştırma yapmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda, mevsimsel değişikliklerde meydana gelen çevre sıcaklıklarındaki kompresör kapasitesini ayarlamak, sistemin COP değerini önemli ölçüde arttırabileceğini gördüklerini söylemişlerdir (Chaturvedi ve ark., 1998).

Shao ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada deneysel verilere dayalı olarak değişken hızlı kompresöre sahip invertörlü bir hava şartlandırıcısının performans sunumunu yapmışlardır. Üç farklı kompresörün simülasyon modeli oluşturulmuş ve kıyaslamaları yapılmıştır. Frekansın artması debinin artmasını, debinin artması ise soğutma kapasitesinin artmasını sağladığını ve çalışmalarının sonunda COP değerini daha iyi yapan bir frekans değeri olduğu gördüklerini söylemişlerdir (Shao ve ark., 2004).

Kızılkın'ın yapmış olduğu çalışmada buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde kompresör hızı frekans düzenleyici sayesinde değiştirilerek, farklı soğutma yükleri için, sistem performansı ve enerji tüketimi teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Kompresör hızı değiştirilerek değişken soğutma yüklerinin karşılanmasına olanak sağlanmış ve enerji tasarrufu yapılması planlanmıştır.

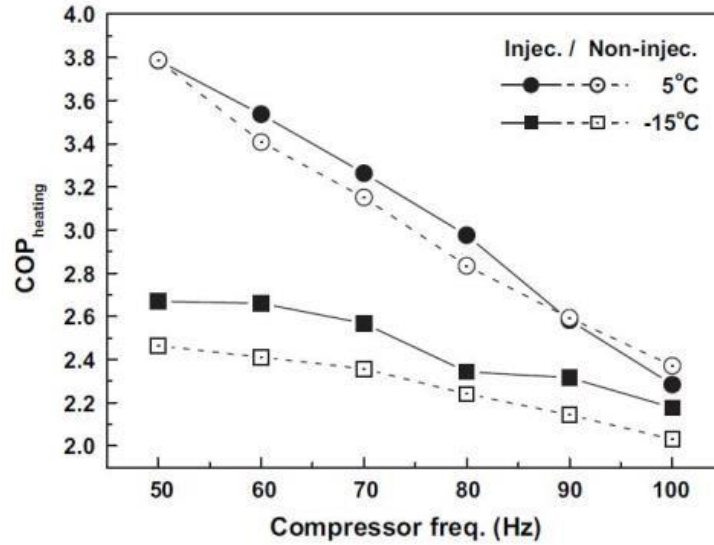


Şekil 2.1

- a) Kompresör frekansı ile kompresör volümetrik veriminin değişimi (Kızıllkan, 2008)
- b) Kompresör frekansı ile kompresör izentropik verimin değişimi (Kızıllkan, 2008)
- c) Kompresör frekansı ile kompresör mekanik-elektrik veriminin değişimi (Kızıllkan, 2008)

Şekil 2.1’de ise kompresör frekansı ile verimlerin nasıl değiştiği görülmektedir. Frekansın artması verimlerin düşmesine sebep olmuştur. (Kızıllkan, 2008).

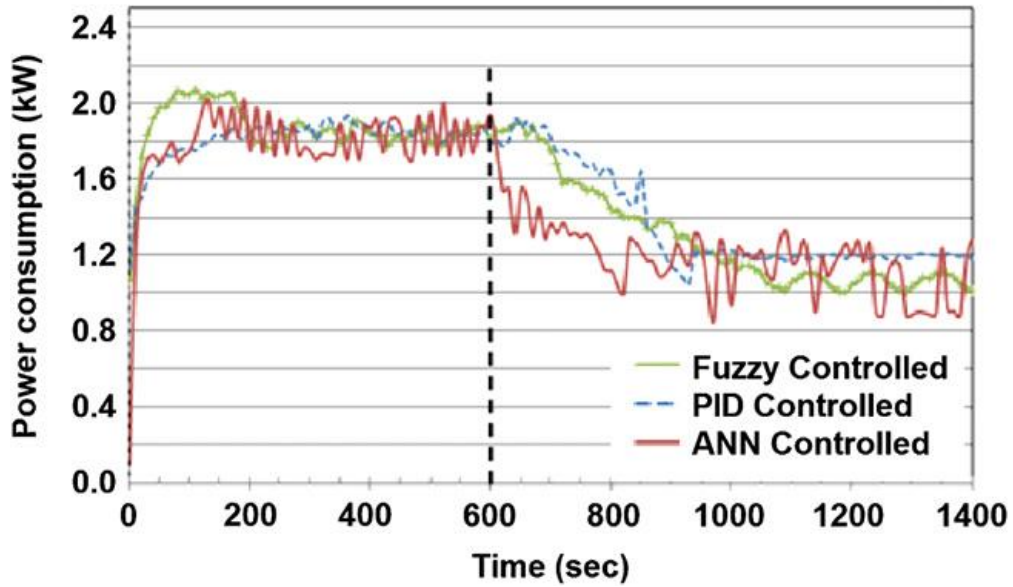
Heo ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada -15, -5, ve 5 °C sıcaklıklarda, kompresörün çalışma frekansı 50 Hz ve 100 Hz arasında değiştirilerek, flaş tanklı buhar enjeksiyonlu ve invertör ile çalışan ikiz döner kompresörlü bir ısı pompasının ısıtma performansı üzerindeki etkileri ölçerek analizlerini yapmışlardır. -15 °C dış hava sıcaklığında COP ve ısıtma kapasiteleri enjeksiyonlu çevrimde %10 ve %25 oranında arttığını söylemişlerdir. Aşağıdaki Şekil 2.2’de ise COP değerinin kompresör frekansına göre değişimi gösterilmiştir. Frekans arttıkça enjeksiyonlu ve enjeksiyonsuz sistemlerin her ikisinde de COP değerinin azaldığı görülmektedir (Heo ve ark., 2010).



Şekil 2.2 COP değerinin kompresör frekansına göre değişimi (Heo ve ark., 2010)

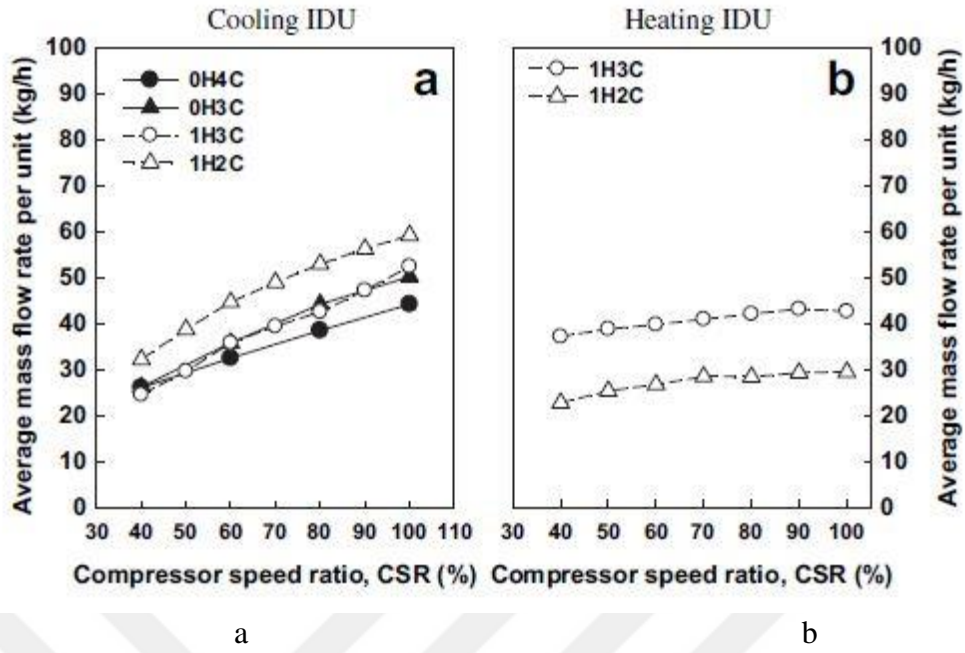
Flora ve Figueiredo yapmış oldukları çalışmada Brezilya'da evsel kullanım suyunu ısıtmak için kullanılan bir ısı pompasında değişken hızlı kompresör kullanımını incelemişlerdir. Bir odanın banyo suyunun ısıtılmasında kullanılan değişken hızlı bir kompresöre sahip ısı pompasının enerji verimliliğini gösteren bir bilgisayar simülasyonu geliştirmişlerdir. Değişken hızlı kompresör olarak scroll tip bir kompresör bulunmaktadır. Depodaki suyun sıcaklığının kontrolü için PID kontrol kullanılmıştır. Geleneksel yöntemle sonuçlar karşılaştırılmıştır. Toplam elektrik enerjisi tüketimi geleneksel yöntemle karşılaştırıldığında %73 daha az olduğu görülmüştür. Yapılan çalışma sonunda sabit sıcaklık kontrolünün, toplam tüketimde daha verimli olduğunu fakat tüketimin en çok olduğu saatlere yoğunlaştığını söylemişlerdir. Değişken sıcaklık kontrolünün ise gün boyunca enerji tüketimini dağıttığını ve sıcaklığı kontrol etmek için etkili bir teknik olduğunu belirtmişlerdir (Flora ve Figueiredo, 2010).

Ekren ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada bir çiller sistemindeki değişken hızlı kompresör ve elektronik genişleme valfine farklı kontrol metotlarının etkisini incelemişlerdir. Sistemde scroll tip bir değişken hızlı kompresör ve bir elektronik genişleme valfi bulunmaktadır. Üç farklı sistemle evaporatör öncesi ve sonrasında alınan verilerle, kısılma valfi ve kompresör kontrol edilmiştir. Kontrol için PID, bulanık mantık ve yapay sinir ağları yöntemleri kullanılmıştır. En düşük enerji tüketiminin yapay sinir ağlarıyla sağlandığını görmüşlerdir. Farklı kontrol yöntemlerine göre güç tüketiminin zamanla değişimi Şekil 2.3'te görülmektedir (Ekren ve ark., 2010).



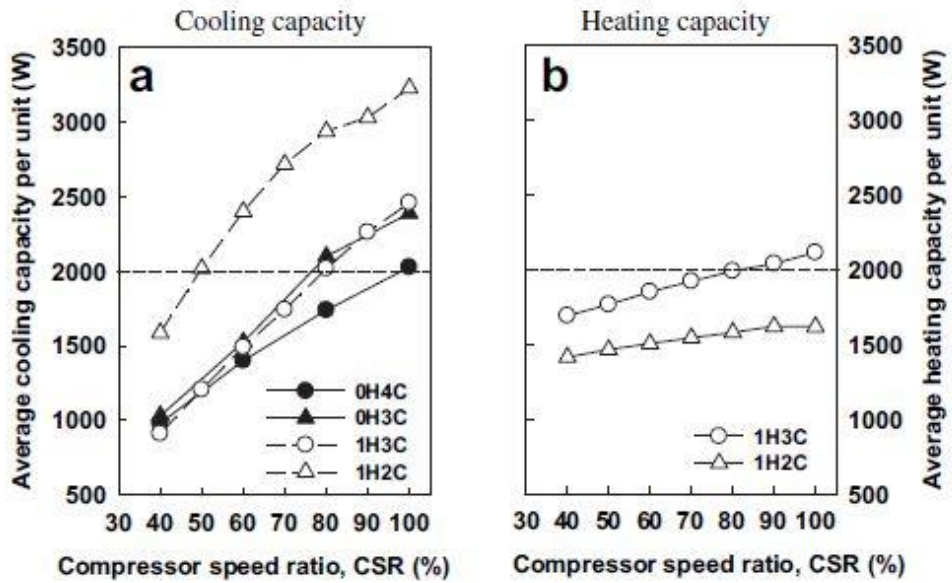
Şekil 2.3 Farklı kontrol yöntemlerine göre kompresörün güç tüketimi (Ekren ve ark., 2010)

Joo ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada kısmi yükleme durumunda ısıtma ve soğutmada eş zamanlı çalışan bir ısı pompasının performansını incelenmiştir. Beş operasyon modunda değişken hızlı kompresör kullanılarak sistemi çalıştırmışlardır. Yalnız ısıtma ve yalnız soğutma modunda çalışırken, ısıtma ve soğutma kapasiteleri kompresör hızı değiştirilerek kontrol edilmiştir. Kısmi yüklemelerdeki ana soğutma ve ana ısıtma modlarında soğutma ve ısıtma kapasiteleri arasında büyük bir dengesizlik olduğunu ve değişken hızlı kompresörle optimize edildiğini belirtmişlerdir. Kapasite dengesizliklerinde EEV' nin açıklığı optimize edilerek iç ve dış üniteler mod değiştirmiştir. Şekil 2.4'de kompresör hızına göre ana soğutma ve ana ısıtma modlarındaki ortalama akışkan debisi, Şekil 2.5'de ise ortalama soğutma ve ısıtma kapasiteleri görülmektedir.



Şekil 2.4

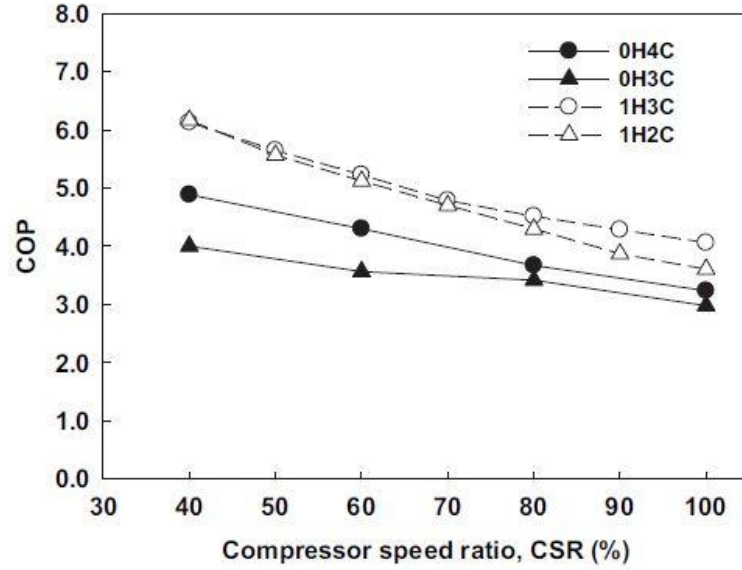
- a) Kompresör hızına göre ana soğutma modunda akışkan debisi (Joo ve ark., 2011)
 b) Kompresör hızına göre ana ısıtma modunda akışkan debisi (Joo ve ark., 2011)



Şekil 2.5

- a) Kompresör hızına göre ortalama soğutma kapasiteleri (Joo ve ark., 2011)
 b) Kompresör hızına göre ortalama ısıtma kapasiteleri (Joo ve ark., 2011)

Şekil 2.6' da yalnız ve ana soğutma modlarındaki kompresör hızına göre COP değerinin değişimi sunulmaktadır. Kompresör hızının arttıkça COP değerinin düştüğü görülmektedir (Joo ve ark., 2011).

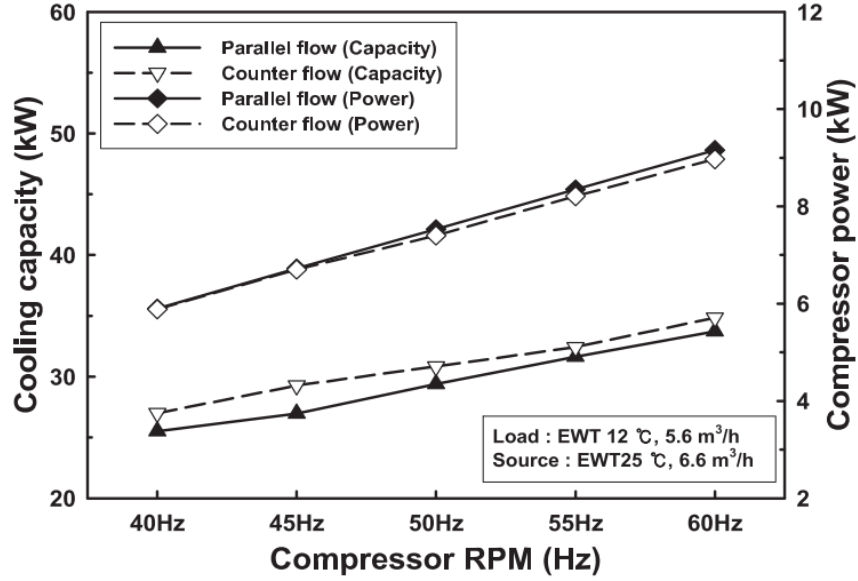


Şekil 2.6 Kompresör hızına göre COP değerinin değişimi (Joo ve ark., 2011)

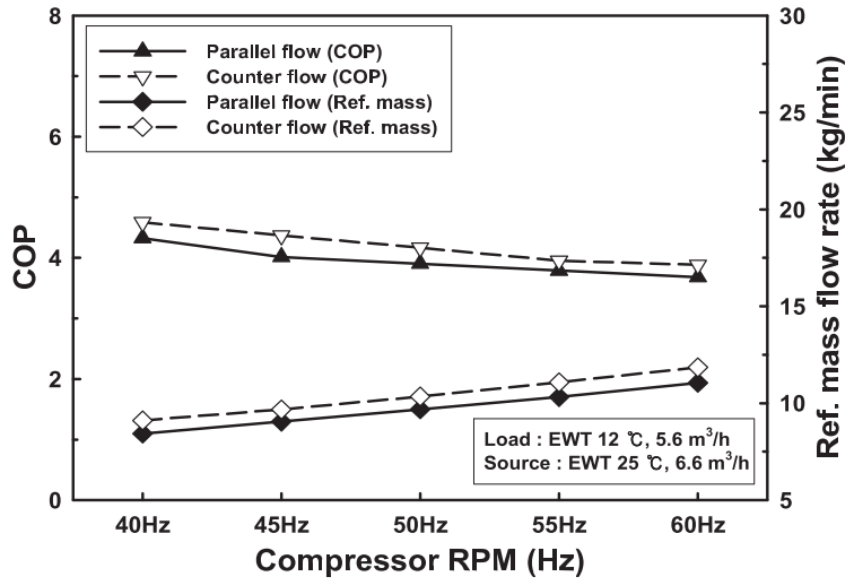
Adhikari ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmada değişken hızlı kompresörlü ısı pompası sistemlerinde kesintisiz enerji depolanmasını incelemiştir. Çalışmada tek hızlı ve değişken hızlı kompresörlü ısı pompası teknolojilerinin performans karşılaştırmalarına odaklanılmıştır. Sonuç olarak özellikle hava kaynaklı ısı pompası sistemi uygulamalarında değişken hızlı kompresörün önemli ölçüde enerji depolanabileceğini gördüklerini belirtmişlerdir (Adhikari ve ark., 2012).

Özer ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada direk genleşmeli tip olan klima santrallerindeki buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı, soğutucu akışkan debisi, kompresör gücü gibi değişen sistem parametrelerinin havanın giriş şartlarına bağlı olarak nasıl değiştiğini simüle etmişlerdir. Simülasyonu %100 taze havalı olan bir klima santralinin soğutma çevrimini 63 farklı giriş havası şartında yapmışlardır. Simülasyon sonucunda elde ettikleri parametreleri kuru ve yağ termometre sıcaklıklarına göre analiz etmişlerdir ve kondenzasyon sıcaklığının kuru termometre sıcaklığına bağlı olarak yükseldiğini görmüşlerdir. Bunun sonucunda kompresörün yaptığı iş artmış dolayısıyla evaporatör sıcaklığının da yükselmesine neden olmuştur (Özer ve ark., 2014).

Kwon ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada sudan suya toprak kaynaklı ısı pompasında zıt ve paralel akış metodlarının soğutma performansına etkisini incelemiştir. Ayrıca kompresör hızındaki değişim ve toprak tarafındaki suyun giriş sıcaklığı da ölçülmüştür. Kompresör devri ve kaynak tarafındaki suyun giriş sıcaklıkları arttıkça soğutma kapasitesi de artmıştır (Kwon ve ark., 2014).



Şekil 2.7 Kompresör devir sayısı ile soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün değişimi (Kwon ve ark., 2014)



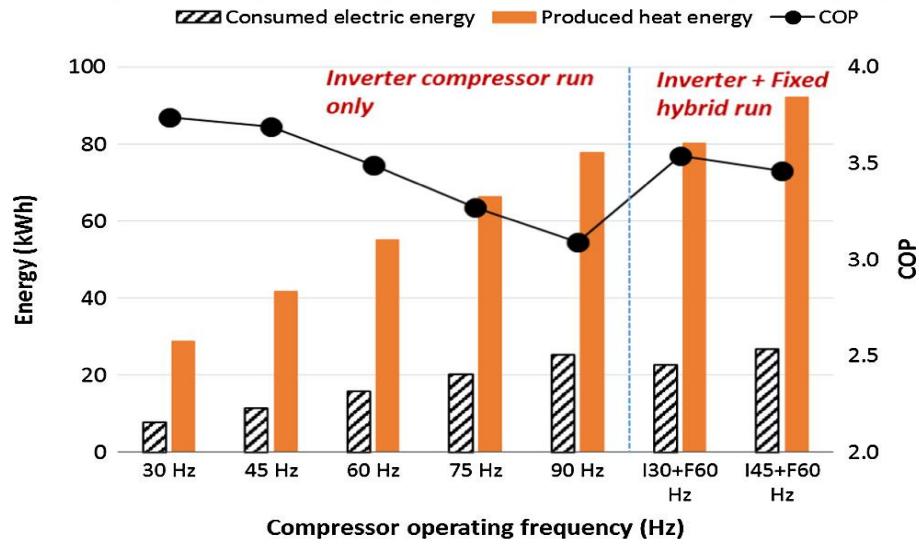
Şekil 2.8 Kompresör devir sayısı ile COP ve soğutucu kütle akış oranının değişimi (Kwon ve ark., 2014)

Wu ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmada hava soğutmalı soğutma sistemi için hibrit bir geçici modelin tanımı yaparak simülasyon ve deneysel verileri karşılaştırmışlardır. Kompresör devrinin artmasıyla birlikte; kondenserin basınç ve sıcaklık değerlerinin arttığı, genleşme valfindeki akışın arttığı, evaporatör giriş tarafında basınç ve sıcaklığın artarken çıkış tarafında basınç ve sıcaklığın düştüğünü

görmüşlerdir. Dış hava sıcaklığı için seçilen değer aralığı $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $46\text{ }^{\circ}\text{C}$, nem oranı ise %95'dir. (Wu ve ark., 2015).

Li ve arkadaşları değişken hızlı bir kompresörü ve değişken hızlı bir fanı bir rooftopa ekleyerek bir çalışma yapmışlardır. Sıcaklığı arttırmak için kompresörün daha güçlü çalışması gerekmektedir. Frekans değerlerinin artması kompresör gücünü oldukça arttırmıştır. Ayrıca kompresörün Hz değerinin artması sıcaklığın değişmediği durumda bile kompresörün gücünün artmasını sağlamıştır. Kompresör gücünün artması güç tüketimini de arttırmıştır. Bu modelin deneysel verilerle yaklaşık %8 lik bir hata payına sahip olduğunu söylemişlerdir (Li ve ark., 2015).

Chae ve Ren'in yapmış olduğu çalışmada belediyeye ait bir atık su tesisinde sabit ve invertörlü bir hibrit ısı pompası sistemiyle esnek ve sabit bir ısı geri kazanımı yapmayı amaçlamışlardır. Tipik atık su arıtma tesislerindeki sistemlerde sabit hızlı ve on/off kontrollü olduğundan bazı yük koşullarında aralıklı olarak ve düşük verimlilikte çalışırlar. Bu uyumsuzluğun çözümü olarak sabit hızlı kompresör ve invertörlü kompresör kullanılan bir hibrit sistem geliştirmişler ve gerçek bir atıksu arıtma tesisinde test etmişlerdir. Bu hibrit sistemin tek invertörlü sisteme göre performansının %15,04 oranında iyileştiğini söylemişlerdir (Chae ve Ren, 2016).



Şekil 2.9

Tek invertörlü ve tasarlanan sistemin kompresör frekansına göre enerji tüketimi ve COP değerleri (Chae ve Ren, 2016)

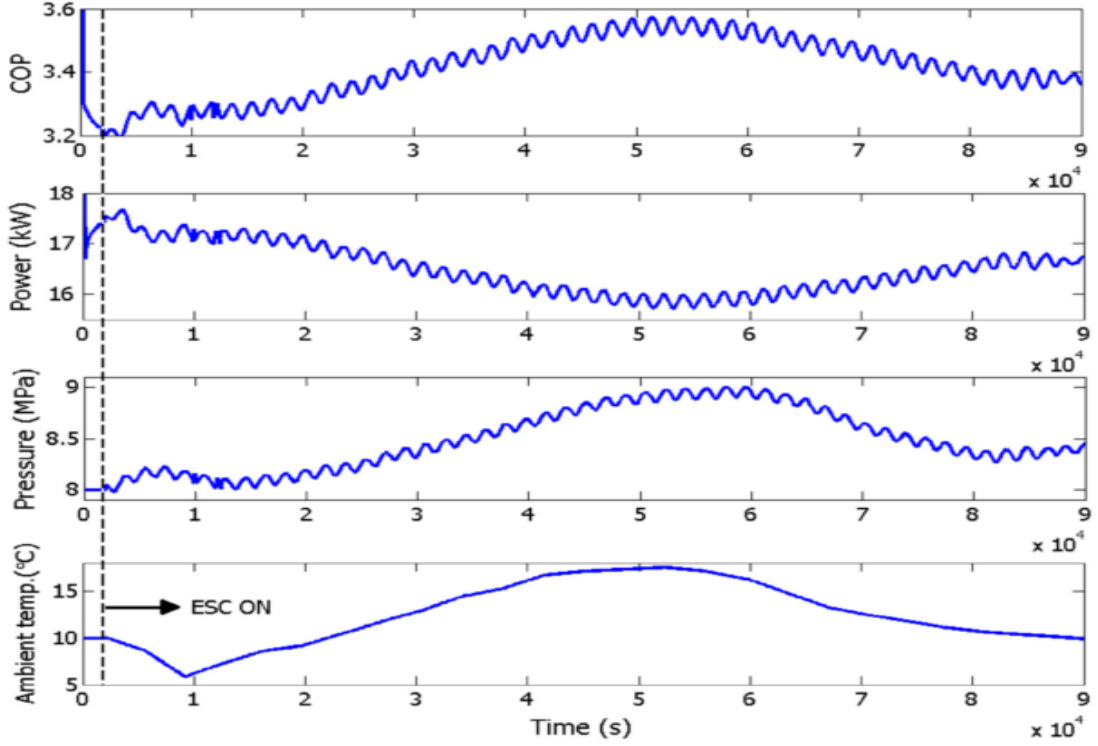
Yan ve arkadaşlarının yapmış oldukları deneysel çalışmada yeni tasarlanmış çift devirli değişken hızlı bir kompresörü buhar enjeksiyonlu ısı pompası üzerinde test etmişlerdir. Deneyslerinde soğutucu akışkan olarak R410A kullanmışlardır. Buhar

enjeksiyonlu çevrim için sonuçların maksimum ısıtma kapasitesi ve sistem COP değerini elde etmek için optimum bir ara basıncın olduğunu gösterdiğini söylemişlerdir. Isıtma kapasitesinin kompresör basıncının artmasıyla arttığı ancak COP değerinin düştüğünü görmüşlerdir. Isıtma kapasitesinin %5,6-%14,4 artmış ve COP iyileşmesi % 3,5'e kadar ulaşmıştır. Enjeksiyon yapılmayan çevrimlere kıyasla düşük COP nedeniyle yüksek çevre sıcaklığında buhar püskürtme çevrimi önerilmemiştir. Elde edilen sonuçlarda dış hava kuru termometre sıcaklığı arttıkça sistem COP değerinin de arttığı gözlemlenmiştir (Yan ve ark., 2016).

Li ve arkadaşları yaptıkları çalışmada Çin'in Tibet Özerk Bölgesi'nin başkenti Lhasa'da tipik bir hava kaynaklı ısı pompası sisteminin performansını tahmin etmek için sayısal bir model sunmuşlardır. Sayısal sonuçlara göre ,ortam hava sıcaklığının ve atmosfer basıncının sistem performansı üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğunu söylemişlerdir (Li ve ark., 2017).

Wang ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada değişken su hacimli hava kaynaklı ısı pompasının yıllık enerji performansını hem deneysel hem de simülasyon yoluyla analiz etmişlerdir. Hava soğutmalı ısı pompasında R410A soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Yaptıkları çalışma sonunda sistem COP değerinin farklı işletim yükleri altında 2,0 ile 4,0 arasında değiştiğini söylemişlerdir (Wang ve ark., 2018).

Hu ve arkadaşları yaptığı çalışmada kompresör güç tüketimini en aza indirmek için kendi kendini optimize eden bir kontrol şeması sunmuşlardır. Sabit, değişken ve gerçekçi ortam koşulları için simülasyon çalışmaları yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada çevre sıcaklığındaki yaklaşık 10 °C'lik değişim, COP değerinin 3,2 ile 3,6 arasında değiştiğini göstermiştir(Hu ve ark., 2018).



Şekil 2.10

Gerçek çevre sıcaklık koşullarına göre simülasyon sonuçları (Hu ve ark., 2018)

Wang ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada CO₂'li bir ısı pompası sisteminin dış ve iç ortam sıcaklığı dış hava hızı, iç ortam hava debisi, kompresör hızı elektrikli genleşme valfi açılmasının sistem performansı üzerine olan etkilerini değerlendirmişlerdir. Yapılan çalışmayla elde edilen grafikler incelendiğinde, evaporatör giriş havası sıcaklığının artmasıyla kompresör hızı azalmıştır. Sistemin COP değerinde de artış olmuştur (Wang ve ark., 2018).

Potočnik ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada hava kontrollü havadan suya bir ısı pompasının termal konfor için analiz ve optimizasyonunu yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada havaya bağlı ısıtma eğrilerinin off-line optimizasyonunda yeni bir yaklaşım önermişlerdir. Çalışma sonuçlarına göre dış hava sıcaklığına ek olarak ısı pompasının çalışmasını etkileyebilecek diğer faktörlerin (güneş ışınımını en güçlü etken), termal konforda kayda değer bir iyileşme sağlayabileceğini söylemişlerdir (Potočnik ve ark., 2018).

2.2. Genleşme Valfiyle İlgili Çalışmalar

Genleşme valfleri, soğutucu akışkan basıncının buharlaşma basıncından daha düşük bir basınca düşmesini sağlayan elemanlardır. (Akarsu, 2008.)

Kullanımı son yıllarda artan elektronik yada mikro işlemcili genleşme valfleri çevre koşullarının değişimine hızlı cevap vererek soğutucu akışkan kontrolünün daha doğru yapılmasının sağlarlar.(Akarsu, 2008)

Ekren'in yapmış olduğu çalışmada 5 kW soğutma kapasiteli soğuk su üretim grubuna ait scroll kompresörün PWM inverter kontrol ve bulanık mantık algoritması kullanarak çalışması amaçlanmıştır. Yapılan sistemde termostatik ve elektronik tip genleşme valfi kullanmanın değişken hızlı sistem performansına etkisi de incelenmiştir. Sabit hızlı çalışan kompresöre invertör eklenerek değişken hızlı olarak çalıştırılmıştır. Bunun yapılmasındaki amaç mevcut sabit hızlı çalışan sistemlere de uygulanmasını sağlamaktır. Çalışma sonucunda bulanık mantık kontrolün kullanıldığı değişken hızlı sistemde, açık kapalı kontrol edilen sabit hızlı sisteme göre %17,2 COP artışı sağlandığını söylemiştir (Ekren, 2009).

Gao yaptığı çalışmada ısıtma modunda çalışan hava kaynaklı bir ısı pompasında kullanılan termostatik genleşme valfinin ısıtılmasının performansa olan etkisini incelemiştir. Valf ısıtıldığında valfin kapanması geciktirilerek enerji verimliliği artırılmıştır. Böylece hem teknolojik olarak pratik hem de düşük maliyetli bir strateji olduğunu söylemiştir (Gao, 2010).

Ekren ve Küçüka'nın yaptığı araştırmada soğutma sistemlerinde kullanılan genleşme valfleri için bulanık mantık algoritması kullanılan bir kontrol yöntemini incelemiştirlerdir. Kontrol değişkeni olarak kızgınlık derecesi belirlenmiştir. MATLAB'da yazılan bir program ile gerçek zamanlı kontrol sağlanmıştır. Oluşturdukları bulanık mantık algoritmasının elektronik genleşme valfini istedikleri şekilde kontrol ettiği sonucuna varmışlardır (Ekren ve Küçüka, 2010).

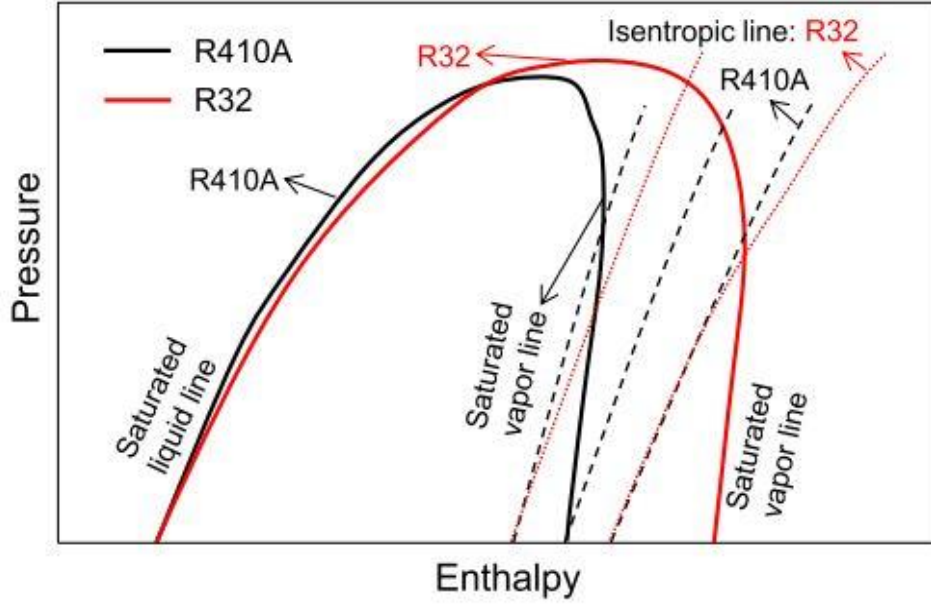
2.3. Soğutucu Akışkanlarla İlgili Çalışmalar

Chaturvedi ve Abazeri yaptıkları çalışmada güneş destekli ısı pompasında, direk genleşmenin uzun süreli termal performansının geçici simülasyonunu tanımlamışlardır. Çalışmalarında özellikle dikkat ettikleri nokta kompresör ve kollektör alanının uzun vadeli termal performans açısından uygun bir biçimde eşleştirilmesi olmuştur. Bu

eşleştirmeyi çok basamaklı ve iki kademeli kompresör kapasite modülasyonu ile gerçekleştirmişlerdir. Kompresör kapasite modülasyonunun etkilerini incelemenin yanı sıra, kollektör alanı, depolama hacmi, yük sıcaklığı, rüzgar hızı, kollektör eğimi ve soğutucu özellikleri gibi çeşitli sistem parametrelerinin etkilerini de ayrıntılı olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada ısı pompası sistemi performans katsayısı gibi aylık ortalama performans parametreleri, Norfolk Virjinya için tipik meteorolojik yıl güneş verilerini kullanan bir bilgisayar simülasyon programı yardımıyla belirlemişlerdir. Sistem performansının, kollektör alanı, kompresör devri, yük sıcaklığı ve soğutucu özellikleriyle güçlü bir şekilde yönetildiğini belirlemişlerdir. Geriye kalan parametrelerin yaptıkları çalışmada ele aldıkları sistemin uzun vadeli sistem performansı üzerinde zayıf bir etkisi olduğunu görmüşlerdir (Chaturvedi ve Abazeri, 1987).

Klima ve ısı pompası sistemleri sera gazı emisyonlarına büyük ölçüde katkıda bulunduğundan, daha düşük küresel ısınma potansiyeline sahip (GWP) çalışma sıvıları ve daha yüksek bir performans seviyesi olan ekipman kullanılmalıdır. R32 (difluorometan), özellikle konut havalandırma sistemlerinde R410A yerine kullanılması önerilmiştir (Mota-Babiloni ve ark., 2017).

Xu ve ark. çalışmasında ısı pompası sistemlerinde kullanılan R410A ve R32 soğutucu akışkanlarının performansları karşılaştırılmıştır. Küresel ısınma potansiyeli daha düşük olan R32 soğutucu akışkan kullanımının, R410A soğutucu akışkanı kullanımına göre kapasite ve COP açısından sırasıyla %10 ve %9 oranında daha iyi olduğunu söylemişlerdir (Xu ve ark., 2013).



Şekil 2.11 R32 ve R410A soğutucu akışkanlarının P-h diyagramı üzerinde özelliklerinin karşılaştırılması (Xu, Hwang, ve Rademacher, 2013)

Mota-Babiloni ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada R410A ve diğer düşük (GWP) değerine sahip konut havalandırma sistemleri alternatifleriyle karşılaştırıldığında, hem R32 hem de Avrupa'daki konut havalandırma sistemlerindeki uygulanabilirliğini değerlendirmek için R32 ile en alakalı ve yakın tarihli araştırmaları toplamışlardır. R32'nin GWP değeri konut havalandırma sistemlerindeki F-gaz regülasyon limitinin (750) altında olan 677 değerindedir. ASHRAE 34 standardına göre R32 hidrokarbonlardan daha az yanıcıdır ve konut havalandırma sistemleri için izin verilen şarj miktarı da gerekli olan şarj miktarından fazladır. R32'nin, düşük yoğunlaşma sıcaklıklarında kabul edilebilir kılan ve böylece aşırı yüksek kompresör deşarj sıcaklıklarından kaçınan, önemli ölçüde iyi ısı transfer karakteristikleri ve bir performans seviyesine sahip olduğu sonucuna varılabilir. Performansı tüm çalışma aralığı boyunca R410A'ya çok benzer ve bu nedenle R32'nin geri kalan ülkelerde düşük GWP akışkanlarını önceliklendiren ancak güvenlik düzenlemelerinde daha az katı olan konut havalandırma sistemlerinde kullanılacağına inanılmaktadır (Mota-Babiloni ve ark., 2017).

3.MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Yapılan çalışma teorik bir çalışmadır. Konya ilinde uygulanması tasarlanan sistem için yaklaşık 100 m² oturma alanına sahip, bir odanın ısıtılması düşünülmüştür. Odayı ısıtmak için değişken hızlı bir kompresör ve elektronik genişleme valfine sahip bir ısı pompasının kullanıldığı varsayılmıştır. Sistemde R410A ve R32 soğutucu akışkanları ile hesaplamalar yapılmış; bu hesaplamalar sonucunda daha çevreci olan R32 soğutucu akışkanı kullanıldığında sonuçların nasıl etkilendiği de değerlendirilmiştir.

Isı kaybı hesaplanacak odanın, ısı yalıtım hesapları, yalıtım hesabı için çokça tercih edilen “İzoder TS825” isimli program kullanılarak yapılmıştır. Hesaplamalar için EES (Engineering Equations Solver) programında bir simülasyon programı yazılmış ve yazılan programda girdi olarak Meteoroloji Genel Müdürlüğü’nden alınan, Konya iline ait son 5 yılı en iyi temsil eden 2015 yılının sıcaklık verileri kullanılmıştır. EES programının tercih edilmesinin sebebi, soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerine kolayca ulaşılabilir olmasıdır. Programdan elde edilen çıktılar, işlem yapma kabiliyetinin fazla olması ve grafiklerin rahatça oluşturulabilmesinden dolayı Excel programına aktarılmış ve sonuçlar grafiksel olarak da sunulmuştur. Çalışmada basınç – entalpi grafikleri için CoolPack yazılımından yararlanılmıştır.

Düşünülen sistemde dış hava ile evaporatör sıcaklığı arasındaki farkın sabit tutulabilmesi için elektronik genişleme valfi ve invertörlü bir kompresör kullanıldığı varsayılmıştır. Dış hava sıcaklık verilerine göre, kompresör ve genişleme valfi senkronize şekilde çalışarak, soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığını ayarlamış, dış hava ve evaporatör arasındaki sıcaklık farkını sabit tutmuşlardır.

Çizelge 3.1. Sistemin tasarım parametreleri

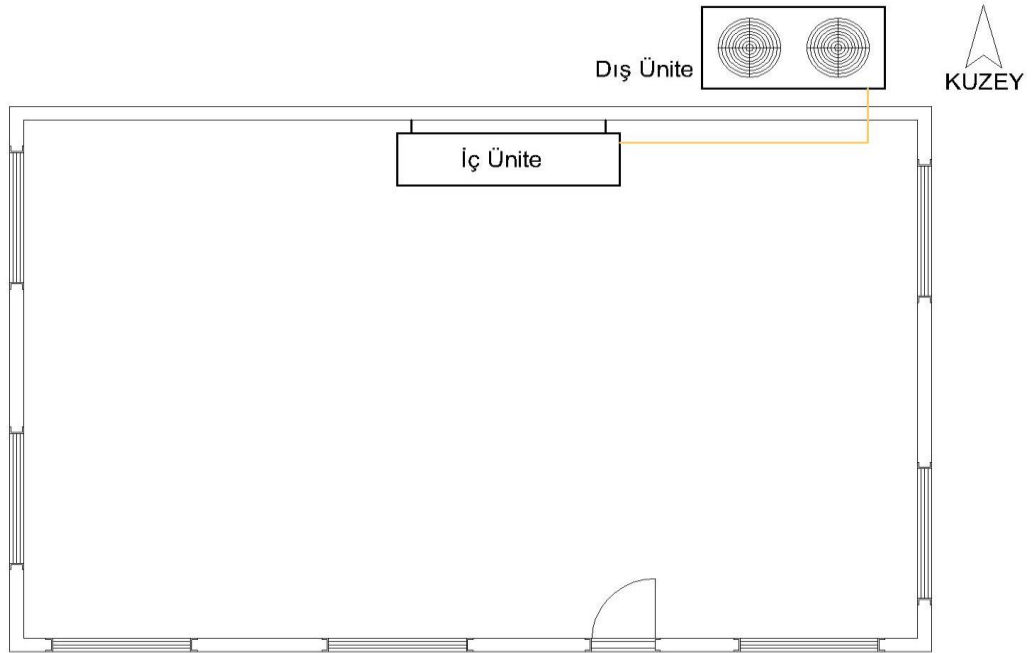
Örnek odanın bulunduğu il	Konya
Hesaplaması yapılan yıl	2015
İç ortam sıcaklığı	20 °C
Dış ortam sıcaklığı	Değişken (24 saat)
Dış ortam ve buharlaşma sıcaklığı arasındaki fark	10 °C
Hesaplaması yapılan soğutucu akışkanlar	R410A / R32
Kompresör	Değişken hızlı (invertörlü)
Genleşme valfi	Elektronik genişleme valfi
Isı pompası kapasitesi	18000 btu/h

Bu çalışmada yazılan simülasyon programında, kondenser sıcaklığının iç ve dış ortam şartlarına göre değişmeyip sabit kaldığı kabul edilmiştir. Evaporatördeki buharlaşma sıcaklığının ise dış ortam sıcaklığından 10 °C daha düşük olması amaçlanmıştır. Bu sıcaklık farkını elektronik genişleme valfi ve değişken hıza sahip invertörlü bir kompresör senkronize çalışarak sağlamışlardır. Gerçekleştirilen çalışmada kondenser ve evaporatördeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Ayrıca sistemde sadece izentropik verim hesaplanmış; mekanik ve elektrik verimleri gibi diğer verimler %100 olarak alınmıştır.

3.2. Yöntem

3.2.1. Tasarlanan sistemin enerji dengesi

Öncelikle hesaplamaların yapılabilmesi için örnek bir oda planı çizilmiştir.



Şekil 3.1. Örnek odadaki tek dış ve iç ünitelerden oluşan ısı pompası sisteminin tesisat şeması

Odanın ısıtılabilmesi için bir dış ve bir iç üniteden oluşan bir ısı pompası sistemi düşünülmüştür. (Şekil 3.1.) Kalorifer tesisatı ya da yerden ısıtma tesisatları gibi alternatif sistemlerin tercih edilmemesinin sebebi, bu sistemlerin genelde ortama hava üflenerek ısıtma yapan sistemlere göre daha yüksek sıcaklıklara ihtiyaç duymalarıdır.

Çizelge 3.2. Isıtma sistemlerinin ihtiyaç duydukları sıcaklık değerleri

	Radyatörle Isıtma	Yerden Isıtma	Hava Üfleterek Isıtma
T (°C)	90-70	55-45	35-30

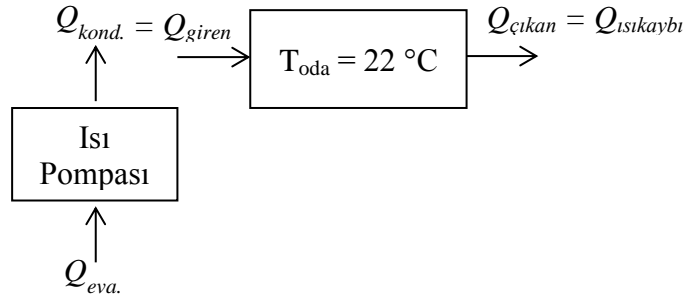
Hava üfleterek ısıtma yapan bir sistem tercih edilerek, bir dış ünite ve bir iç üniteden oluşan sistem tasarımı yapılmıştır.

Yapılan çalışmada soğutucu akışkan olarak, mevcut sistemlerde de sıkça tercih edilen R410A gazı kullanılmıştır. R410A gazının üretici firma katalogları baz alındığında yoğuşma basıncı yaklaşık olarak 3500 kPa değerindedir (Çizelge 3.3). R410A gazının 3500 kPa basınçtaki yoğuşma sıcaklığı ise yaklaşık olarak 55 °C'dir. Bu sebeple odayı ısıtmak için daha düşük duyulur sıcaklığa ihtiyaç duyan hava ile ısıtma tercih edilmiştir.

Isıtma gün dereceleri belli bir zaman aralığında soğğun şiddetini açıklamak için kullanılır (Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2018). Hesaplama yapılacak olan yılın belirlenmesinde Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nün ısıtma gün dereceleri esas alınmıştır. Ortalamaya en yakın olan yılın 2015 yılı olduğu tespit edilmiştir.

Tasarlanan sistemde, soğutucu akışkan için R410A yerine son zamanlarda daha çevreci olmasından dolayı kullanımı artan R32 gazı da ayrıca kullanılmıştır. R32 gazı kullanımının enerji tüketimine olan etkisi de R410A gazıyla karşılaştırılmalı şekilde sunulmuştur.

Odanın ısıtılması için gereken ısı, sistemin kondenserinden odaya ısı verilmesiyle sağlanmıştır. Sistemin enerji dengesi şematik olarak Şekil 3.2'de görülmektedir.



Şekil 3.2. Örnek odanın enerji dengesinin şematik gösterimi

Yukarıdaki şekil incelenecek olursa, iç hava sıcaklığındaki değişim, odadan dış ortama doğru gerçekleşen ısı kaybı ve tasarlanan ısı pompası sisteminin iç ünitesinden yani sistemin kondenserinden odaya verilen ısının bir fonksiyonudur.

Havanın özgül ısısını sıcaklıkla değişimi ve odadaki hava kaçakları ihmal edildiğinde, oda içindeki havanın sıcaklık değişimi;

$$m_{hava} \cdot c_{p,hava} \frac{dT_{iç}}{dt} = \dot{Q}_{kond.} - \dot{Q}_{ısı kaybı} \quad (1)$$

eşitliği ile bulunur.

3.2.1.1. Oda ısı kaybı hesabı

Odanın ısı kaybı Eşitlik 2 yardımıyla bulunur.

$$Q_{ısı kaybı} = k_{ort} \cdot \Sigma A \cdot (T_{oda} - T_{dış}) \quad (2)$$

Burada;

$Q_{ısı kaybı}$: Odanın ısı kaybı (kcal/h)

k_{ort} : Odanın ortalama ısı iletim katsayısı (kcal/h. m².°C)

ΣA : Odanın toplam dış yüzey alanı (m²)

T_{oda} : Oda içindeki hava sıcaklığı (°C)

$T_{dış}$: Dış hava sıcaklığı (°C)

Odanın ortalama ısı iletim katsayısının ($k_{ort.}$) hesabı ve toplam ısı kaybeden yüzey alanının bulunması:

Hesabı yapılacak olan örnek odanın yalıtım detayları İzoder TS825 isimli program kullanılarak yapılmıştır. (Ek-1)

Isı kaybeden duvar, kolon-kiriş, çatı gibi alanlar tespit edilmiş, bu alanların yalıtım detayları programa girilerek her yapı elemanı için bir k değeri (ısı iletim katsayısı) bulunmuştur. Bununla birlikte hesaplamaların yapılabilmesi için çizilen örnek oda üzerinden ölçüler alınarak odanın ısı kaybeden yüzey alanları m^2 olarak hesap edilmiştir. Toplam alanlar ve her yapı elemanının k değerleri kullanılarak ortak bir ısı iletim katsayısı hesaplanmıştır. Ortak ısı iletim katsayısının hesabı için Eşitlik 3 kullanılmıştır.

$$k_{ort.} = \frac{\sum A_n k_n}{\sum A_n} \quad (3)$$

Burada,

$k_{ort.}$ = Odanın ortalama ısı iletim katsayısı ($kcal/m^2 \cdot ^\circ C \cdot h$)

A_n = Isı kaybeden ilgili yüzey alanı (m^2)

k_n = İlgili alanın ısı iletim katsayısı ($kcal/h \cdot m^2 \cdot ^\circ C$)

Dış ortamla odanın iç sıcaklığı arasındaki (ΔT) sıcaklık farkının bulunması:

Bina iç sıcaklığı kış için konfor sıcaklığı olarak kabul edilen $22 \text{ }^\circ C$ seçilmiştir. Dış hava sıcaklığı için ise Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden, son 5 yıla ait (2013-2017 yılları arası) sıcaklıklar saatlik olarak temin edilmiştir. Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden temin edilen bilgiyle, ısıtma gün derecelerinin ortalaması alınmış ve ortalamaya en yakın yıl olan 2015 yılı hesaplamalarda kullanılmıştır. Ayrıca, 2015 yılına ait her bir ayın ortalaması alınarak, ayları temsil eden ortalama bir güne ait saatlik sıcaklık değişimleri de hesap edilmiştir. Böylece ısıtma yapılan aylardaki iç ve dış ortam arasındaki sıcaklık farkı saatlik olarak belirlenmiştir.

Eşitlik 2 kullanılarak odadan dış ortama gerçekleşen ısı kaybı saatlik bazda hesaplanmıştır.

3.2.1.2. Isı pompası hesapları ve çalışma parametrelerinin belirlenmesi

Isı pompasında kullanılan teorik hesaplamalar:

Bu çalışmada standart bir ısı pompasına ait teorik hesaplamalar aşağıda anlatıldığı gibi yapılmıştır.

Sistem kondenserinden odaya verilen ısı;

$$\dot{Q}_{kond.} = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (4)$$

Eşitlik 4 ile kolayca bulunabilir. Dış ortamdan çekilen ısı ise,

$$\dot{Q}_{eva.} = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (5)$$

Eşitlik 5 ile bulunur.

Kompresörün çekeceği enerji;

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (6)$$

Eşitlik 6 kullanılarak hesaplanır.

Sistemin verimliliğini ifade eden soğutma performans katsayısı COP değeri;

$$COP = \frac{\dot{Q}_{kond.}}{\dot{W}_{komp.}} \quad (7)$$

denklemleri kullanılarak bulunabilir. Bu denklem aynı zamanda;

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

şeklinde de ifade edilebilir.

Şekil 1.2 ve Eşitlik 7 incelenecek olursa; yoğuşma sıcaklığı değişmeden evaporatör sıcaklığının yükselmesi, kompresörün yapacağı işi azaltacağından, sistemin COP değeri de artacaktır.

Kullanılacak ısı pompalarının kapasite optimizasyonu:

Odanın ısı kaybını karşılayacak ısı pompasının yanında alternatif bir ısı kaynağı daha düşünülmelidir. Bu ısı kaynağı, sıcak su ihtiyacının artması durumunda ihtiyacı karşılamada veya dış hava şartlarının beklenenden çok daha fazla düşmesi durumunda devreye girerek oda için gerekli ısıyı karşılayabilmelidir.

Tasarlanan sistemde binayı ısıtmak için kullanılan ısı pompası sistemlerinin yetersiz kalması durumunda gerekli ısıyı karşılayabilmek amacıyla bir adet elektrikli ısıtıcının kullanıldığı kabul edilmiştir. Temel ısıtma ihtiyacı ısı pompası kullanılarak karşılanması beklendiğinden, alternatif ısı kaynağının mümkün olduğu kadar az kullanılması istenmektedir. Bu sebeple daha basit ve ilk yatırım maliyeti daha az olan elektrikli ısıtıcı tercih edilmiştir.

Elektrik ısıtıcıyla birlikte kullanılan 5000, 9000, 12000, 18000, 24000, 30000, 42000 ve 48000 btu/h kapasiteli ısı pompalarının yetersiz kalması durumunda elektrikli ısıtıcılar devreye girerek binayı ısıtmışlardır. En uygun kapasite olarak 18000 btu/h değeri belirlenmiştir.

2015 yılının saatlik sıcaklıkları kullanılarak yapılan hesaplamalarda elektrikli ısıtıcının devreye girdiği zamanlarda enerji tüketimi artmıştır. Farklı kapasitelerdeki ısı pompalarının Konya iklim koşullarında çalışması sonucu tükettikleri enerji miktarları da hesaplanarak grafiksel olarak sunulmuştur.

Isı pompası kapasitesini belirlemenin bir diğer yolu da kışın yaşanan en düşük sıcaklık değerine göre ısı kaybı hesabını yaparak ısı pompasının kapasitesini belirlemektir. Isı kaybının en fazla olduğu zamanda binayı ısıtacak bir ısı pompası seçilmesi gereklidir. Bu hesaplama yöntemi kullanılarak da ayrıca seçilen kapasitenin uygunluğu ikinci bir yolla teyit edilmiştir.

Kondenser basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesi:

Eşanjörler ayrı bir araştırma konusu olduklarından, yapılan çalışmada eşanjör hesabına girilmemiştir. Bunun yerine ısı pompasının çalışacağı kondenser ve evaporatör

tarafındaki basınç ve sıcaklık değerleri belirlenirken üretici firma kataloglarından faydalanılmıştır.

Kondenser tarafındaki basınç, sistemdeki kompresör ile sağlanır. Kompresörün teknik özelliklerine bağlı olarak sistemdeki kondenser basıncı da değişecektir. Üretici firma katalogları incelenmiş ve yaklaşık bir değer olarak kondenser tarafındaki basınç 3500 kPa olarak seçilmiştir.

Çizelge 3.3. Arçelik firmasının teknik kataloğunda bulunan, ısıtma modunda kullanılan cihaza ait, R410A gazının servis valfinden okunması gereken basınç değerleri

Dış ortam Sıcaklığı	İç Ortam Sıcaklığı			
	Isıtma	10-15 °C	15-20 °C	20-25 °C
-5 °C		25-30 bar	25-30 bar	28-30 bar
0 °C		25-30 bar	30-35 bar	30-35 bar
5 °C		25-30 bar	30-35 bar	25-30 bar
10 °C		25-30 bar	25-30 bar	30-35 bar
15 °C		25-30 bar	25-30 bar	30-35 bar

R410A gazı için 3500 kPa basınç değerindeki yoğuşma sıcaklığı yaklaşık olarak 56 °C'dir. Tasarlanan sistemde iç hava sıcaklığı sabittir. Dolayısıyla kondenser sıcaklığı 56 °C olarak seçilmiştir. Kondenser sıcaklığının dış ve iç havaya göre değişmediği sabit kaldığı kabul edilmiştir.

Evaporatör basınç ve sıcaklıklarının belirlenmesi:

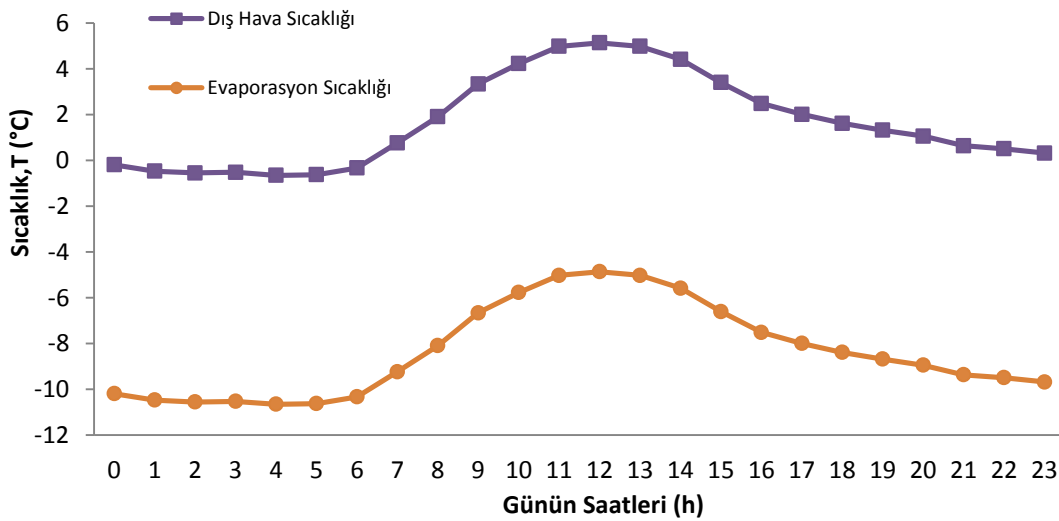
Düşünülen sistemin evaporatör sıcaklığı dış havaya bağlı olarak çalışacaktır. Bu tez kapsamında dış hava ile evaporatör arasındaki sıcaklık farkını sabit tutan bir sistemin performansı incelenmiştir. Bu amaçla dış hava sıcaklığına göre kompresör frekansını ve genleşme valfinin ayarını senkronize olarak değiştiren bir ısı pompası sistemi, örnek bir odanın ısıtılmasında kullanılmıştır.

Üretici firma katalogları incelendiğinde ısıtma modunda R410A soğutucu akışkanını kullanan bir ısı pompasının çalışabileceği en düşük sıcaklık olarak -7°C sıcaklığı görülebilir (Contek, 2018). -7 °C dış ortamdan ısı çekilebilmesi için evaporatörde gerçekleşen buharlaşmanın daha düşük sıcaklıklarda olması gerekir. En düşük buharlaşma basıncı olarak kabul edilen basınç 450 kPa'dır. Bu basınçtaki R410A

gazının buharlaşma sıcaklığı yaklaşık olarak $-17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir. Bu sebeple ısı transferi için kullanılan sıcaklık farkı $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ olacak şekilde seçilmiştir.

İnvertörlü (değişken hızlı) kompresöre ve elektronik genişleme valfine sahip ısı pompası, evaporatörün buharlaşma sıcaklığını dış hava sıcaklığına göre belirlemektedir. Isı transferinin gerçekleşebilmesi için evaporatör sıcaklığının dış ortam sıcaklığından daha küçük olması gerekir. Sıcaklık farkı belirlenirken, uygun boyutlarda bir eşanjörün kullanıldığı varsayılmıştır. Kondenserle evaporatör arasındaki sıcaklık farkının en küçük değerde tutulmasının COP üzerindeki olumlu etkisinden dolayı, dış hava ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı, eşanjör kapasitesinin değişmediği de dikkate alınarak $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak kabul edilmiştir.

Aşağıdaki Şekil 3.3'te evaporatör sıcaklığının değişimine örnek olması için 2015 yılının ocak ayına ait ortalama bir günde gerçekleşen dış hava sıcaklığına göre buharlaşma sıcaklığının değişimi görülmektedir.



Şekil 3.3. Konya ili 2015 yılı ocak ayını temsil eden 1 gün için dış hava ve evaporatör sıcaklığının saatlik değişimi

Kompresör için harcanan enerjinin hesabı:

Kompresörlerin harcadıkları enerjiler Eşitlik 9 yardımıyla bulunur.

$$W_{komp} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (9)$$

Eşitlik 9'da görüleceği üzere, kompresörün harcadığı enerjiyi hesaplayabilmek için 1 ve 2 noktalarının entalpi değerleri ve sistemde dolaşan soğutucu akışkanın debisinin bilinmesi gerekmektedir. Debiler hesaplanırken, kompresör kapasitelerinden ve çalışma sürelerinden faydalanılmıştır.

Tasarlanan sistemin kompresörü invertörlü bir kompresördür. İntertör kullanılarak kompresörün debisini değiştirmek mümkündür. Debi değiştiğinden dolayı sistemin soğutma ve ısıtma kapasitesi de istenildiği gibi ayarlanabilir. Kapasitesi belli olan ısı pompasının buharlaşma sıcaklığı dış hava sıcaklığına göre değişmektedir. Bu sebeple 1 ve 2 noktalarındaki entalpi değerleri de dış havaya göre değişmekte ve sabit bir değer olmamaktadır. Sistem en verimli ısıtmayı yapabilmek amacıyla kompresöre harcanan enerjiyi azaltmaya çalışmaktadır. Bunu da debi değerini en küçük seviyede tutarak gerçekleştirmektedir. İstenilen ısıtmanın sağlanabilmesi için sistemin en küçük debide ve aralıksız olarak 1 saat boyunca çalışması gerekmektedir. Değişken hızlı sistemin buharlaşma sıcaklığı dış havaya göre belirlenmektedir Fakat debi değeri ısıtma yüküne göre belirlenmelidir. Odanın ısı dengesine göre ısı pompasının kondenserinden odaya aktarılan ısı, gerçekleşen ısı kaybına eşitlenmelidir. Kondensere odaya aktarılan ısı Eşitlik 4 yardımıyla hesaplanabilir. İntertörlü sistemin kondenserinden aktarılan ısı, odanın ısı kaybına eşitlendiğinde, debi değerini de saatlik olarak hesaplamak mümkün hale gelir.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{\text{Isıkaybı}}}{(h_2 - h_3)} \quad (kg) \quad (10)$$

Buradaki $\dot{Q}_{\text{Isıkaybı}}$ aynı zamanda $\dot{Q}_{\text{kond.}}$ değerine de eşittir. Sistemin harcadığı enerjiyi bulabilmek için Eşitlik 13 kullanılabilir.

$$\dot{W}_{\text{Komp}} = \dot{m} (h_2 - h_1) t \frac{1}{3600} \quad (kWh) \quad (11)$$

Eşitlik 13'de bilinmeyen ve her saat için farklı olan değer kompresörün debi değeri ve evaporatörün de sıcaklığı değiştiğinden dolayı 1 ve 2 noktalarındaki entalpilerdir. Sistemdeki soğutucu akışkan debisi, odanın ısı kaybının büyüklüğüne göre değişen bir değerdir ve Eşitlik 12 yardımıyla her saat için ayrı ayrı hesaplanır. t değeri Eşitlik 14 kullanılarak hesaplanmıştır. t odanın ısı kaybına göre değişmemekte sürekli olarak 1 çıkmaktadır.

$$t = \frac{\dot{Q}_{ısı kaybı}}{\dot{Q}_{kond.}} \quad (14)$$

Burada,

t = Odanın ısıtılması için ısı pompasının 1 saatteki çalışma süresi

$\dot{Q}_{ısı kaybı}$ = Odanın saatlik ısı kaybı (kJ/h)

$\dot{Q}_{kond.}$ = Sistem kondenserinin ısı akısı (odanın ısı kaybına eşittir) (kJ/h)

Isıtma yapılacak ayların belirlenmesi:

Bu tez kapsamında oda ısı pompasıyla ısıtılmıştır. Hangi aylarda ısıtmaya ihtiyaç duyulduğunu belirlemek amacıyla Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden elde edilen ısıtma ve soğutma gün dereceleri bilgisi kullanılmıştır.

Isıtma gün dereceleri, belirli bir zaman aralığında dış ortam ve oda sıcaklığını da göz önünde bulundurarak soğukun şiddetini açıklar. Böylece yakıt maliyetlerini hesaplamak için ısıtmaya ihtiyaç duyulan zaman aralıklarını kolayca elde etmiş oluruz. Isıtmanın gerekli olması için dış ortam sıcaklığının 15 °C'den daha düşük olmalıdır (Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2018).

Ek-3 incelenecek olursa HDD (ısıtma-gün-dereceleri) değeri her yıl için ilk satırda verilmektedir. Bu tez kapsamında HDD değeri 250'nin üzerinde ise, o ayda ısıtmanın gerekli olduğu kabul edilerek, Kasım, Aralık, Ocak, Şubat ve Mart aylarında ısıtmanın yapıldığı düşünülmüş; gerekli analizler de bu 5 ay baz alınarak gerçekleştirilmiştir.

Hesaplaması yapılacak olan yıl ise 2013-2017 yılları arası 5 yılın ısıtma gün dereceleri sayılarının ortalaması alınarak, ortalamayı en iyi temsil eden yıl belirlenmiştir. (Çizelge 3.4)

Çizelge 3.4. Konya ili 2013-2017 yıllarına ait ısıtma-gün-dereceleri

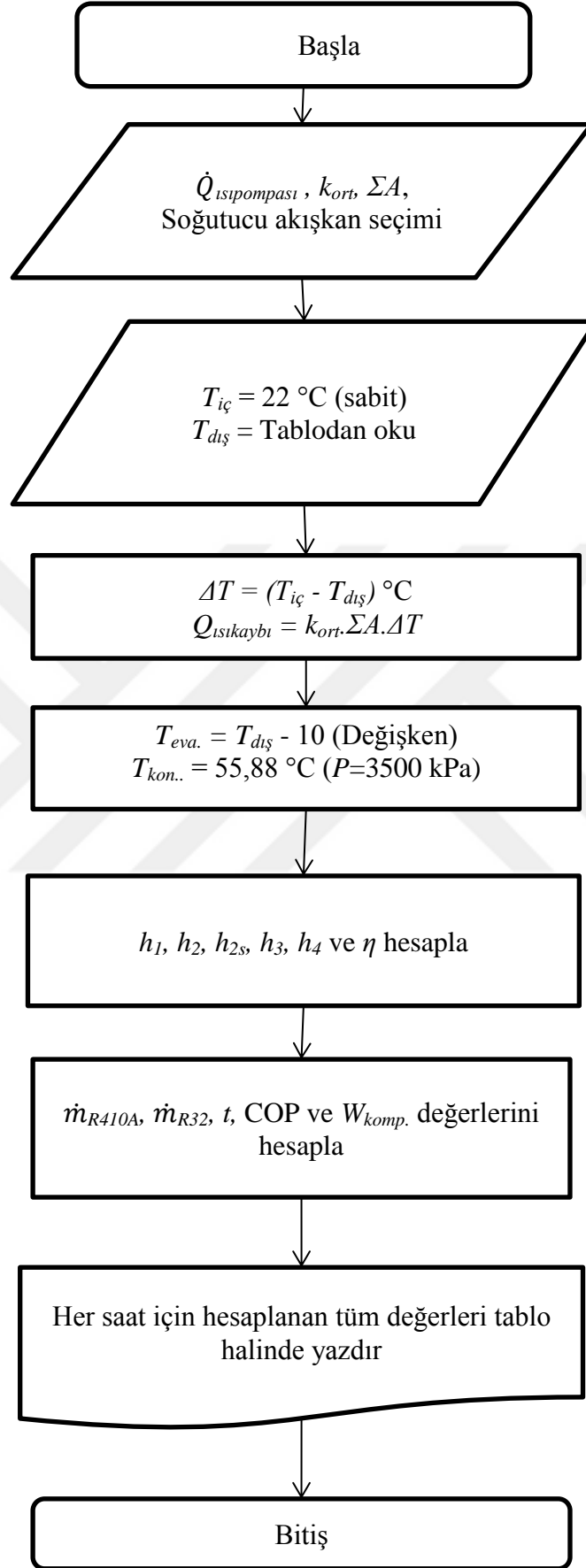
Yıllar	HDD	Ortalama ile farkı
2017	2591	204,8
2016	2234	152,2
2015	2412	25,8
2014	2197	189,2
2013	2497	110,8
Ortalama	2386,2	

HDD (ısıtma-gün-derece) değeri, ortalamaya en yakın olan yılın Çizelge 3.4'te 2015 yılı olduğu görülmektedir.

3.2.2. Akış diyagramları ve sistem simülasyonu

Tasarlanan değişken hızlı (invertörlü) sistem hesaplamaları, her ay için saatlik sıcaklık değişimleri baz alınarak yapılmıştır. Ayrıca her ay için ortalama bir gün hesap edilmiş ve hesaplamalar ayları temsil eden ortalama günler için de tekrar edilmiştir. Böylece odanın ısı kaybı, ısı pompalarının ayrı ayrı odayı ısıtmak için harcadıkları enerjiler ve verimliliğini gösteren COP'leri saatlik olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamaları yapabilmek için EES (Engineering Equations Solver) isimli programdan faydalanılarak bir saatlik hesap programı yazılmıştır.

Yazılan saatlik hesap programının akış şeması Şekil 3.4'te verilmektedir.



Şekil 3.4. EES’de yazılan programın akış şeması

Akış şeması verilen simülasyon programının, hesaplamaları yaparken izlediği yol detaylı olarak aşağıda anlatılmıştır. Şekil 1.2.'de gösterilen $P-h$ diyagramındaki çevrime ait köşe noktalarının değerleri simülasyon programında her saat için aşağıdaki yol izlenerek hesaplanmıştır. Soğutma çevrimindeki bir noktanın bilinen herhangi iki değeri kullanılarak o noktanın diğer tüm termodinamik özellikleri tablolar yardımıyla bulunabilir. EES programında tabloların zaten program bünyesinde yer alması tablo kullanmadan diğer tüm özelliklerin program yardımıyla hızlıca belirlenmesini sağlamıştır.

1 noktasının termodinamik özellikleri;

Evaporatör sıcaklığı olan T_1 ve 1 noktasındaki kuruluk derecesi olan x_1 bilindiği için soğutucu akışkana ait diğer özellikler EES programı yardımıyla kolayca belirlenebilir.

R410A gazına ait;

Soğutucu akışkan entalpisi h_1 ;

Soğutucu akışkan basıncı P_1 ;

Soğutucu akışkan entropisi s_1 ;

değerleri EES programıyla bulunur.

3 noktasının termodinamik özellikleri;

Kondenser sıcaklığı olan T_3 ve 3 noktasındaki kuruluk derecesi olan x_3 bilindiğinden yine soğutucu akışkana ait diğer özellikler bulunabilir.

EES kullanılarak;

Soğutucu akışkan entalpisi h_3 ;

Soğutucu akışkan basıncı P_3 ;

Soğutucu akışkan entropisi s_3 ;

değerleri bulunur.

2_s noktasının termodinamik özellikleri;

$P_{2s} = P_3$ ve $s_{2s} = s_1$ olduğundan 2_s noktasındaki 2 özellik bilinmektedir.

EES yardımıyla;

Soğutucu akışkan entalpisi h_{2s} ;

Soğutucu akışkan sıcaklığı T_{2s} ;

değerleri de bulunur.

4 noktasının termodinamik özellikleri;

$T_4 = T_1$ ve $h_4 = h_3$ olduğu için bilinen bu iki özellik kullanılarak,

EES ile;

Soğutucu akışkan basıncı P_4 ;

Soğutucu akışkan entropisi s_4 ;

değerleri bulunur.

Kompresördeki iç verim;

$$\eta = 1 - 0,05 \cdot \frac{P_3}{P_1} \quad (13)$$

formülüyle hesaplanabilir (Yamankaradeniz ve ark., 2009).

2 noktasının termodinamik özellikleri;

Kompresör verimi olan η aynı zamanda;

$$\eta = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (14)$$

olduğundan;

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta} \quad (15)$$

olarak hesaplanır (Yamankaradeniz ve ark., 2009).

P_2 basıncı ise P_3 ve P_{2s} basıncına eşittir. Çevrimin bütün noktalarındaki entalpi değerleri bilindiğinden, çevrimin etkinlik katsayısı Eşitlik 8 kullanılarak hesaplanır.

Soğutma çevrimindeki tüm noktaların özellikleri bilinmektedir. Hesaplamaların bu noktasından itibaren odanın ısı kaybına bağlı olarak, tasarlanan değişken hızlı sistemin debisi hesap edilmektedir.

Kompresörün harcadığı enerji, yazılan programla saatlik olarak, Eşitlik 11 kullanılarak hesaplanmıştır.

R410A gazı mevcut ısı pompalarında oldukça fazla tercih edilen soğutucu akışkanlardan bir tanesidir. Fakat daha çevreci olan R32 gazının kullanımı da son zamanlarda artış göstermiştir. Bu çalışmada da yazılan simülasyon programında, soğutucu akışkan R410A yerine R32 seçilerek hesaplamalar tekrarlanmıştır. Soğutucu akışkan farkının COP ve kompresörün tükettiği enerjiye olan etkisi de grafikler halinde sunulmuştur.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Isı Kaybı Hesabı İçin Bulunan Parametreler

Odanın ısı kaybının hesaplanabilmesi için gerekli olan ısı iletim katsayısı ve ısı kaybeden yüzey alanları aşağıda verilmiştir.

Odanın ortak ısı iletim katsayısının (k_{ort}) hesabı ve toplam ısı kaybeden yüzey alanının bulunması:

Hesabı yapılacak olan odanın yalıtım detayları İzoder TS825 isimli program yardımıyla oluşturulmuş ve yalıtım değerleri Ek 1’de verilmiştir. Ek-2’deki değerler ve Eşitlik 4 kullanılarak k_{ort} değeri;

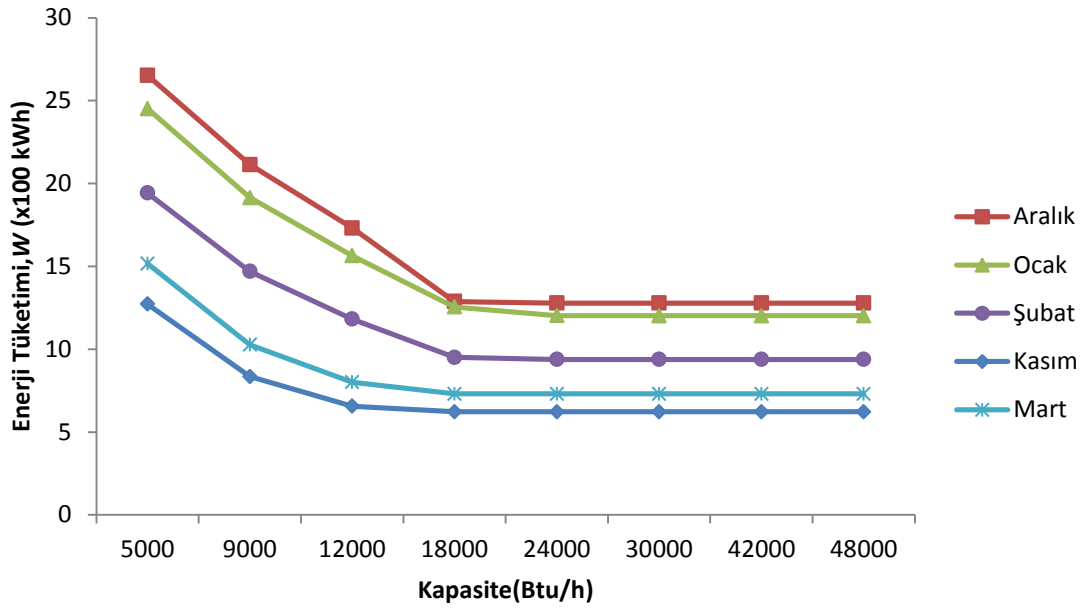
$$k_{ort} = 0,504 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$$

olarak bulundu.

Odanın ısı kaybeden yüzey alanı Ek-2’deki değerler toplanarak 356 m^2 olarak hesaplandı.

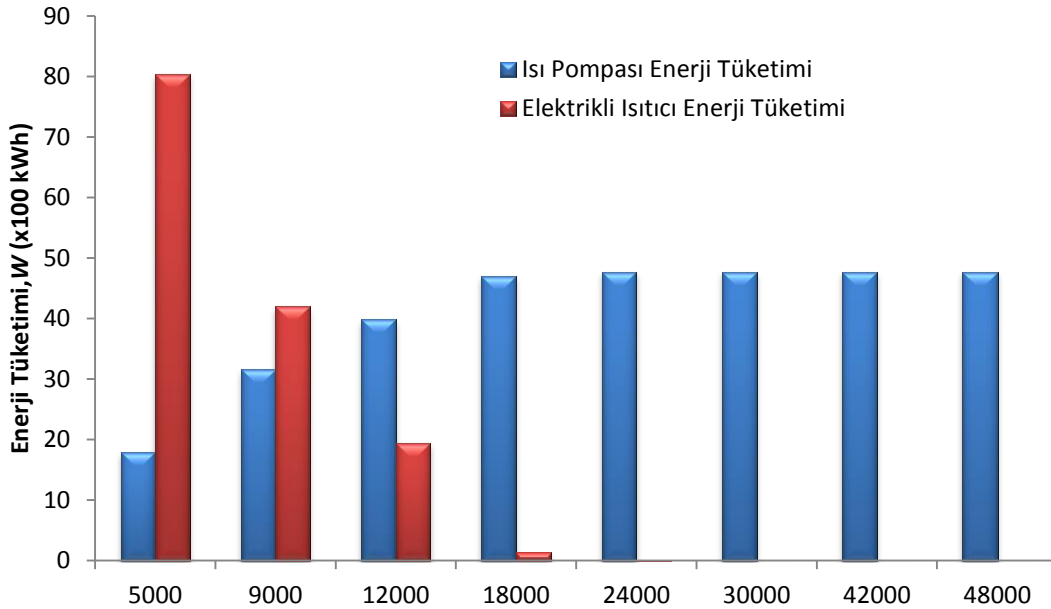
Kullanılacak ısı pompalarının kapasite optimizasyonu:

Aşağıdaki Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de bulunan grafikler, her ayın toplam ısı kayıplarına göre elde edilmiştir. Toplam ısı kaybını karşılayabilmek için ısı pompası ve elektrikli ısıtıcının harcadığı toplam enerjinin, ısı pompasının kapasitesine göre değişimleri bulunmaktadır.



Şekil 4.1 Kapasitelere göre aylar bazında, ayları temsil eden 1 günde, ısı pompasının ve elektrikli ısıtıcının odayı ısıtmak için harcadıkları toplam enerji miktarları

Şekil 4.2’de ise elektrik ve ısı pompasının odayı ısıtmak için harcadıkları toplam enerjiler ayrı ayrı görülmektedir.



Şekil 4.2 Kapasitelere göre, ayları temsil eden 1 günde, ısı pompasının ve elektrikli ısıtıcının, odayı ısıtmak için harcadıkları enerji miktarları

Şekil 4.1 ve Şekil 4.2.’deki grafikler incelenecek olursa hem klasik, hem de değişken hızlı sistemde en az enerjiyi 18000 btu/h ve sonrası kapasiteli klimalar

kullanmışlardır. Bunun sebebi, binayı ısıtmak için, bu kapasitelerdeki ısı pompaları kullanıldığında elektrikli ısıtıcının daha az ya da hiç devreye girmemiş olmasıdır.

Aynı değeri, hesaplanan ortalama sıcaklıkları kullanılarak da bulmak mümkündür. Bunun için odanın ihtiyaç duyduğu pik ısıtma yükü hesaplanmalıdır. Hesaplama için Eşitlik 2 kullanılmalıdır.

$$Q_{oda} = k_{ort} \cdot \Sigma A \cdot (T_{oda} - T_{dış})$$

Ortalama günlere ait hesaplanan en küçük sıcaklık değeri $-2,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir. Bilinen değerler yerine yazıldığında

$$Q_{oda} = 4360 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C.h} = 17290 \text{ btu/h}$$

olarak hesaplanır. Üretici firmaların genel olarak standart kapasiteleri arasında yer alan 18000 btu/h kapasiteli bir ısı pompası seçilebilir.

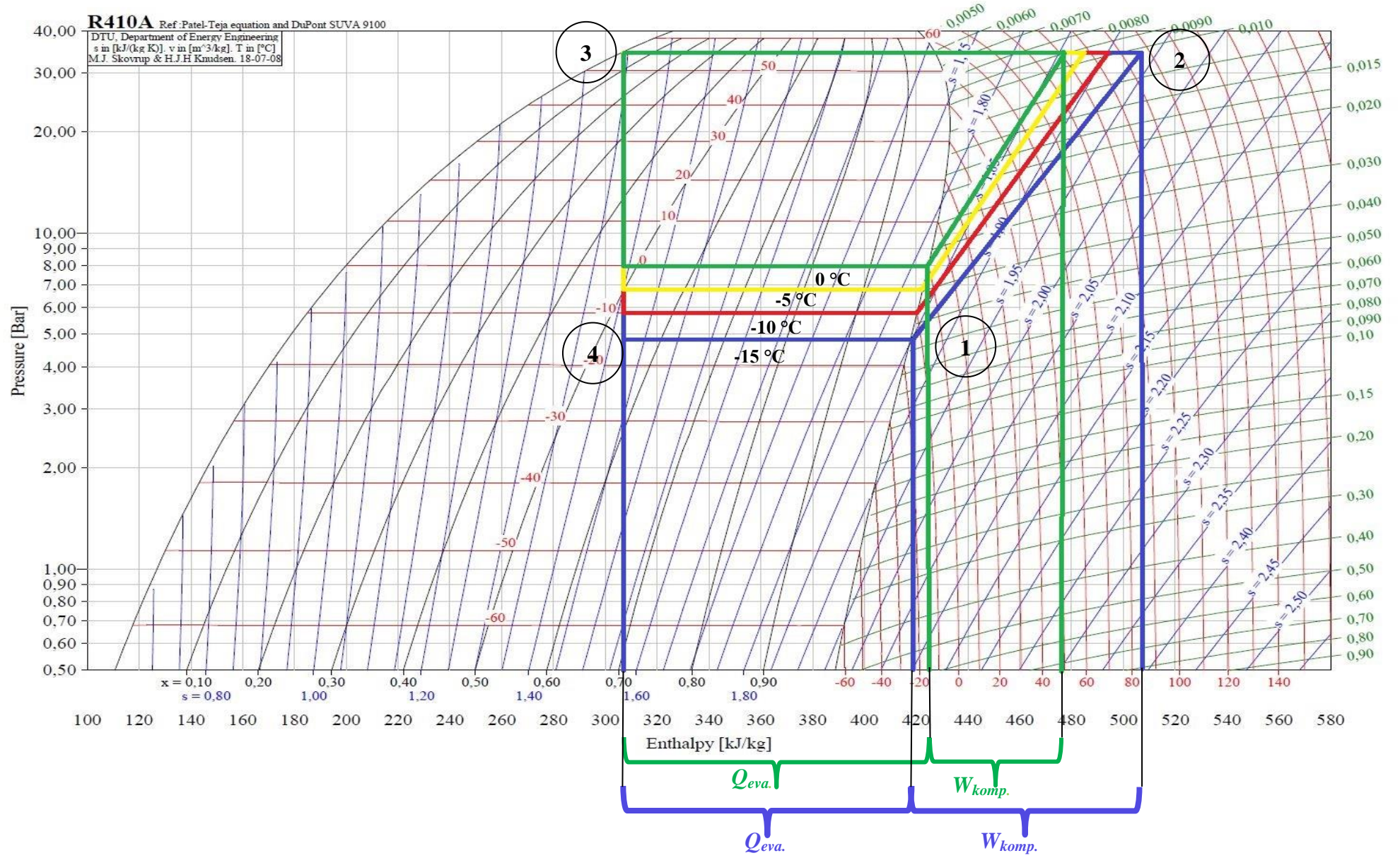
İlk yatırım maliyeti de düşünülerek bu yapılan hesaplamalarda 18000 btu/h kapasiteli özdeş ısı pompaları kullanılmıştır.

4.2. Evaporatör Basınç ve Sıcaklığının Sistem Performansına Etkisi

Aşağıdaki tabloda evaporatör sıcaklığının COP üzerindeki etkisi görülmektedir. Kompresörün harcadığı enerjiyi hesaplayabilmek için bina ısı kaybının da bilinmesi gerekmektedir. Bunun için rastgele seçilen ocak ayının ortalama gününe ait saat 15:00'daki dış hava sıcaklığı baz alınarak, aynı ısı kaybını karşılamak için farklı evaporatör sıcaklıklarının sistemi nasıl etkilediği Çizelge 4.1.'de bulunmaktadır.

Çizelge 4.1. Ocak ayını temsil eden 1 gündeki, saat 15:00 için farklı evaporatör sıcaklıklarına ait çevrim değerleri

T_{evap} ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{kond.}$ ($^{\circ}\text{C}$)	η_{komp}	$Q_{ısı kaybı}$ (kcal/h)	W_{komp} (kWh)	COP
-15	55,88	0,6346	3317	1,667	2,313
-10	55,88	0,6937	3317	1,473	2,618
-5	55,88	0,7414	3317	1,303	2,959
0	55,88	0,7802	3317	1,152	3,348



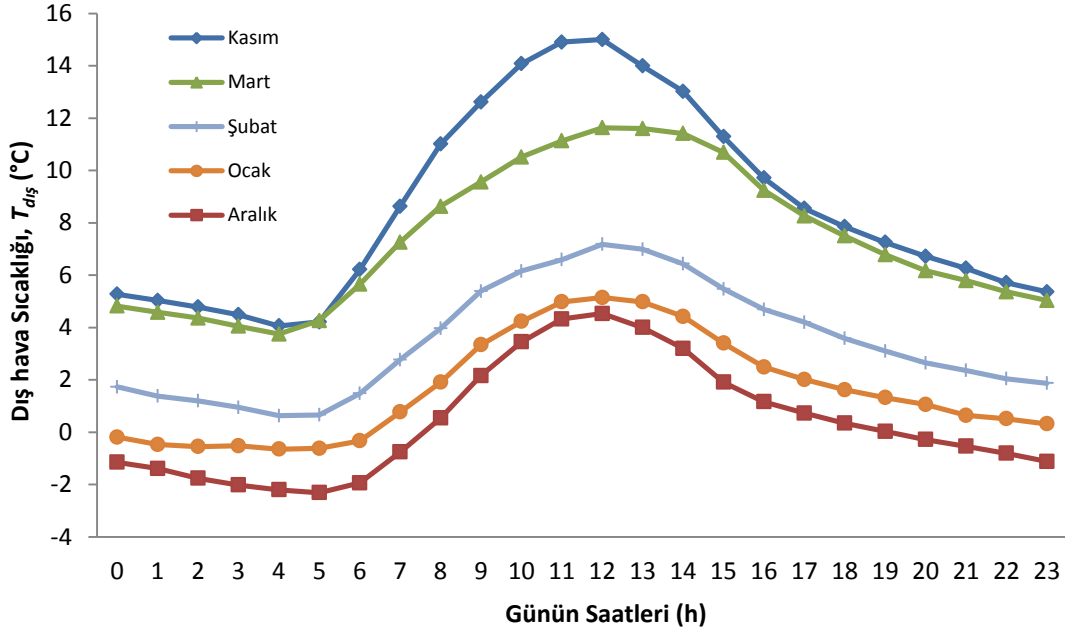
Şekil 4.3. Çizelge 4.1'e ait çevrimlerin P-h grafiği (CoolPack)

Şekil 4.3'te ise $P-h$ diyagramı üzerinde bu evaporasyon sıcaklıklarına ait çevrimler bulunmaktadır.

Çizelge 4.1.'de bulunan R410A gazının kullanıldığı çevrimler incelenirse evaporatör sıcaklığı arttıkça kompresörün harcadığı enerji azalmakta sonuç olarak verim de artmaktadır.

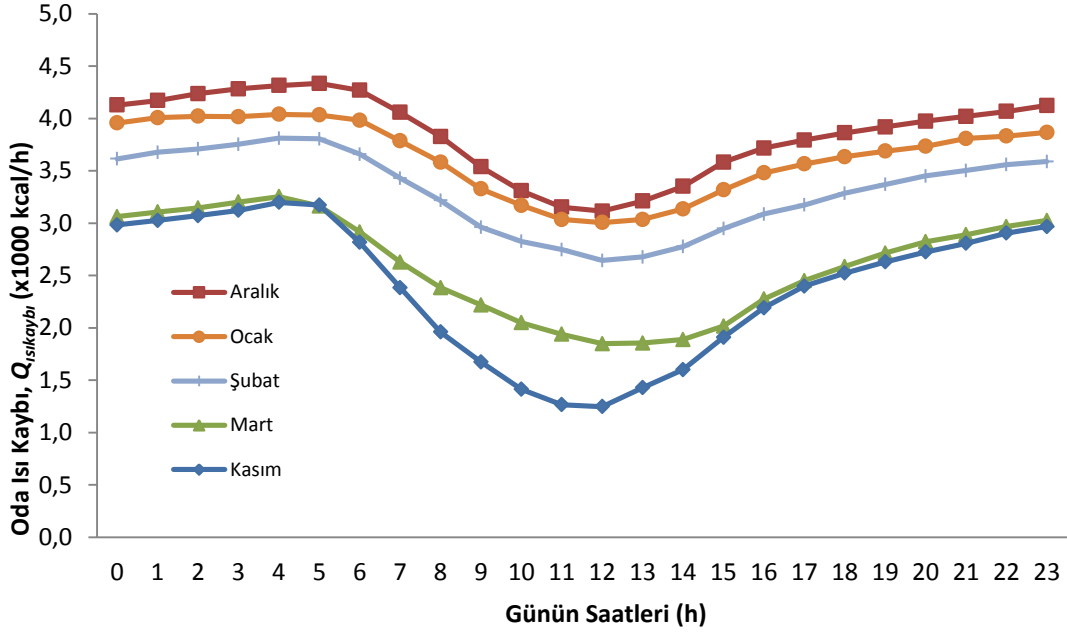
4.3. Değişken Hızlı (İnvertörlü) Sistem Performansı

Yapılan çalışma ile örnek bir odanın ısı kaybını karşılamak için, değişken hızlı bir ısı pompası sistemi kullanıldığı varsayıldı. Sistem evaporatörünün buharlaşma sıcaklığını ayarlayabilmek için değişken hızlı bir kompresör ve elektronik genişleme valfi senkronize çalışmışlardır. Bu şekilde dış hava ile evaporatörün buharlaşma sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının sabit tutulduğu kabul edildi. Evaporatörün buharlaşma sıcaklığı dış hava sıcaklığında $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ daha düşük seçildi. Dış hava şartlarına bağlı olarak değişen buharlaşma sıcaklığının sistem üzerindeki enerji tüketimine etkisi incelenerek elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunuldu.



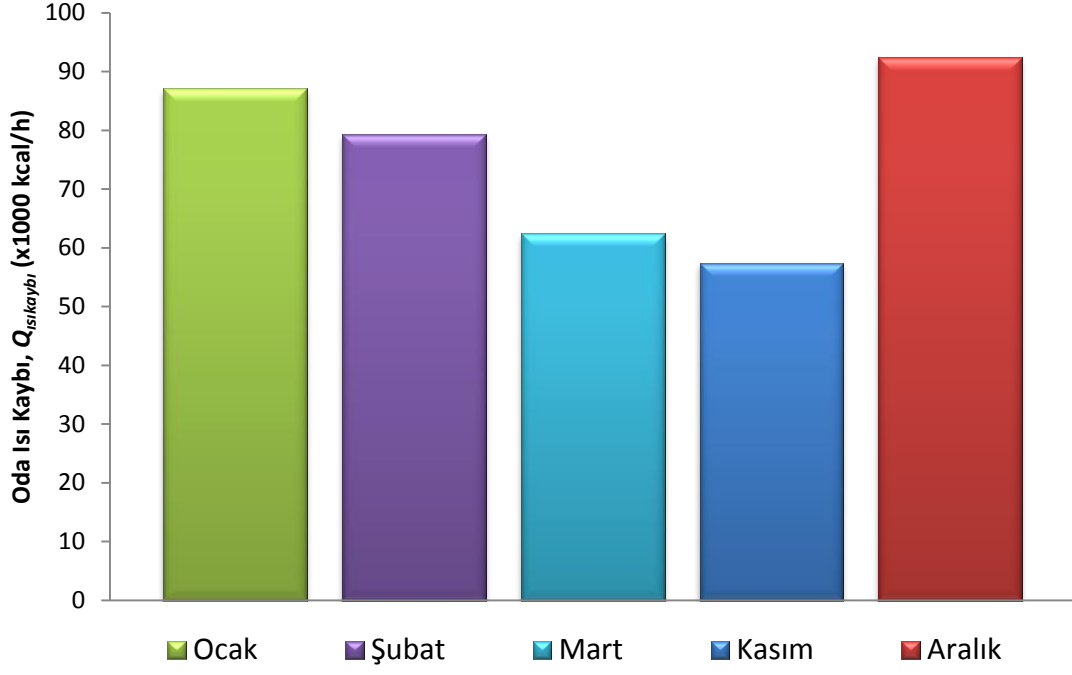
Şekil 4.4. Örnek odanın ayları temsil eden 1 gündeki, dış hava sıcaklıklarının saatlik değişimi

Aylara göre ortalama bir günün dış hava sıcaklığındaki değişim Şekil 4.4.'te verilmektedir. Sıcaklığın en düşük olduğu ay Aralık ayı olurken, en yüksek olduğu ay ise Kasım ayıdır.



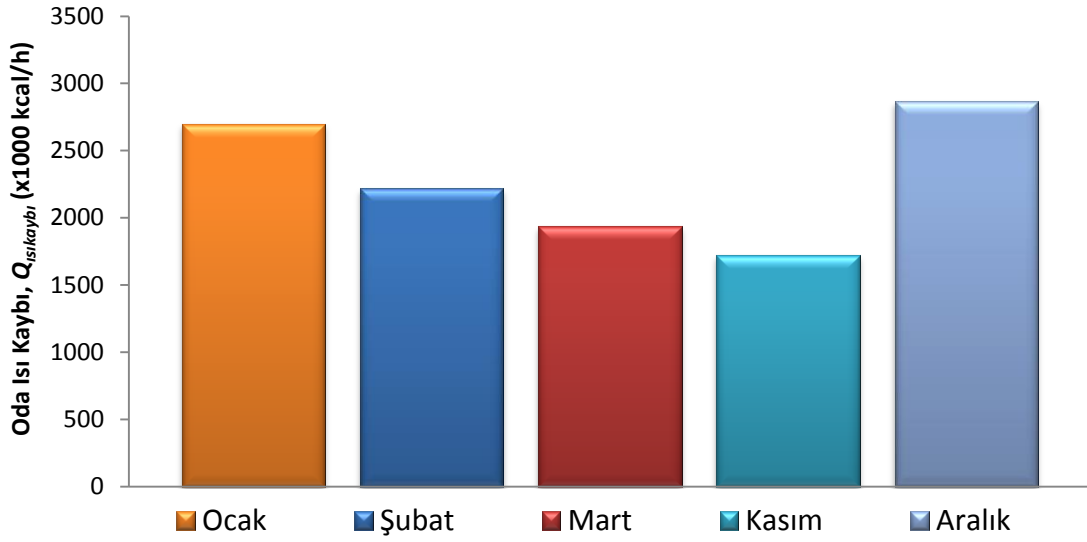
Şekil 4.5. Örnek odanın ısı kaybının, ayları temsil eden 1 gün için, günün saatlerine göre değişimi

Şekil 4.5.'te dış hava sıcaklıklarına göre odanın ısı kaybı bulunmaktadır. En fazla ısı kaybı Aralık ve Ocak ayında, en az ısı kaybı Kasım ve Mart aylarında gerçekleşmiştir. Kasım ve Mart aylarındaki ısı kaybının az olmasının sebebi dış ortamla iç ortam arasındaki sıcaklık farkının azalmasıdır.

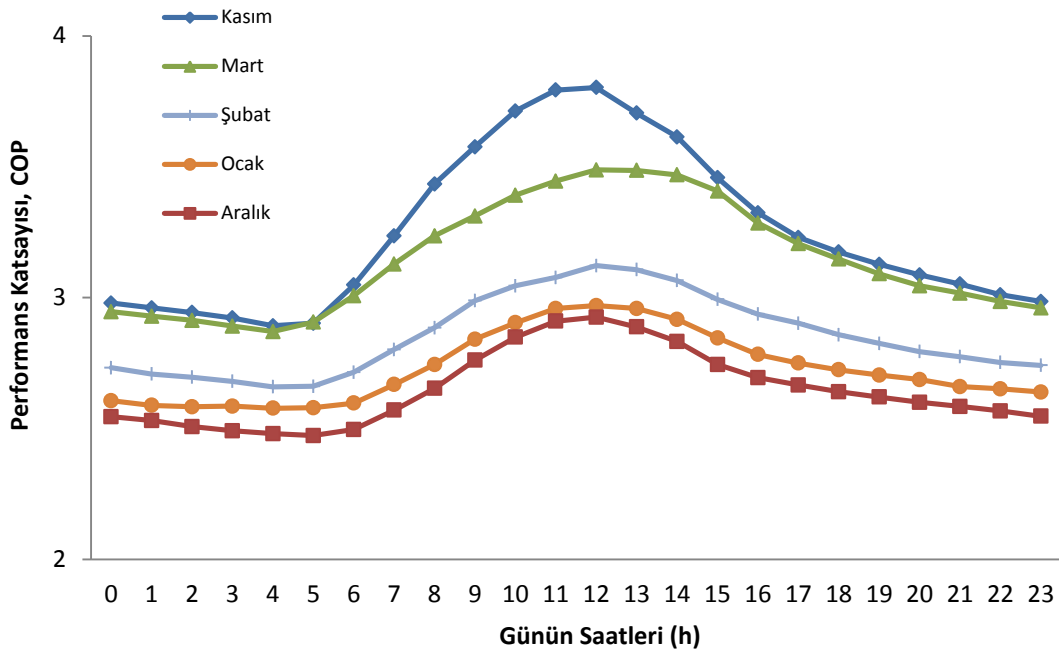


Şekil 4.6. Örnek odanın ayları temsil eden bir gün için toplam ısı kaybının aylara göre değişimi

Şekil 4.6'daki grafiğe göre ısı kaybının en fazla olduğu aylar Aralık ve Ocak aylarıdır.

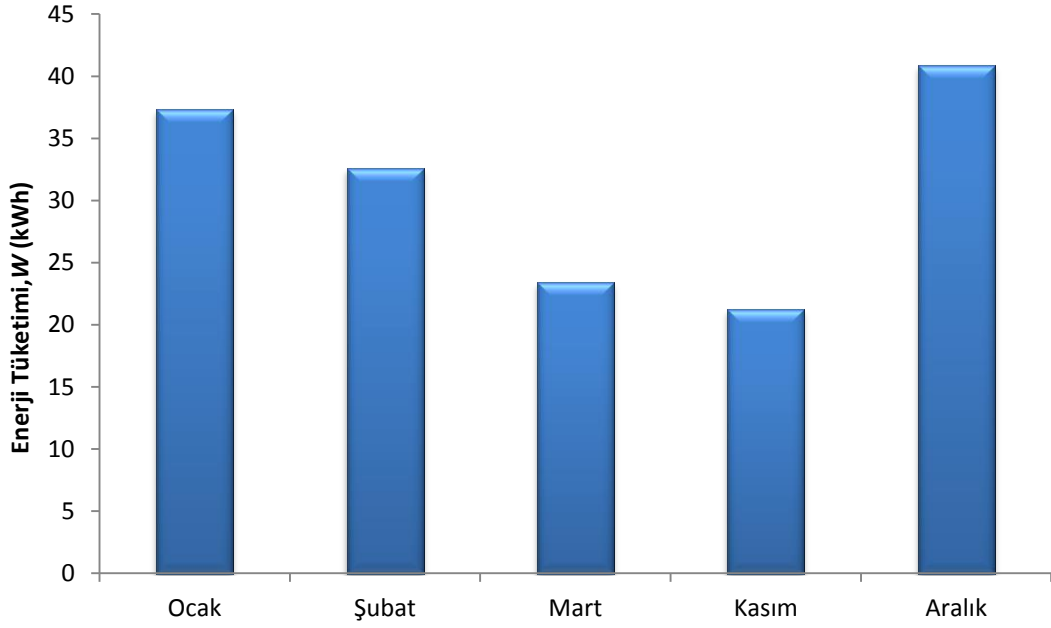


Şekil 4.7. Örnek odanın aylık toplam ısı kaybının aylara göre değişimi



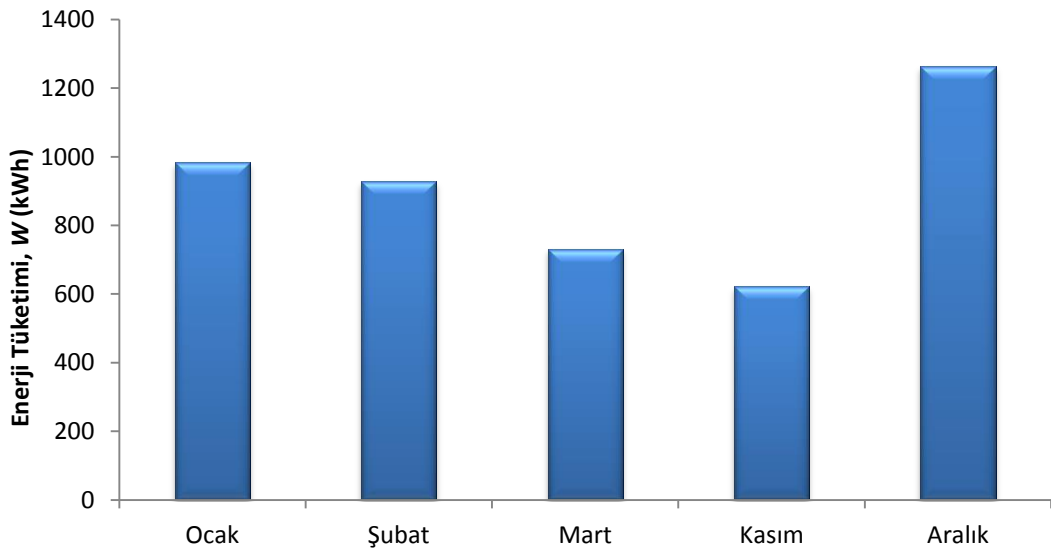
Şekil 4.8. Tasarlanan değişken hızlı ısı pompası sisteminin COP değerlerinin, aylara ve ayları temsil eden 1 günün saatlerine göre değişimi

Değişken hızlı ısı pompasının, aylara ve günün saatlerine göre değişen COP değerleri, Şekil 4.8.'deki grafikte bulunmaktadır. Gün içindeki değişimin tespit edilebilmesi için, yukarıdaki grafikte kullanılan gün, ayları temsil eden ortalama günlerdir. Şekil 4.8'deki grafik incelenirse, sıcaklığın yüksek olduğu gündüz saatlerinde sistem verimi artmaktadır. Sistemin COP değerinin en düşük olduğu ay Aralık, en yüksek olduğu ay ise Kasım ayıdır.



Şekil 4.9. Örnek odanın ayları temsil eden 1 gündeki toplam enerji tüketimleri

Şekil 4.9'da örnek odanın aylara göre ortalama bir gündeki toplam enerji tüketimleri verilmektedir. Aralık ve Ocak ayları enerji tüketimini en fazla olduğu aylardır. Ortalama bir günde Ocak ayında yaklaşık 37 kWh, Aralık ayında ise yaklaşık 41 kWh enerji tüketmişlerdir.



Şekil 4.10. Örnek odanın aylara göre toplam enerji tüketimleri

Şekil 4.10.'da ise aylık toplam enerji tüketimleri görülmektedir. Ocak ayında 984 kWh, Aralık ayında ise 1264 kWh toplam enerji tüketimi gerçekleşmiştir.

Çizelge 4.2.'de aylara göre hesaplanan ortalama bir gündeki oda ısı kaybı ve odayı ısıtmak için tasarlanan sistemin harcadığı enerji miktarları görülmektedir.

Çizelge 4.2. Ayları temsil eden 1 günün, dış hava sıcaklıklarına göre, odanın ısı kaybı ve bu ısı kaybının karşılanması için tasarlanan sistemin harcadığı enerji miktarı

Aylar	Oda ısı kaybı (x1000 kcal/gün)	Sistemin Enerji Tüketimi (kWh)
Ocak	87,1	37,3
Şubat	79,3	32,6
Mart	62,4	23,4
Kasım	57,4	21,2
Aralık	92,4	40,9
Toplam	378,5	155,4

Bu çalışmadaki düşünülen sistemlerde, ayları temsil eden 1 günlük kullanılarak yapılan hesaplamalara göre tasarlanan sistem, her ayın ortalama 1 gününe ait toplam 7 günde 155,4 kWh enerji harcamıştır.

Çizelge 4.3. Konya ili ısıtma yapılan aylardaki dış hava sıcaklıklarına göre odanın ısı kaybı ve bu ısı kaybının karşılanması için tasarlanan sistemin harcadığı toplam enerji miktarı

Aylar	Oda ısı kaybı (x1000 kcal/gün)	Sistemin Enerji Tüketimi (kWh)
Ocak	2699	984
Şubat	2220	927
Mart	1934	731
Kasım	1723	623
Aralık	2863	1264
Toplam	11438	4529

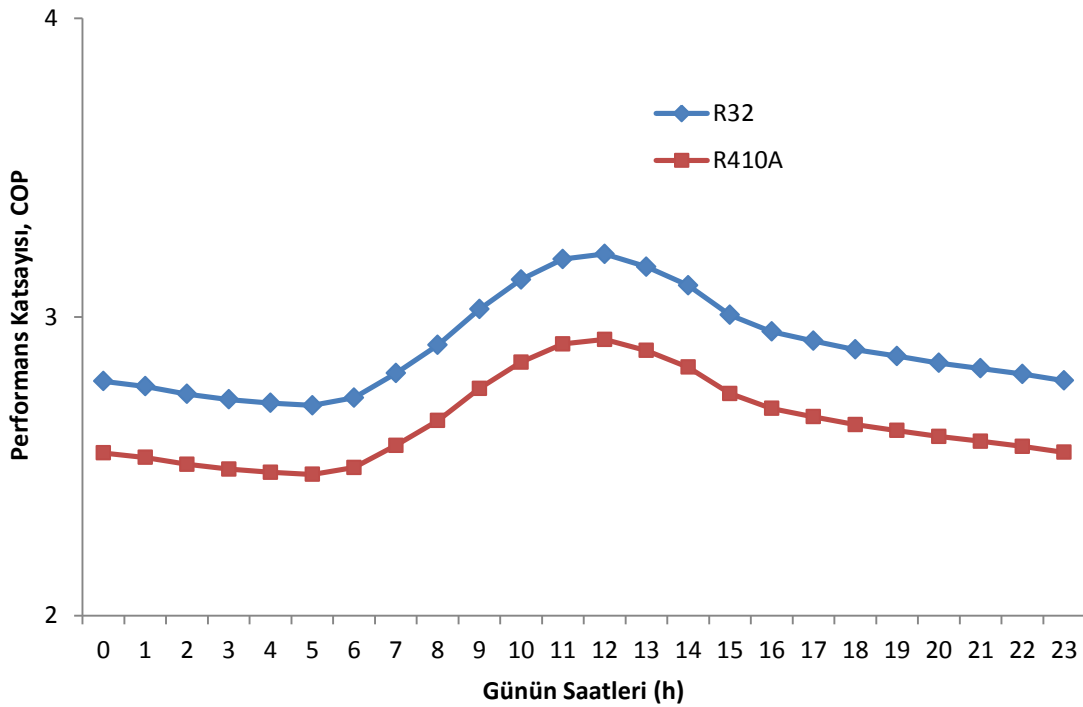
Tasarlanan sistem 2015 yılı sıcaklık verileri esas alınarak yapılan hesaplamalar göre, 5 ayda toplam 4529 kWh enerji harcamıştır.

4.4. R410A ve R32 Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması

Soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri, ısı pompasının performansı üzerinde ciddi bir etkiye sahiptir. Kullanılacak soğutucu akışkan seçiminde termodinamik özellikler kadar bulunabilirliği, fiyatı, sağlığa zararlı olup olmaması, çevre

kirlenmesi etkisi gibi diğer etmenleri de düşünmek gerekir. Son yıllarda daha çevreci olması sebebiyle R32 gazının kullanımı da önemli oranda artmıştır.

Araştırılan tez konusunda soğutucu akışkanın sistem performansına olan etkisini görmek için halihazırda kullanımı oldukça yaygın olan R410A ve kullanımı son zamanlarda artan R32 soğutucu akışkanları da karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.11. En fazla enerji tüketiminin gerçekleştiği Aralık ayını temsil eden 1 gündeki, R410A ve R32 soğutucu akışkanlarının, tasarlanan sistemin COP'si üzerine etkisi

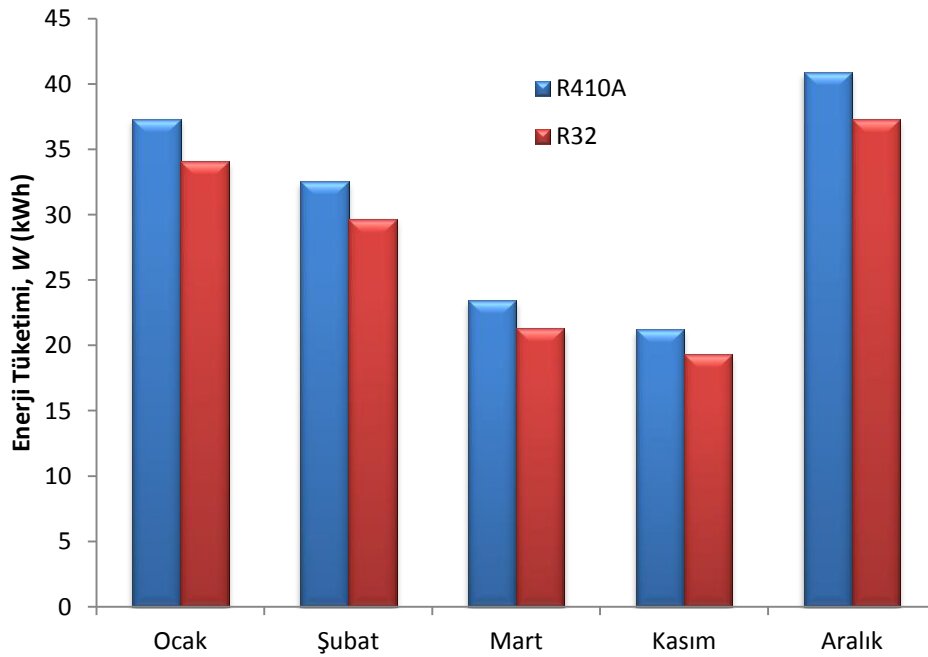
Şekil 4.11'deki grafik elde edilirken soğutucu akışkanların karşılaştırılmasının daha net yapılabilmesi için tüm ayları temsil eden ortak bir gün belirlenerek, gün içindeki sıcaklıkların saatlik değişimleri kullanılmıştır. Grafik incelendiğinde R32 soğutucu akışkanın, R410A soğutucu akışkanına göre daha yüksek COP değerlerine ulaştığı görülmektedir.

Çizelge 4.4. Konya ili ortalama bir gününün R410A ve R32 soğutucu akışkanlarının kullanılması durumunda sistemlerin harcadıkları enerji miktarları

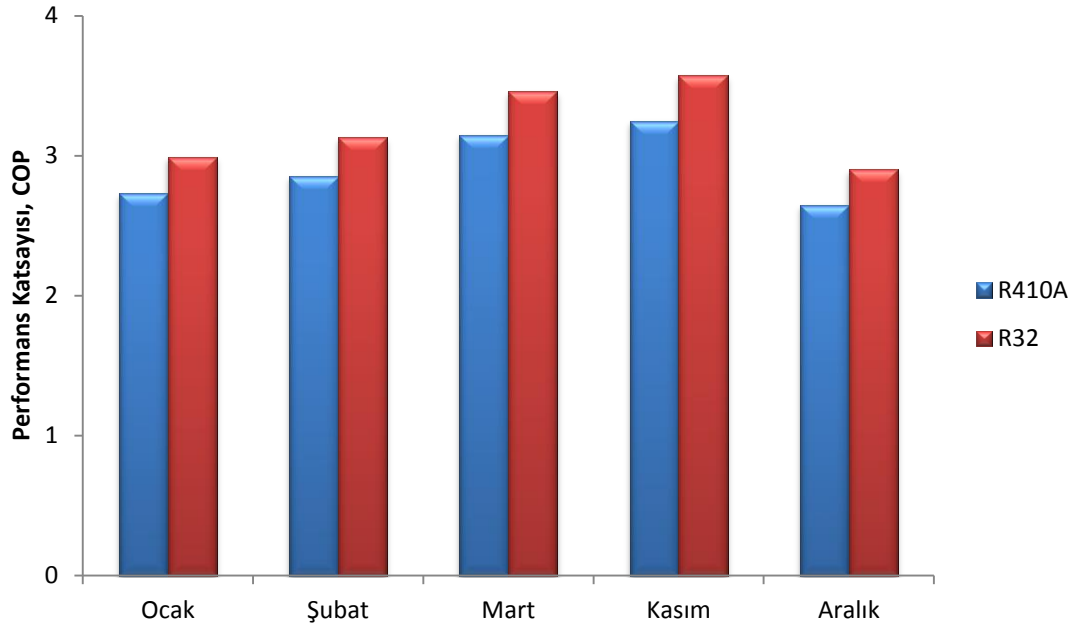
Aylar	Oda ısı kaybı (x1000 kcal/gün)	R410A Kullanılan	R32 Kullanılan
		Sistemin Enerji Tüketimi (kWh)	Sistemin Enerji Tüketimi (kWh)
Ocak	87,1	37,3	34,1
Şubat	79,3	32,6	29,7
Mart	62,4	23,4	21,3
Kasım	57,4	21,2	19,3
Aralık	92,4	40,9	37,3
Toplam	378,5	155,4	141,7

Çizelge 4.4. R410A ve R32 soğutucu akışkanların her ayın ortalama bir günü için, tüketilen enerjiyi göstermektedir. Şekil 4.12’de ise soğutucu akışkan cinsine göre tüketilen enerji miktarı grafik olarak sunulmuştur. R32 soğutucu akışkanı %9 oranında daha az enerji tüketmiştir.

Yapılan çalışmada tasarlanan sistem, R410A yerine R32 soğutucu akışkanı kullanıldığında, her ayı temsil eden 1 gün için toplam 5 günde 141,7 kWh enerji harcamıştır.



Şekil 4.12 Soğutucu akışkan cinsine göre, örnek odanın ayları temsil eden bir gündeki toplam enerji tüketimleri



Şekil 4.13 Soğutucu akışkan cinsine göre, örnek odanın ayları temsil eden bir gündeki, ortalama COP değerleri

Verilen grafik incelendiğinde, R410A soğutucu akışkan yerine R32 soğutucu akışkanın kullanılması sistemin COP değerini yükseltmiş, kompresörün enerji tüketimini azaltmıştır.

Bu çalışmada EES programında 2015 yılının ısıtılan ayları baz alınarak gerçekleştirilen hesaplamalar saatlik olarak yapılmıştır. Ayrıca her ayı temsil eden ortalama bir gün belirlenerek hesaplamalar tekrar edilmiştir. Ortalama günler ayların gün sayıları ile çarpılarak toplam enerji tüketimleri ikinci bir yolla bulunmuştur.

Çizelge 4.5. Konya ili ortalama bir gün ve tüm günler baz alınarak sistemin tükettiği toplam enerji miktarı

	R410A	R32
Ortalama Günler Dikkate Alındığında Toplam Enerji Tüketimi (kWh)	4699	4285
Saatlik Hesaplama Yapıldığında Toplam Enerji Tüketimi (kWh)	4529	4131
Fark (%)	0,04	0,04

Yapılan hesaplamalar sonucunda ortalama günlerin % 4 oranında bir hata payına sahip olduğu bulunmuştur.

Shao ve arkadaşları değişken hızlı kompresör kullanarak yaptıkları çalışmada COP değerinin daha iyi düzeylerde olduğu bir frekans değeri olduğunu söylemişlerdir (Shao ve ark., 2004). Kızılkın ise çalışmasında frekansın artmasının verimlerin düşmesine sebep olduğunu belirtmiştir (Kızılkın, 2008). Heo ve arkadaşları da benzer

şekilde, kompresör frekansını artırmanın ısıtma kapasitesini ve güç tüketimini artırdığını söylemektedirler (Heo ve ark., 2010). Joo ve arkadaşları ise kompresör hızının artmasının COP değerinin düşmesine sebep olduğunu söylemişlerdir. Chae ve Ren ise sabit hızlı ve invertörlü kompresör kullanılan bir hibrit sistem geliştirerek bu sistemin tek invertörlü sisteme göre performansının %15,04 oranında iyileştiğini söylemişlerdir (Chae ve Ren, 2016).

Ekren çalışmasında termostatik ve elektronik tip genişleme valfi kullanımının değişken hızlı sistemdeki performansını incelemiş ve bulanık mantık kontrolünün kullanıldığı değişken hızlı sistemde, açık kapalı kontrol edilen sabit hızlı sisteme göre %17,2 COP artışı sağlandığını söylemiştir (Ekren, 2009).

Bu tez kapsamında elde edilen sonuçlar incelendiğinde yukarıda bahsedilen literatürdeki çalışmalarla benzerlik göstermektedir. İvertörlü bir kompresöre sahip olan değişken hızlı ısı pompasının tükettiği enerji sıcaklığın yüksek olduğu saatlerde azalmıştır. Bunun en temel sebebi, ihtiyacın az olduğu durumlarda evaporatörde gerçekleşen buharlaşma sıcaklığının yükseltilerek sistem COP'sinin artırılması ve kompresörün frekansını düşürerek hızını ve tükettiği enerjiyi azaltmasıdır. Yapılan çalışmada ayları temsil eden ortalama günlerde, R410A kullanılması durumunda tasarlanan sistemdeki en yüksek COP değeri 3,8 iken . R32 kullanıldığında bu değer 4,2 olmuştur. En düşük COP değeri ise R410A soğutucu akışkan kullanımında 2,5; R32 kullanımında ise 2,7 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 0.6. 2015 yılı Konya ili dış hava sıcaklıklarına bağlı çalışan ısı pompasının R410A ve R32 soğutucu akışkanları için en yüksek ve en düşük COP değerleri

COP	R410A	R32	COP değişimi (%)
En Yüksek	3,8	4,2	0,10
En Düşük	2,5	2,7	0,08

R32'nin GWP değeri 677'dir. Düşük GWP değerinin yanında performansı tüm çalışma aralığı boyunca R410A'ya çok benzerdir (Mota-Babiloni ve ark., 2017). Xu ve arkadaşları yaptıkları çalışmada R32 kullanımını R410'ya göre daha avantajlı olduğunu görmüşlerdir. Bu avantajın kapasite ve COP değerleri açısından %10 ve %9 düzeylerinde olduğunu söylemişlerdir (Xu ve ark., 2013).

Bu çalışmada da daha çevreci olan R32 soğutucu akışkanının performansı, R410A soğutucu akışkanının performansına göre yüksek bulunmuştur. R32 soğutucu

akışkanı, R410A soğutucu akışkanına göre tükettikleri enerji bakımından %9 oranında daha avantajlıdır.



5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada Konya ilindeki örnek bir odayı ısıtmak için kullanılan değişken hızlı (invertörlü) bir kompresör ve elektronik genişleme valfine sahip ısı pompasının, teorik olarak performansı incelendi. Isı pompasının buharlaşma sıcaklığının, kompresör ve genişleme valfinin bir yazılım vasıtasıyla kontrol edilerek, dış havaya bağlı olarak değiştiği varsayıldı. Sistemin evaporatöründe gerçekleşen buharlaşma sıcaklığı, dış hava sıcaklığından 10 °C daha düşük seçildi. Ayrıca R410A yerine, R32 soğutucu akışkanı kullanılarak, tasarlanan sistem performansının nasıl değiştiği incelendi. Odanın ısı kaybı hesabında kullanılmak üzere ortalama bir ısı iletim katsayısı ve odanın toplam alanı belirlendi. Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden son 5 yılın sıcaklık verileri temin edildi. Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nün ısıtma gün dereceleri verilerinin ortalamasına en yakın yıl olan 2015 yılı, son 5 yılı (2013-2017) en iyi temsil eden yıl olduğundan, hesaplamalarda 2015 yılının verileri kullanıldı. Yine ısıtma gün dereceleri bilgilerine göre ısıtmaya ihtiyaç duyulan, Kasım, Aralık, Ocak, Şubat ve Mart aylarına ait ortalama bir günün saatlik sıcaklık değerleri her ay için ayrı ayrı hesaplandı. Hesaplanan bu verilerle tüm günlere ve ayları temsil eden ortalama bir güne ait odanın ısı kaybı saatlik olarak bulundu. Saatlik bazda bulunan ısı kaybını karşılamak için, evaporatör sıcaklığı dış havaya bağlı olarak değişen, değişken hızlı invertörlü bir kompresörü ve elektronik genişleme valfi olan bir ısı pompasının teorik hesaplamaları yapıldı. Teorik hesaplamalarda soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinin otomatik olarak EES programından kolaylıkla çekilebilmesinden dolayı EES programı kullanılarak sistemlerin simülasyon programları yazıldı.

Yazılan programda soğutucu akışkan girdisi R410A yerine R32 yazılarak hesaplamalar tekrar edildi. Elde edilen program çıktıları tablolara aktarıldı. Daha sonra tablo verileri grafiksel olarak sunularak ve karşılaştırılması yapıldı.

Çalışmada, Konya iline ait 2015 yılının sıcaklık verileri kullanılarak yapılan hesaplamalarda, aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

1. Soğutucu akışkan olarak R410A kullanılması durumunda, tasarlanan sistem, bir yılda yaklaşık olarak 4529 kWh enerji tüketmiştir. En fazla enerji tüketilen ay Aralık (1264 kWh), en az enerji tüketilen ay ise Kasım (623 kWh) ayıdır.

2. Soğutucu akışkan olarak R32 kullanılması durumunda ise, tasarlanan sistem, bir yılda yaklaşık olarak 4131 kWh enerji tüketmiştir. En fazla enerji tüketilen ay Aralık (1155 kWh), en az enerji tüketilen ay ise Kasım (567 kWh) ayıdır.
3. Sistem COP'sinin, R410A soğutucu akışkanı kullanıldığında, 2,5 ile 3,8 arasında değiştiği; R32 soğutucu akışkanı kullanıldığında ise 2,7 ile 4,2 arasında değiştiği hesaplanmıştır.
4. Soğutucu akışkan olarak R410A yerine R32 kullanıldığında, enerji tüketiminde %9'luk bir avantaj sağlanmıştır. COP değerlerindeki artış ise %8-%10 arasında değişmiştir.
5. R32 soğutucu akışkanının R410A soğutucu akışkanına göre avantajlı olması, termodinamik özelliklerinden kaynaklanmalıdır.
6. Hem R32, hem de R410A soğutucu akışkanı kullanılarak yapılarak hesaplamalar sonunda ortalama günlerin, tüm günleri yaklaşık olarak %4'lik bir hata payı ile temsil ettiği bulunmuştur.

5.2. Öneriler

Evaporatör sıcaklığını dış havaya göre kontrollü olarak değiştiren bir ısı pompasının kullanılması, dış hava sıcaklık değişimlerine optimum tepkiler vererek enerji tasarrufu sağlayacaktır. Enerji tasarrufu sağlanmasının en temel sebebi, ısıtma ihtiyacının azalması durumunda, evaporatörde gerçekleşen buharlaşma sıcaklığının yükseltilerek, kompresörün harcadığı enerjinin azaltılması ve sistem COP değerinin artmasıdır.

Enerji depolama açısından düşünülürse, sistemin COP değerinin yüksek ve enerji tüketiminin az olduğu zamanlarda enerjinin depolanıp; ihtiyacın arttığı zamanlarda depolanan enerjinin kullanılmasıyla daha verimli sistemler tasarlanabilir.

Isı pompası sistemlerinde, R410A'ya göre daha çevreci olan R32 soğutucu akışkanın alternatif olarak kullanılması, aynı zamanda enerji tüketimini azaltarak veriminde artmasını sağlamaktadır. Yeni üretilen ısı pompalarında R32 soğutucu akışkanın kullanılması, çevreci ve az enerji harcayan sistemlerin tasarlanmasını mümkün hale getirmektedir.

KAYNAKLAR

- Adhikari, R. S., Aste, N., Manfren, M., ve Marini, D. 2012, Energy savings through variable speed compressor heat pump systems, *Energy Procedia*, 14, 931–936, <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.12.887>
- Akarsu, A., 2008, Genleşme vanası karakteristiğinin soğutma sistemi performansına etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 2008, 1-67.
- Chae, K. J., ve Ren, X., 2016, Flexible and stable heat energy recovery from municipal wastewater treatment plants using a fixed-inverter hybrid heat pump system, *Applied Energy*, 179, 565–574. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.07.021>
- Chaturvedi, S. K., ve Abazeri, M., 1987, Transient simulation of a capacity-modulated, direct-expansion, solar-assisted heat pump, *Solar Energy*, 39(5), 421–428. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(87\)80060-9](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(87)80060-9)
- Chaturvedi, S. K., Chen, D. T., ve Kheireddine, A., 1998, Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump, *Energy Convers. Mgmt*, 39(3), 181–191.
- Contek., 2018, Salon tipi klima kataloğu, [Online], <http://www.contek.com.tr/upload/1414150251.pdf>, [Ziyaret Tarihi: 2 Haziran 2018]
- Durmaz, Ş., 2012, Isı pompası sistemleri, *TTMD*, 78, 28–36.
- Ekren, O., 2009, Bir soğutma grubunda kompresör hızının ve elektronik genleşme vanasının bulanık mantık algoritma ile kontrolü, Doktora Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 1-143.
- Ekren, O., ve Küçüka, S., 2010, İklimlendirme sistemlerinde elektronik genleşme vanasının kontrolü, *Mühendis ve Makina*, 51, 2–11.
- Ekren, O., Sahin, S., ve Isler, Y., 2010, Comparison of different controllers for variable speed compressor and electronic expansion valve, *International Journal of Refrigeration*, 33(6), 1161–1168. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.05.005>
- Flora, B. F., ve Figueiredo, J. R., 2010, Heat pump for heating water for domestic purposes using a varying speed compressor control, *IFAC Proceedings Volumes (IFAC-PapersOnline)*, 1(PART 1), 98–103.

- Gao, Z., 2010, The impact of thermostatic expansion valve heating on the performance of air-source heat pumps in heating mode, *Energy Conversion and Management*, 51(4), 732–739. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.10.030>
- Heo, J., Jeong, M. W., ve Kim, Y., 2010, Effects of flash tank vapor injection on the heating performance of an inverter-driven heat pump for cold regions, *International Journal of Refrigeration*, 33(4), 848–855. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.12.021>
- Hu, B., Li, Y., Wang, R. Z., Cao, F., ve Xing, Z., 2018, Real-time minimization of power consumption for air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system, *International Journal of Refrigeration*, 85, 395–408. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.016>
- Joo, Y., Kang, H., Ahn, J. H., Lee, M., ve Kim, Y., 2011, Performance characteristics of a simultaneous cooling and heating multi-heat pump at partial load conditions, *International Journal of Refrigeration*, 34(4), 893–901. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.12.025>
- Kızıllkan, Ö., 2008, Alternatif soğutucu akışkanlı değişken hızlı kompresörlü bir soğutma sisteminin teorik ve deneysel incelenmesi, Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 1-90.
- Kwon, O., Bae, K., ve Park, C., 2014, Cooling characteristics of ground source heat pump with heat exchange methods, *Renewable Energy*, 71, 651–657. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.06.026>
- Li, Y., Li, W., Liu, Z., Lu, J., Zeng, L., Yang, L., ve Xie, L., 2017, Theoretical and numerical study on performance of the air-source heat pump system in Tibet, *Renewable Energy*, 114, 489–501. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.07.036>
- Li, Y., Liu, M., ve Lau, J., 2015, Development of a variable speed compressor power model for single-stage packaged DX rooftop units, *Applied Thermal Engineering*, 78, 110–117. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.12.038>
- López-Belchí, A., ve Illán-Gómez, F., 2017, Evaluation of a condenser based on mini-channels technology working with R410A and R32. Experimental data and performance estimate, *Applied Energy*, 202, 112–124. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.122>
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Makhnatch, P., ve Molés, F., 2017, Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80(February), 1031–1042. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.216>
- Meteoroloji Genel Müdürlüğü, 2018, Isıtma ve soğutma gün dereceleri., [Online]

<https://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/gun-derece.aspx?g=merkez&m=42-00&y=2018&a=05>,
[Ziyaret Tarihi: 5 Mayıs 2018]

Murat, Ö., Budak, E., ve Güler, T., 2014, Direkt genişmeli klima santrallerinde soğutma çevrimi simülasyonu ve parametrelerin analizi, *TTMD*, 92, 7–15.

Potočnik, P., Vidrih, B., Kitanovski, A., ve Govekar, E., 2018, Analysis and optimization of thermal comfort in residential buildings by means of a weather-controlled air-to-water heat pump, *Building and Environment*, 140, 68–79. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2018.05.044>

Shao, S., Shi, W., Li, X., ve Chen, H., 2004, Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data, *International Journal of Refrigeration*, 27(8), 805–815. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.02.008>

Wang, D., Yu, B., Hu, J., Chen, L., Shi, J., ve Chen, J., 2018, Heating performance characteristics of CO₂ heat pump system for electrical vehicle in a cold climate. *International Journal of Refrigeration*, 85(800), 27–41. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.09.009>

Wang, R. Z., Jin, Z. Q., Zhai, X. Q., Jin, C. C., Luo, W. L., ve Eikevik, T. M., 2018, Investigation of annual energy performance of a VWV air source heat pump system. *International Journal of Refrigeration*, 85(800), 383–394. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.015>

Wu, J., Gagniere, E., Couenne, F., Hamroun, B., Latour, T., ve Jallut, C., 2015, A hybrid transient model for simulation of air-cooled refrigeration systems: Description and experimental validation, *International Journal of Refrigeration*, 53, 142–154. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.10.008>

Xu, X., Hwang, Y., ve Radermacher, R., 2013, Performance comparison of R410A and R32 in vapor injection cycles, *International Journal of Refrigeration*, 36(3), 892–903. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.12.010>

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., ve Yamankaradeniz, N., 2009, *Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları* (2nd ed.). Bursa: Dora Yayınları.

Yan, G., Jia, Q., ve Bai, T., 2016, Experimental investigation on vapor injection heat pump with a newly designed twin rotary variable speed compressor for cold regions, *International Journal of Refrigeration*, 62, 232–241. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.10.024>

Yılmaz, V., 2000, Toprak kaynaklı ısı pompasının klasik sistemlerle tekno-ekonomik karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 1-76.

EKLER

EK-1 Örnek oda da kullanılan ısı yalıtım detayları

Odadaki Yapı Elemanları		Yapı Elemanı Kalınlığı d(m)	Isıl İletkenlik Hesap Değeri (W/mK) λ	Isıl İletkenlik Direnci R (m ² K/W)	Isı Geçirgenlik Katsayısı k (W/m ² K)	Isı Kaybedilen Yüzey A (m ²)	Isı Kaybı AxU (W/K)
DUVAR:Dış Havaya Açık Dış Duvar	1/ α_i Yüzeysel Isıl İletim Katsayısı (İç)			0,1300			
	4.1 Kireç harcı,kireç-çimento harcı	0,02	1	0,0200			
	7.1.5.4 Yatay delikli tuğlalarla yapılan duvarlar	0,19	0,42	0,4524			
	10.3.2.1.2 Ekstrüdepolistren köpüğü - TS 11	0,07	0,035	2,0000			
	4.2 Çimento harcı	0,02	1,6	0,0125			
	1/ α_e Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0,0400			
TOPLAM				2,655	0,377	87,92	33,12
DUVAR:Dış Havaya Açık Kolon Giriş	1/ α_i Yüzeysel Isıl İletim Katsayısı (İç)			0,1300			
	4.1 Kireç harcı,kireç-çimento harcı	0,02	1	0,0200			
	5.1.1 Donatılı	0,3	2,5	0,1200			
	10.3.2.1.2 Ekstrüdepolistren köpüğü - TS 11	0,07	0,035	2,0000			
	4.2 Çimento harcı	0,02	1,6	0,0125			
	1/ α_e Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0,0400			
TOPLAM				2,323	0,431	13,08	5,63
TAVAN:Çatılı Kullanılmaya Çatı	1/ α_i Yüzeysel Isıl İletim Katsayısı (İç)			0,1300			
	4.1 Kireç harcı,kireç-çimento harcı	0,02	1	0,0200			
	5.1.1 Donatılı	0,12	2,5	0,0480			
	10.5.2 Mineral ve bitkisel lifli ısı yalıtım malz	0,14	0,04	3,5000			
	1/ α_e Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0,0800			
TOPLAM		0,8 x A x U		3,778	0,265	112,56	23,83
TABAN:Toprak Temaslı Toprak Temaslı Taban	1/ α_i Yüzeysel Isıl İletim Katsayısı (İç)			0,1700			
	3.1 Kum,çakıl,kırma taş (mıcır)	0,05	0,7	0,0714			
	5.1.2 Donatısız	0,3	1,65	0,1818			
	9.2.2.1.5 Polimer bitümlü su yalıtım örtüleri	0,01	0,19	0,0526			
	10.5.2 Mineral ve bitkisel lifli ısı yalıtım malze	0,07	0,04	1,7500			
	5.1.1 Donatılı	0,2	2,5	0,0800			
1/ α_e Yüzeysel ısı iletim katsayısı (dış)			0,0000				
TOPLAM		0,5 x A x U		2,306	0,434	112,56	24,41
Dış Pencere1					3	28	84
Dış Kapı1					4	1,8	7,2

EK-2 $k_{ort.}$ değeri hesap tablosu

Yüzey Cinsi	k Değeri($W/m^2.K$)	k Değeri($kcal/m^2.^{\circ}C.h$)	Alan (m^2)	Alan x k
Taban	0,44	0,37	113	42,0
Pencere	3,00	2,58	28,0	72,2
Dış Duvar	0,38	0,33	87,9	28,5
Kapı	4,00	3,44	1,80	6,19
Çatı	0,27	0,23	113	25,6
Kolon-Kiriş	0,43	0,37	13,1	4,85
		Toplam	356	179

EK-4 Isı pompası kapasite optimizasyonu için yazılan EES programı

```

$stabstops 0.5 cm
$unitsystem si mass c kpa kj deg
$If ParametricTable='10 Derece Fark'
Function W_KOMP(T_dis;T_ıç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)
If (T <=1) THEN
W_KOMP=((m_dot *(h_2-h_1))*t)/3600
ELSE
W_KOMP=(m_dot*(h_2-h_1))/3600
ENDIF
END
Function M_DOT(T_dis;T_ıç;T_e;Q_kW;Q_kJ;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t;Q_ısıpompası)
If (Q_ısıpompası <Q_kJ) THEN
M_dot=Q_ısıpompası/((h_2-h_1)*COP_IP)
ELSE
M_DOT=(Q_kJ+0,01)/((h_2-h_1)*COP_IP)
ENDIF
END
Function ELEC.HEATER(T_dis;T_ıç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)
If (t <=1) THEN
ELEC.HEATER=0
ELSE
ELEC.HEATER=Q_kW-(((m_dot *(h_2-h_1))/3600)*COP_IP)
ENDIF
END
Function Q_KCAL(T_dis;k;A;DeltaT)
If (T_dis>=22) THEN
Q_KCAL=0
ELSE
Q_KCAL=k*A*DeltaT
ENDIF
END
Function T (T_dis;Q_kJ;Q_dot)
If (T_dis>=15) THEN
T =0
ELSE
T =Q_kJ/Q_dot
ENDIF
END
T_e=T_dis-10
$EndIf
$IfNot ParametricTable
Function W_KOMP(T_dis;T_ıç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)
If (T <=1) THEN
W_KOMP=((m_dot *(h_2-h_1))*t)/3600
ELSE
W_KOMP=(m_dot*(h_2-h_1))/3600
ENDIF
END
Function M_DOT(T_dis;T_ıç;T_e;Q_kW;Q_kJ;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t;Q_ısıpompası)
If (Q_ısıpompası <Q_kJ) THEN
M_dot=Q_ısıpompası/((h_2-h_1)*COP_IP)
ELSE
M_DOT=(Q_kJ+0,01)/((h_2-h_1)*COP_IP)
ENDIF
END
Function ELEC.HEATER(T_dis;T_ıç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)

```

```

If (t <=1) THEN
ELEC.HEATER=0
ELSE
ELEC.HEATER=Q_kW-(((m_dot *(h_2-h_1))/3600)*COP_IP)
ENDIF
END
Function Q_KCAL(T_dis;k;A;DeltaT)
If (T_dış>=22) THEN
Q_KCAL=0
ELSE
Q_KCAL=k*A*DeltaT
ENDIF
END
Function T_DEGISKEN(T_dis;Q_kJ;Q_dot)
If (T_dış>=15) THEN
T =0
ELSE
T =Q_kJ/Q_dot
ENDIF
END
T_evaporasyon=TEMPERATURE(R410A;p=450;x=1)
T_e=T_evaporasyon
h=1
$EndIf
"ISI POMPALARININ KAPASİTELERİ"
Q_ısıpompa=48000*1,055 [kJ/h]
"Soğutucu akışkan olarak SA$ gazı kullanılmıştır."
SA$='R410A'
"Binanın ısı iletim katsayısı tespiti"
k=0,504 [kcal/m^2*C*h]
"Binanın Toplam Alanı"
A=353,8 [m^2]
"Dış Hava Sıcaklığının Tespiti"
{h=1}
T_dış=LOOKUP('Konya'; h; 'Sıcaklık')
Saat$=LOOKUP$('Konya'; h; 'Saat')
Gün$=LOOKUP$('Konya'; h; 'Gün')
Ay$=LOOKUP$('Konya'; h; 'Ay')
"İç Hava Sıcaklığı Tespiti" "İç sıcaklık olarak konfor sıcaklığı 22 C olarak düşünülmüştür."
T_iç=22 [C]
"Fark Sıcaklığı Tespiti"
DeltaT=T_iç-T_dış
"Binanın Isı Kazancı"
Q_kcal=Q_KCAL(T_dis;k;A;DeltaT)
Q_kW=Q_kcal/859,85 [kWh]
Q_kJ=Q_kcal*4,1858 [kJ/h]
"Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Sıcaklıklarının Tespiti"
T_kondenser=TEMPERATURE(R410A;p=3500;x=1)
T_k=T_kondenser
"1 noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
T_1=T_e
x_1=1
P_1=PRESSURE(SA$; T=T_e; x=x_1)
h_1=ENTHALPY(SA$; T=T_e; x=x_1)
s_1=ENTROPY(SA$; T=T_e; x=x_1)
"3 noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
T_3=T_k
x_3=0
P_3=PRESSURE(SA$; T=T_3; x=x_3)
h_3=ENTHALPY(SA$; T=T_3; x=x_3)

```

```

s_3=ENTROPY(SA$; T=T_3; x=x_3)
"2s noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
s_2s=s_1
P_2s=P_3
T_2s=TEMPERATURE(SA$; P=P_2s; s=s_2s)
h_2s=ENTHALPY(SA$; P=P_2s; s=s_2s)
"4 noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
T_4=T_e
h_4=h_3
P_4=PRESSURE(SA$; T=T_4; h=h_4)
s_4=ENTROPY(SA$; T=T_4; h=h_4)
"Kompresör İç verimi"
Nu_komp.=1-0,05*(P_3/P_1)
"2 noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
h_2=h_1+((h_2s-h_1)/Nu_komp.)
P_2=P_2s
"Isı Pompasının Isıtma Etkinlik Katsayısı"
COP_IP=(h_2-h_3)/(h_2-h_1)
"Debilerin hesabı"
m_dot = M_DOT(T_dis;T_iç;T_e;Q_kW;Q_kJ;COP_IP;h_2;h_1;t;Q_ısıpompa)
Q_dot=m_dot*(h_2-h_3)
"Sürelerin Hesabı"
t = T (T_dis;Q_kJ;Q_dot)
"Kompresör Gücü"
"Yukarıdaki fonksiyon çalıştırılarak kompresör gücü hesaplanır."
W_komp= W_KOMP(T_dis;T_iç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)
"Elektrikli ısıtıcı hesabı"
Elec.Heater= ELEC.HEATER(T_dis;T_iç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)
"Fiyatın Tespiti"
TL=W_komp*0,2134 + Elec.Heater*0,2134 [(kW)*(TL/kW*h)]

```

EK-5 Isı pompası sisteminin simülasyonunun yapılması için yazılan EES programı

```

$stabstops 0.5 cm
$unitsystem si mass c kpa kj deg
$If ParametricTable='10 Derece Fark'
Function W_KOMP(T_dis;T_ıç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)
If (T_dis<=-7) or (T_dis>15) THEN
W_KOMP=0
ELSE
W_KOMP=((m_dot*(h_2-h_1))*t)/3600
ENDIF
END
T_e=T_dis-10 [C]
$EndIf
$If ParametricTable='Diagramlar'
Function W_KOMP(T_dis;T_ıç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)
If (T_dis<=-7) or (T_dis>15) THEN
W_KOMP=0
ELSE
W_KOMP=((m_dot *(h_2-h_1))*t)/3600
ENDIF
END
h=16
$EndIf
$IfNot ParametricTable
Function W_KOMP(T_dis;T_ıç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)
If (T_dis<=-7) or (T_dis>15) THEN
W_KOMP=0
ELSE
W_KOMP=((m_dot *(h_2-h_1))*t)/3600
ENDIF
END
T_evaporasyon=TEMPERATURE(R410A;p=500;x=1)
T_e=T_evaporasyon
h=1
$EndIf
"ISI POMPALARININ KAPASİTELERİ"
Q_ısıpompası=18000*1,055 [kJ/h]
"Soğutucu akışkan olarak SA$ gazı kullanılmıştır."
SA$='R410A'
"Binanın ısı iletim katsayısı tespiti"
k=0,504 [kcal/m^2*C*h]
"Binanın Toplam Alanı"
A=353,8 [m^2]
"Dış Hava Sıcaklığının Tespiti"
{h=1}
T_dis=LOOKUP('Konya'; h; 'Sicaklik')
Saat$=LOOKUP$('Konya'; h; 'Saat')
Ay$=LOOKUP$('Konya'; h; 'Ay')
"İç Hava Sıcaklığı Tespiti" "İç sıcaklık olarak konfor sıcaklığı 22 C olarak düşünülmüştür."
T_ıç=22 [C]
"Fark Sıcaklığı Tespiti"
DeltaT=T_ıç-T_dis
"Binanın Isı Kazancı"
Q_kcal=k*A*DeltaT
Q_kW=Q_kcal/859,85 [kWh]
Q_kJ=Q_kcal*4,1858 [kJ/h]
"Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Sıcaklıklarının Tespiti"
T_kondenser=TEMPERATURE(SA$;p=3500;x=1)
T_k=T_kondenser

```

```

"1 noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
T_1=T_e
x_1=1
P_1=PRESSURE(SA$; T=T_e; x=x_1)
h_1=ENTHALPY(SA$; T=T_e; x=x_1)
s_1=ENTROPY(SA$; T=T_e; x=x_1)
"3 noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
T_3=T_k
x_3=0
P_3=PRESSURE(SA$; T=T_3; x=x_3)
h_3=ENTHALPY(SA$; T=T_3; x=x_3)
s_3=ENTROPY(SA$; T=T_3; x=x_3)
"2s noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
s_2s=s_1
P_2s=P_3
T_2s=TEMPERATURE(SA$; P=P_2s; s=s_2s)
h_2s=ENTHALPY(SA$; P=P_2s; s=s_2s)
"4 noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
T_4=T_e
h_4=h_3
P_4=PRESSURE(SA$; T=T_4; h=h_4)
s_4=ENTROPY(SA$; T=T_4; h=h_4)
"Kompresör İç verimi"
Nu_komp.=1-0,05*(P_3/P_1)
"2 noktasındaki SA$ gazının termodinamik özellikleri"
h_2=h_1+((h_2s-h_1)/Nu_komp.)
P_2=P_2s
"Isı Pompasının Isıtma Etkinlik Katsayısı"
COP_IP=(h_2-h_3)/(h_2-h_1)
"Debilerin hesabı"
m_dot =Q_kJ/((h_2-h_1)*COP_IP)
Q_dot =m_dot *(h_2-h_3)
"Sürelerin Hesabı"
t =Q_kJ/Q_dot

"Kompresör Gücü"
"Yukarıdaki fonksiyon çalıştırılarak kompresör gücü hesaplanır."
W_komp= W_KOMP(T_dis;T_iç;T_e;Q_kW;COP_IP;m_dot;h_2;h_1;t)
"Fiyatın Tespiti"
TL=W_komp*0,2134 [(kW)*(TL/kW*h)]

```

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Resul ÜNAL
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : KONYA – 25.12.1986
Telefon : 0544 458 42 41
e-mail : resul42unal@gmail.com

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Selçuklu Anadolu Lisesi / Selçuklu / Konya	2005
Üniversite	: Selçuk Üniversitesi / Selçuklu / Konya	2012
Yüksek Lisans	: Necmettin Erbakan Üniversitesi / Meram / Konya	-----
Doktora	:	

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2016-Halen	Kilis 7 Aralık Üniversitesi	Öğretim Görevlisi
2015-2016	Ulusoy Mühendislik	Makine Mühendisi
2013-2015	Dimer Mekanik Tesisat San. ve Tic. Ltd. Şti.	Makine Mühendisi
2013-2013	Keleş Vinç	Makine Mühendisi

YAYINLAR

A. Uluslararası Bildiriler:

Ünal, R., Samancı A., “Değişken Kondenser Sıcaklığına Sahip Bir Klimanın Karşılaştırmalı Performans Analizi”, First Mediterranean Natural Sciences and Engineering Congress (MENSEC 2017), p. 121, 19-22 October, University of Donja Gorica, Podgorica, Montenegro, 2017.

Ünal, R., Samancı A., “Değişken Evaporatör Sıcaklığına Sahip Bir Isı Pompasının Performans Analizi”, IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan, Trakya Üniversitesi, Edirne, 2018.