T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SİSTEM PARAMETRELERİNİN HİDROKARBON SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPALI SİSTEMİN YOĞUŞMA PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİ

SAMET HOCAOĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI

DANIŞMAN
PROF. DR. DERYA BURCU ÖZKAN

İSTANBUL, 2018

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SİSTEM PARAMETRELERİNİN HİDROKARBON SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPALI SİSTEMİN YOĞUŞMA PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİ

Samet HOCAOĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması 05.11.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Derya Burcu Özkan

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu Özkan

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Galip Temir

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN

Marmara Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Yüksek lisans hayatım boyunca bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman eksik etmeyip, her zaman destek olan çok sevgili ve değerli hocam Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN' a yüksek lisans tez çalışmama katmış olduğu değerlerden ve göstermiş olduğu yoğum ilgiden dolayı sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam boyunca gerekli laboratuvar altyapısını ve her türlü olanaklarını sunarak destek olan, Arçelik A.Ş. Ar-Ge Direktörü Sayın Nihat BAYIZ' a, Mekanik Teknolojiler Yöneticisi Sayın Emre OĞUZ' a, Sistem ve Süreç Geliştirme Yöneticisi Sayın Levent AKDAĞ' a, Termodinamik & Sistem Bazlı Analiz Yöneticiliği Yöneticisi Sayın Tolga Nurettin AYNUR' a, Akışkanlar Dinamiği Teknolojileri Aile Lideri Sayın Vasi Kadir ERTİŞ' e, Gıda & Pişirme Teknolojileri Aile Lideri Sayın Haluk KARATAŞ' a ve Temizleme Teknolojileri Aile Lideri Sayın Önder BALİOĞLU' na teşekkürü borç bilirim.

Yüksek lisans çalışmalarım boyunca her konuda bana destek olan, tez çalışmalarımı en iyi şekilde yapmam için her türlü bilgi birikimi ve imkanları sağlayıp tezin her aşamasında yanımda olan Sayın Mutlu İPEK' e tüm içtenliğimle minnet ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmalarımda çok değerleri yardımları olan Sayın Salih GÖK, Sayın İlhan BALIKÇI, Sayın Tayfun ATSIZ ve Sayın Faruk KOCABIYIK' a teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans dönemimde, proje mühendisi olarak başladığım günden bu yana değerli desteklerini esirgemeyen Sayın Gökhan SIR, Sayın Mustafa ÖNAL, Sayın Beyza ALKAN, Sayın Emre SAĞLICAN ve Sayın Ömer ALP ATİCİ başta olmak üzere ARÇELİK A.Ş. Ar-Ge Termodinamik & Sistem Bazlı Analiz Yöneticiliği, Ar-Ge Akışkanlar Dinamiği Ailesi ve Ar-Ge Gıda&Pişirme Ailesindeki tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Hayatımda her zaman yanımda olan çok değerli dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak hayatta her anımda desteklerini hiç esirgemeyerek sürekli yanımda duran, beni her şeyi yapabileceğime inandıran, varlıklarıyla güç kazandıran ailemin her bir üyesine ve her an, her saniye yanımda olan, desteğini her zaman hissettiğim, tanıdığım en özel insan Sayın Melda HACIOĞLU' na tüm içtenliğimle minnet, teşekkürlerimi ve sevgilerimi sunuyorum.

Kasım 2018

Samet HOCAOĞLU

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vi

KISALTMA LİSTESİ vii

ŞEKİL LİSTESİ viii

ÇİZELGE LİSTESİ x

ÖZET xi

ABSTRACT xiii

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 3
1.3 Hipotez 3

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 4

BÖLÜM 3

F-GAZ YÖNETMELİĞİ 29

3.1 F-Gaz Yönetmeliğinde Bilinmesi Gereken Kavramlar 29
3.1.1 Ozon Tüketme Potansiyeli 29
3.1.2 Küresel Isınma Potansyeli 30
3.2 F-Gazlar Nelerdir? 30
3.3 Neden HFC? 31
3.4 Yeni F-Gaz Yönetmeliği ve AB Hedefleri 32
3.5 2006 ve 2014 F-Gaz Yönetmelikleri Arasındaki Farklar 32
3.6 HFCs Kademeli Azaltma Takvimi 32

BÖLÜM 4

NEM ALMA İŞLEMİNİN İNCELENMESİ 34

4.1 Isı Pompası Sistemi 34
4.1.1 Isı Pompası Sistem Elemanları 36
4.2 Nemli Havanın Termodinamiği 38
4.2.1 Psikrometri 38
4.2.2 Nem Kavramı 39
4.2.3 Soğutma ile Nem Alma İşlemi 40

BÖLÜM 5

TEORİK ANALİZ ÇALIŞMALARI 42

5.1 R290 Soğutucu Akışkanının Özellikleri 42
5.2 Isı Pompalı Nem Alma Cihazı Çalışma Prensibi 44
5.3 Teorik Performans Analizi 45
5.3.1 Soğutkan Tarafı Isı Pompalı Sistem Hesaplamaları 47
5.3.2 Hava Tarafı Isı Pompalı Sistem Hesaplamaları 48

BÖLÜM 6

DENEYSEL ÇALIŞMALAR 50

6.1 Deney Düzeneğinin Oluşturulması 50
6.2 Belirsizlik Analizi 58
6.3 Normalize Edilerek Boyutsuzlaştırma 59
6.4 Deney Seti Oluşturulması 60
6.4.1 Parametrelerin Belirlenmesi 60
6.4.2 Deney Planı Belirlenmesi 61
6.5 Nem Alma Makinelerinde Verim İfadeleri 62
6.6 Deneysel Sonuçlar 63
6.6.1 Kılcal Boru Uzunluğu İçin Deneysel Çalışma Sonuçları 65
6.6.2 Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı İçin Deneysel Çalışma Sonuçları 67
6.6.3 Buharlaştırıcı Boru Sayısı İçin Deneysel Çalışma Sonuçları 70
6.6.4 Hava Debisi İçin Deneysel Çalışma Sonuçları 73
6.7 Teorik Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması 75

BÖLÜM 7

DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ 77

BÖLÜM 8

SONUÇLAR ve ÖNERİLER 87

KAYNAKLAR 91

ÖZGEÇMİŞ 94

SİMGE LİSTESİ

α	Kuru hava
b	Buharlaştırıcı
CO_2	Karbondioksit
C_p	Isıl kapasite
ç	Çıkan
d	Doymuş buhar
g	Giren
h	Entalpi
h_f	Doymuş sıvı entalpisi
h_{fg}	Buharlaşma entalpisi
m	kütle miktarı
$\dot{m}$	Kütlesel debi
$\dot{m_v}$	Yoğuşma hızı
$\dot{m_{v,s}}$	Yükten buharlaşma debisi
η_s	İzantropik verim
P	Basınç
ρ	Yoğunluk
Q	Kapasite
$\dot{Q}_k$	Kayıp ısı
$\dot{Q}_{b,R290}$	Soğutkan tarafı buharlaştırıcı kapasitesi
$\dot{Q}_{b,h}$	Hava tarafı buharlaştırıcı kapasitesi
$\dot{Q}_{y,R290}$	Soğutkan tarafı yoğuşturucu kapasitesi
$\dot{Q}_{y,h}$	Hava tarafı yoğuşturucu kapasitesi
r	Soğutucu akışkan
R	Gaz sabiti
T	Sıcaklık
v	Su buharı
V	Hacim
ϑ	Özgül hacim
$\dot{V}$	Hacimsel debi
ω	Özgül nem
$\dot{W}_{komp}$	Kompresör gücü
x	Debi hesap katsayısı
y	Yoğuşturucu
ϕ	Bağıl nem

KISALTMA LİSTESİ

AB	Avrupa Birliği
ASHRAE	Amerikan ısıtma soğutma ve iklimlendirme mühendisleri derneği
COP	Performans katsayısı
CFC	Kloroflorokarbon
DOE	Design of Experiments
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli
HFO	Hidrofloroolefin
HC	Hidrokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
HCFC	Hidroklorofloro karbon
Hz	Hertz
ISO	Uluslarası standartlar teşkilati
K	Kelvin
kg	Kilogram
kW	Kilowatt
ODP	Ozon Tüketme Potansiyeli
POE	Polialkalinglikol
rpm	Devir sayısı
SCOP	Sezonluk performans katsayısı
TEWI	Toplam eşdeğer ısınma etkisi

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 Deney düzeneği [7] 6
Şekil 2.2 Kompresör giriş gücü [7] 6
Şekil 2.3 Soğutucu akışkan akış devresi [8] 8
Şekil 2.4 Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre kütlesel debi değişimleri [8] 9
Şekil 2.5 Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre kompresörde tüketilen güç değişimleri [8] 9
Şekil 2.6 Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre soğutma kapasitesi değişimi [8] . 11
Şekil 2.7 Su kaynaklı evsel ısı pompalı yıkayıcı [9] 12
Şekil 2.8 Soğutucu akışkan tiplerinin farklı kompresör strok hacimlerinde enerji tüketimi [9] 13
Şekil 2.9 Üç hane türüne göre farklı soğutucu akışkanların yıllık enerji tüketimlerinin karşılaştırılması [9] 13
Şekil 2.10 Üç Farklı bölgede yılda 280 yıkamada toplam küresel ısınma etkisinin farklı soğutucu akışkanlardaki durumu [9] 14
Şekil 2.11 Isı pompası sistemi [10] 15
Şekil 2.12 Radyatör ısıtmada dış ortam sıcaklıklarına göre soğutucu akışkanların COP değişimi [10] 16
Şekil 2.13 Radyatör ve yerden ısıtma için ısıtma sezonu üzerinden SCOP değerleri [10] 17
Şekil 2.14 Radyatör ısıtmada TEWI – doğrudan ve dolaylı etki [10] 18
Şekil 2.15 Deney düzeneği şematik diyagramı [11] 19
Şekil 2.16 55 °C Yoğuşma sıcaklığında soğutma kapasitesi değişimleri [11] 20
Şekil 2.17 55 °C Yoğuşma sıcaklığında kompresör giriş gücü değişimleri [11] 21
Şekil 2.18 55 °C Yoğuşma sıcaklığında soğutma COP'si değişimleri [11] 21
Şekil 2.19 Buzdolabı deney düzeneği [12] 23
Şekil 2.20 Sıcaklık ölçüm noktaları şematik gösterimi [12] 23
Şekil 2.21 Hacimsel kapasite değişimi [13] Şekil 2.22 Debi değişimi [13] 25
Şekil 2.23 Soğutucu akışkanların hacimsel kapasite karşılaştırması [15] 27
Şekil 2.24 Farklı tasarım seçeneklerinde farklı soğutkanlar için ısı pompası çalışma süresi [15] 27
Şekil 2.25 Farklı tasarım seçeneklerinde farklı soğutucular için yoğuşturucu ve buharlaştırıcı içerisinde toplam şarj miktarı [15] 28
Şekil 3.1 HFC Kademeli Azaltma Takvimi [22] 33
Şekil 4.1 Soğutma makinesi (solda) ve Isı pompası (sağda) [23] 35

Şekil 4.2 Soğutma ile nem alma işlemi [23] 41
Şekil 5.1 Isı pompası sisteminde proses hava çevrimi ve soğutucu akışkan çevrimi 44
Şekil 5.2 R290 buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi 46
Şekil 5.3 Proses havasının nem alma işlemi süresince geçirmiş olduğu işlemler 47
Şekil 6.1 Isı pompalı nem alıcı için oluşturulan deney düzeneği..... 51
Şekil 6.2 Kanatlı borulu buharlaştırıcı 51
Şekil 6.3 Kanatlı borulu yoğuşturucu 52
Şekil 6.4 Kurutucu filtre ve kılcal borular..... 53
Şekil 6.5 Kompresör ve akü (kompresörün sağ tarafında) 53
Şekil 6.6 DC güç kaynağı..... 54
Şekil 6.7 Güç analizörü..... 54
Şekil 6.8 Veri toplama sistemi..... 57
Şekil 6.9 Nem sensörleri için kullanılan elektronik kart..... 57
Şekil 6.10 Minitab üzerinden faktöriyel tasarım oluşturmanın seçilmesi 61
Şekil 6.11 Minitab deney planı belirlenmesi..... 61
Şekil 6.12 Minitab faktör ve düzeylerin belirlenmesi 62
Şekil 6.13 Deney süresince yoğuşma hızının zamana bağlı değişimi..... 64
Şekil 6.14 75 cm ve 100 cm kılcal boru uzunluğunda yoğuşma hızı değişimi..... 65
Şekil 6.15 75 cm ve 100 cm kılcal boru uzunluğunda yoğuşma performansı..... 66
Şekil 6.16 75 cm ve 100 cm kılcal boru uzunlukları için soğutma çevrimleri..... 66
Şekil 6.17 150 gram ve 110 gram soğutucu akışkan miktarında yoğuşma hızı değişimi 68
Şekil 6.18 150 gram ve 110 gram soğutucu akışkan miktarında görülen yoğuşma performansı 69
Şekil 6.19 150 gram ve 110 soğutucu akışkan için soğutma çevrimleri..... 69
Şekil 6.20 Ω-borulu ve 1,25Ω-borulu buharlaştırıcının yoğuşma hızı değişimi..... 71
Şekil 6.21 Ω-borulu ve 1,25Ω-borulu buharlaştırıcının yoğuşma performansı..... 71
Şekil 6.22 Ω-borulu ve 1,25Ω-borulu buharlaştırıcı için ısı pompası soğutma çevrimi... 72
Şekil 6.25 α (lt/s) ve 1,4α (lt/s) debisinde yoğuşma hızı değişimi..... 73
Şekil 6.26 α (lt/s) ve 1,4α (lt/s) hava debilerinde yoğuşma performansı değişimi..... 74
Şekil 6.27 α (lt/s) ve 1,4α (lt/s) hava debisi çin ısı pompası soğutma çevrimi..... 74
Şekil 7.1 İstatiksel analiz yöntemi seçimi..... 78
Şekil 7.2 Regresyon modeli oluşturulması ve kısıtların belirlenmesi..... 79
Şekil 7.3 Model varsayımında açıklanabilirlik..... 80
Şekil 7.5 İncelenen parametrelerin tekil değişimlernin yoğuşma performansına etkisi 82
Şekil 7.6 İncelenen parametrelerin çiftli etkileşimlerinin yoğuşma performansına etkisi 83
Şekil 7.7 Deneysel parametrelerin tüm etkileşimlerinin yoğuşma performansı üzerine etkisinin dağılımı..... 84
Şekil 7.8 Yoğuşma performansı üzerinde etkili olan parametrelerin çoklu etkileşimleri85
Şekil 7.9 En uygun sistem tasarımı parametrik kombinasyonu..... 85
Şekil 8.1 Yoğuşma performansı deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması 87
Şekil 8.2 Yoğuşma verimi deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması..... 88

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 Deneysel aktivite için seçilmiş akışkanlar [7] 5
Çizelge 2.2 Başlıca termodinamik, güvenlik ve çevresel etki özellikleri (ASHREA, 2013, 2015) [8] 7
Çizelge 2.3 Kıyaslanan soğutucu akışkan özellikleri [15] 26
Çizelge 2.4 Parametrik analizde kullanılan simülasyon durumları [15] 26
Çizelge 5.1 R290 soğutucu akışkanı çevresel özellikleri 42
Çizelge 5.2 R290 soğutucu akışkan özellikler [33] 43
Çizelge 5.3 MiniTab Debi Hesaplama Katsayıları [31] 46
Çizelge 6.1 Hava ve soğutucu akışkan hattı için termokupl listesi 55
Çizelge 6.2 Nem sensörlerinin konum listesi 58
Çizelge 6.3 Ölçüm cihazları belirsizlik değerleri 59
Çizelge 6.4 Ölçü aletleri hassasiyetleri ve deney ortam koşulları 63
Çizelge 6.5 Farklı parametreler için elde edilen COP değerleri 67
Çizelge 6.6 Yoğuşma performansının deneysel ve teorik karşılaştırılması 75
Çizelge 6.7 Yoğuşma veriminin deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması 76

ÖZET

SİSTEM PARAMETRELERİNİN HİDROKARBON SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPALI SİSTEMİN YOĞUŞMA PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİ

Samet HOCAOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Son yıllarda küresel ısınma kritik seviyelere ulaştığı için bazı soğutucu akışkanların kullanımı sınırlandırılmıştır. Avrupa Birliği F-Gaz Yönetmeliği ile küresel ısınma potansiyeli (GWP) 150' den büyük olan soğutkanların kullanımlarına ilişkin kota getirilmiştir. Kullanımı sınırlandırılan soğutkanlardan hidroflorokarbonlar (HFC) ısı pompalı sistemlerde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu soğutkanların çevresel etkileri göz önüne alındığında F-gaz yönetmeliğine uyum sağlamak için uzun vadeli alternatifler aramak oldukça önemlidir. Hidrokarbonlu (HC) soğutkanlar ısı pompalı uygulamalar için uygun alternatifler arasında gösterilmektedir. HC soğutkanlardan R290 sıfır ODP ve düşük GWP sebebiyle mevcut HFC sistemleri için uygun potansiyel bir soğutucu akışkandır.

Isı pompası sistemlerinde, buharlaştırıcıdan geçen havanın yoğuşmasında etkili olan birçok sistem bileşeni vardır. Bu bileşenlerin farklı tasarım durumlarında yoğuşma performansını ve yoğuşma verimini nasıl etkilediğini bilmek oldukça önemlidir. Bu çalışmada**,** R290 hidrokarbon soğutucu akışkanlı ısı pompalı sistemde kılcal boru boyu, soğutucu akışkan şarj miktarı, hava debisi ve buharlaştırıcı boru sayısı gibi farklı parametrelerin yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi üzerine etkisi deney tasarımı yaklaşımı ile incelenmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlar teorik analizlerle karşılaştırılmıştır. Deneysel verilerden hareketle bir regresyon model oluşturulmuştur. Bu modelde, yoğuşma performansı üzerinde ikili ve üçlü etkileşim kombinasyonlarının, tekli ve dörtlü kombinasyonlara göre daha etkin olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, hidrokarbon, propan, R290, F-gaz yönetmeliği, GWP, ODP

ABSTRACT

THE EFFECT OF SYSTEM PARAMETERS ON THE CONDENSATION PERFORMANCE OF HEAT PUMP SYSTEM WITH HYDROCARBON REFRIGERANT

Samet HOCAOĞLU

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Derya Burcu OZKAN

Since global warming has reached critical levels, limitations have been placed on the use of certain fluoride-containing refrigerants by F-Gas regulations. The EU F-Gas Regulation has introduced quotas for the use of refrigerants with a global warming potential(GWP) greater than 150. Hydrofluorocarbons(HFCs) from restricted refrigerants are widely used in heat pump systems. Considering the environmental impact of these refrigerants, it is important to look for long-term alternatives to comply with F-gas regulations. Hydrocarbon(HC) refrigerants are shown as suitable alternatives for heat pump applications. R290 as a HC refrigerant is a potential refrigerant suitable for existing HFCs systems due to zero ODP and low GWP.

In heat pump systems, there are many system components or parameters that are effective in condensing the humidity in the air passing through the evaporator. It is very important to know how these elements affect the condensation performance and condensation efficiency in different design situations. In this study, the effect of different parameters such as capillary length, charge amount, number of evaporator tube and air flow rate on the condensation performance and condensation efficiency of a R290 hydrocarbon refrigerant heat pump was investigated experimentally. The experimental results were compared with the theoretical model ones. A regression model was developed based on experimental data. In this model, it has been found that the combination of two and three interaction on condensation performance was more effective than the combination of single and quadruple.

Keywords: Heat Pump, Hydrocarbons, Propane, R290, F-Gas Regulation, GWP, ODP

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Geçmişte ticari ya da ev tipi cihazlarda kloroflorokarbonlar (CFC), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) ve hidroflorokarbonlar (HFC) tipi soğutkanlar yaygın olarak kullanılmaktaydı. Küresel ısınma ve çevre kirliliği endişelerinin artması ve bu soğutkanların çevreye verdikleri zararlar göz önüne alınınca bu tip soğutucu akışkanların kullanımlarına ilişkin bazı düzenlemeler getirildi. Yapılan araştırmalar sonucunda CFC ve HCFC soğutucu akışkanlarının yüksek ODP ve GWP değerine sahip olduğu, içerdikleri halojen maddenin ozon ile reaksiyona girdiği ve ozon tabakasını incelttiği tespit edildi. Bu nedenle Montreal Protokolü ile bu soğutkanların kullanımları ortadan kaldırılmıştır [3]. HFC grubu soğutkanların ozon tabakasının incelmesiyle ilgili herhangi bir olumsuz etkisi yoktur ve çok düşük ODP değerine sahiptir. Ancak florürlü gazlar olduklarından dolayı iklim değişikliğine neden olan sera gazlarıdır dolayısıyla çevreci bir gaz ailesi değildir. Bu nedenle küresel iklim değişikliğine neden olan altı sera gazının salınımı Kyoto Protokolü ile azaltılmıştır [5]. HFC yüksek GWP değerine sahip florlu sera gazlarıdır. 2014 de yayınlanan yeni F-gaz regülasyonu 2030 yılına kadar F-gaz salınımlarını 2/3 oranında azaltması amaçlanmıştır. F-gaz regülasyonuyla birlikte GWP 150'den fazla olan soğutkanların kullanımına ilişkin kota getirilmiştir [1]. F-gaz regülasyonuyla belirlenen düşük karbonlu yol haritası, sera etkisine sebep olan gazların kademeli azaltılması ve engellenmesi gibi hedefler sektörü yeni bir takım soğutucu akışkan arayışına sokmuştur. Literatüre göz atıldığında son yıllarda hidrokarbon soğutucu akışkanlar üzerine yoğun çalışmalar başlatılmıştır. Hidrokarbonlar doğal soğutkanlar olup sıfır ODP ve çok düşük

GWP değerine sahiptir. Bu nedenle hidrokarbon soğutkanların sera etkisi çok düşüktür. R600a, R290 ve R1270 gibi hidrokarbonlar ve karışımları, R134a ve R32 gibi HFCs yerine kullanılabilecek iyi alternatiflerdir. Yüksek yanıcılık özelliği yaygın olarak kullanılmalarını engellese de [4], ev tipi soğutucular ve ısı pompalı sistemler için uygun soğutucu akışkan grubu olduğu düşünülmektedir.

Nem alma işlemi, katı veya katı hâle yakın durumdaki maddelerden uygun miktarda su ya da su buharının uzaklaştırılmasıdır. Nem alma işlemi günümüzde kağıt, tekstil, gıda gibi birçok sektörde uygulanmaktadır. Geçmişten günümüze doğru gelindiğinde nem alma işlemi, genellikle açık alanlarda havanın koşullarına bağlı olarak gerçekleşmekte ve bu işlem oldukça uzun bir süreç olabilmekle beraber nemi alanın maddelere de zarar verebilmekteydi. Ancak insanların daha hızlı nem alma işlemine ihtiyaç duymaları, nemli halde bulunan malzemelerini zarar görmeden kuru bir şekilde alabilme istekleri nem alma makinelerinin ortaya çıkmasına sebep oldu. Bu nedenle günümüzde nem alma makineleri birçok sektörde yerini almış durumdadır.

Nem alma makineleri sektörde çok çeşitli dallara ayrılmaktadır. Bunlardan bir tanesi de tekstil sektörüdür. Günümüzde piyasada var olan üç tip nem alma makinesi mevcuttur. Bunlardan birincisi " air-vented" olarak bilenen havalı/bacalı nem alma makineleridir. Bacalı nem alma makinelerinde tekstilin nemini almak için kullanılan hava ortamdan alınır. Isıtıcıda cihazla ısıtılan hava kazana verilir, tekstilin nemi alınır ve en son olarak hava ortama bırakılır. İkinci tip nem alma makinesi ise "yoğuşturuculu" makinelerdir. Bu makinelerde, dışarıdan fan vasıtasıyla alınan hava ısıtıcı ekipmanlar üzerine gönderilir. Bu bölgede ısınan ve nem alma kapasitesi artan proses havası kazana içerisine yönlendirilir. Kazan içinde tekstilden nemi toplayan sıcak hava yoğuşturucu üzerine gelir. Yoğuşturucuda yoğuşarak nemini bırakır. Daha sonra bu hava fan vasıtasıyla ısıtıcı ekipmanlar üzerine tekrardan gönderilir ve devamlı bir hava çevrimi ile tekstilden nem kaldırma işlemi gerçekleşir. Üçüncü tip ve en enerji verimli nem alma makineleri ise buhar sıkıştırmalı çevrim prensibiyle kapalı bir çevrimde çalışan "ısı pompalı" sistemlerdir. Isı pompalı sistemlerde doymuş hava yoğuşturucu ekipman tarafından ısıtılıp nem alma kapasitesi arttılır. Isınan hava motor miline bağlı fan yardımıyla emilip doğrudan kazan içersine gönderilir. Kazan içerisinde tekstil üzerinden geçen ısınan havadan tekstile ısı geçişi olurken tersi yönde de kütle (nem) geçişi olmaktadır.

Nemlenen hava filtreden geçerek buharlaştırıcı ekipmana gelir. Nemli hava burada nemini bırakır ve doymuş hale geçer. Doymuş hava yoğuşturucu tarafından tekrardan ısıtılır ve kapalı çevrim tamamlanmış olur. Tekstil kurayana kadar bu kapalı çevrim devam eder.

Isı pompası sistemi; yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kılcal boru ve kompresör olmak üzere dört ana bölümden oluşmaktadır. Etkin, verimli ve enerji tasarruflu bir nem alma işlemi gerçekleştirmek için en uygun sistem parametrelerini belirlemek ve bu sistemde kullanılacak olan soğutucu akışkan özelliklerini bilmek çok önemlidir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı; literatürde yer alan diğer çalışmalardan farklı olarak R290 (propan) soğutkanı kullanılan ısı pompalı nem alma makinesinde kılcal boru boyu, soğutucu akışkan şarj miktarı, hava debisi ve buharlaştırıcı boru sayısı gibi farklı parametrelerin yoğuşma hızı, yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi üzerine etkisinin deneysel ve teorik olarak incelenmesidir. Deneysel çalışma sonuçları, teorik hesaplamalar ile karşılaştırılarak deney sonuçları doğrulaması yapılmıştır. Ayrıca farklı sistem parametrelerinin yoğuşma performansı üzerine etkisi de grafikler halinde ortaya konulmuştur. Deneysel çalışmalar sonucunda Minitab 17' istatiksel analiz programında yoğuşma performansı için bir model oluşturulmuştur. Oluşturulan model ile yoğuşma performansı üzerinde bu tez çalışması kapsamında incelenen parametrelerden en etkin olanı ya da onların kombinasyonları belirlenmiştir.

1.3 Hipotez

Isı pompalı nem alıcıda, yoğuşma hızı ve buna bağlı olarak belirlenen yoğuşma performansı, yoğuşma verimi gibi peformans değerlerinin belirlenebilmesi için havanın buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki bağıl nem ve sıcaklık değerlerinin bilinmesi gerekir. Havanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkışındaki bağıl nem, özgül nem ve sıcaklık değerlerini kılcal boru boyu uzunluğu, şarj miktarı, hava debisi ve buharlaştırıcı boru sayısı çok ciddi şekilde etkilediğinden, yoğuşma performansı üzerinde en fazla etkiyi oluşturan parametreyi belirleme çalışması yapılmıştır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bhargav ve Jaiswal [6], R134a ile çalışmak üzere bir ev tipi ısı pompalı buzdolabı tasarladı ve propan, izobütan karışımıyla kullanılabilirliğini araştırdı. Soğutkan olarak azeotropik karışım (R290/R600a) kullanıldığında buzdolabı performansı ile R134a, R12, R22, R290, R600a kullanıldığında buzdolabının performans karşılaştırmasını yaptı. Çalışmada tüm soğutkanlar için aynı kompresör kullanılmıştır. Teorik çalışma azeotropik karışım ile elde edilen COP' nin referans R134a' ya göre %7,6 daha iyi olduğunu göstermiştir. Azeotropik karışımın çok düşük GWP ve ODP ye sahip olması ve mükemmel soğutma özellikleri nedeniyle R134a ya uygun alternatif olabileceği sonucuna varıldı.

Bellomarea ve Minetto [7], ısı pompalı tambur kurutucularında soğutkan değişimi üzerinde deneysel olarak çalıştı. Küresel ısınmaya sebep olan R407C gibi soğutkanların yerine R290, R441A gibi çevre dostu, doğal soğutucu akışkanlardan olan hidrokarbonların uygulanabilirliğini araştırdı.

Bu çalışmada R407C ısı pompalı tamburlu kurutucu "Benchmark" ürün olarak seçilmiş ve tüm sistem elemanları bu soğutucu akışkanın özelliklerine uygun olarak oluşturulmuştur. Çalışmada R407C yerine seçilen hidrokarbon soğutucu akışkanlar; R290 ve R441A' dır. Referans R407C sistem düzeninde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Diğer akışkanlar için oluşturulan ısı pompası sisteminde kullanılan eşanjörler R407C için kullanılan eşanjörlerle aynıdır. Kompresör, kabul edilen tüm akışkanlar için aynı ısıtma kapasitesini verecek şekilde değiştirilmiştir. Her bir akışkanın hacimsel kapasitelerine uygun olacak şekilde kompresör strok hacmi belirlenmiştir. Isı pompası sisteminin bir diğer elemanı olan kılcal boru, uygun çalışma koşullarını karşılamak üzere düzenlenmiştir.

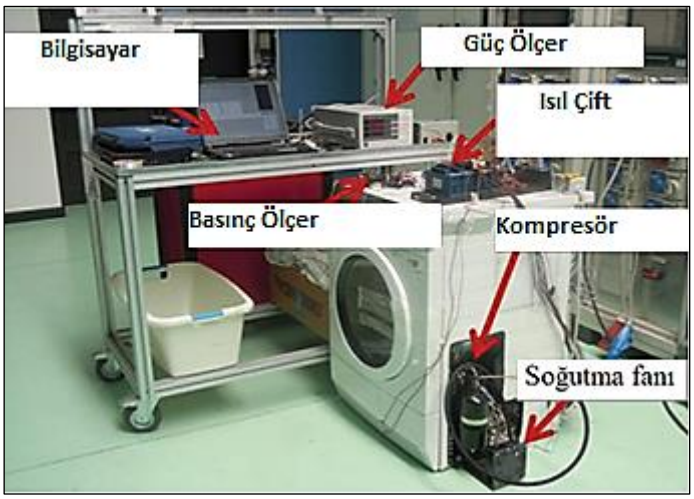
R407C soğutkanı toksik madde içermeyen, kullanım kısıtlaması olmayan, yanmaz bir madde olmasına rağmen GWP değeri 1725 olan bir soğutkanıdır. Alternatif soğutkan olan R290 saf bir akışkan olup, küçük hacim uygulamalarında uygulanacak şarj miktarı sınırlıdır (150 grama kadar). Ancak GWP değeri oldukça düşük olup, yoğuşma ve buharlaşma esnasında kayma sıcaklığı sıfırdır. R441A' da buna benzer özellikler gösterir ancak kayma sıcaklığı yüksektir. R407C' nin ana özellikleri ve seçilen alternatif soğutucu akışkanlar Çizelge 2.1 de özetlenmiştir. Kompresör devrinin artması ile birlikte yoğuşma basıncı artış göstermektedir.

Çizelge 2.1 Deneysel aktivite için seçilmiş akışkanlar [7]

Özellikler	**R407C**	**R290**	**R441A**
GWP	1725	3	5
Soğutkan Bileşeni	HFCs karışım R32/R125/R134A (0,23/0,25/0,52)	Propan	HCs karışım R170/R290/R600A/R600 (0,031/0,548/0,06/0,361)
Yanıcılık Sınıfı	A1	A3	A3
Şarj Sınırı	Limitsiz	<150 gram	<150 gram
Sıcaklık Kayması	4,0 ◦C @ 2,7 MPa	Yok	14,4 ◦C @ 1,5 MPa

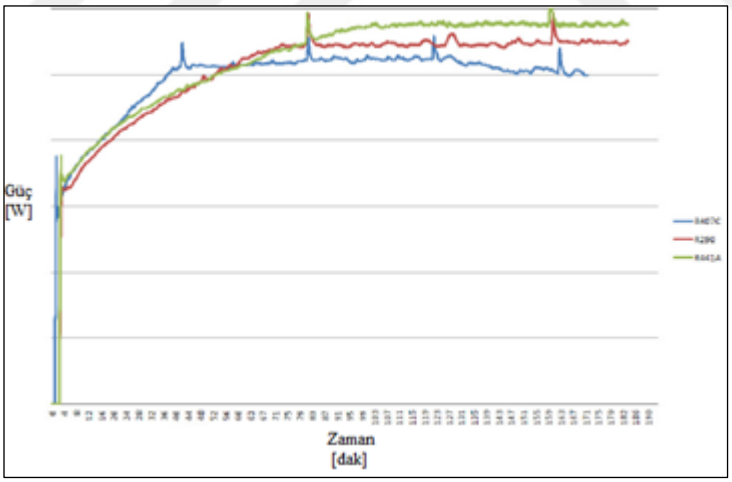
Tüm akışkanlar aynı koşullarda test edilmiştir. Kullanılan kompresör akışkan tiplerine göre aynı kapasiteyi verecek şekilde düzenlenmiş ve strok hacmi ona göre ayarlanmıştır. Kullanılan kompresörün devri 2900 rpm ve frekansı 50 Hz değerindedir. Tüm testler 9 kg pamuklu yük ile yapılmış olup, kullanılan test malzemeleri ise havlu, çarşaf, bezdir.

Soğutkan özellikleri beşinci bölümde belirtildiği gibi Refprop 9.0 programından alınmış olup, kompresör güç değerleri mekanik taraftan bağımsız olarak Yokogawa wattmetre WT230 ile ölçülmüştür. Sıcaklıklar hassasiyetleri ±0,3°C olan ısılçiftlerle takip edilmiştir. Kompresör emiş ve basma hattında soğutucu akışkan basınç değerleri piezodirençli basınç ölçer ile ölçülmüştür. Sıcaklık ve basınç değerleri veri toplama sistemi ile toplanıp, bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Deney düzeneği Şekil 2.1 de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Deney düzeneği [7]

Deneysel sonuçlar aynı sistem için her iki durumda da kompresör giriş gücünün R407C' ye kıyasla R290 için %6, R441A için ise %15 arttığını göstermiştir. Soğutkan tipine göre çevrim boyunca kompresör giriş gücü değişimi Şekil 2.2 de gösterilmiştir. Bunun yanı sıra R290 ve R441A soğutkanları için R407C' ye göre sırasıyla toplam enerji tüketimini %6 ve %20, kurutma süresinin %8 ve %7 arttığı, şarj miktarının ise her ikisi içinde %50 azaldığı belirlenmiştir.



Şekil 2.2 Kompresör giriş gücü [7]

R441A soğutkanı kullanılan çalışmada enerji tüketimi öngörülenden çok daha fazla artmıştır ve kompresör verimi oldukça düşüktür. R290 kendisi için öngörülen enerji tüketimine yaklaşmış, teorik analizlerle doğrulanmıştır. Soğutkan değişimi yapılacağı zaman tüm sistem elemanlarının, ısı pompası sistem bileşenlerinin soğutkan tipine göre tasarlanması gerektiği, böylece sistem performansının bu çalışmada olduğu gibi kötüye

gitmeyeceği sonucunda varılmıştır. Isı pompası sistemi, soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri göz önüne alınarak oluşturulmalıdır.

D. Sánchez ve arkadaşları (2016) [8], aynı çalışma koşullarında, hermetik bir kompresör ile donatılmış aynı soğutma sisteminde R134a' ya alternatif olabilecek beş düşük GWP değerindeki soğutkanı test etmiş ve karşılaştırmıştır. Bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanlar; R290 ve R600a (HC), R134a ve R152a (HFC), ve son olarak, R1234yf ve R1234ze(E) (HFO).

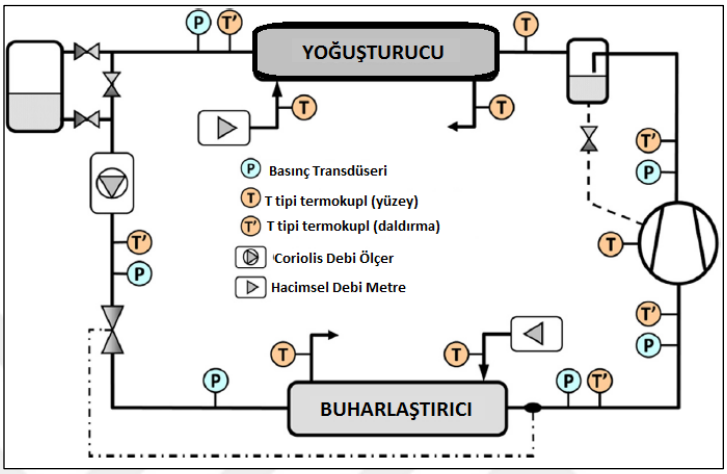
Analizlerde kullanılan soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri, güvenlik ve çevresel etki özellikleri Çizelge 2.2 de gösterilmektedir. Tüm deneyler esnasında aynı hermetik kompresör kullanılacağından dolayı, Çizelge 2.2 de görüldüğü gibi hacimsel kapasitesi R134a' dan daha yüksek olan R290 ve R1234yf' nin soğutma kapasitesi diğer soğutucu akışkanlara göre daha yüksek olacağı henüz deneyler yapılmadan, teorik hesaplarla ön görülmüştür.

Çizelge 2.2 Başlıca termodinamik, güvenlik ve çevresel etki özellikleri (ASHREA, 2013, 2015) [8]

Soğutucu Akışkan	Kimyasal Formül	Pkritik (Mpa)	Tkritik (Mpa)	NBP (◦C)	qv (NBP) (kg.m-3)	Güvenilk Sınıfı	GWP (100 yıllık)
HFC134A	$C_2H_2F_4$	4,059	101,06	-26,07	2865,43	A1	1301
HFC152A	$C_2H_4F_2$	4,517	113,26	-24,02	2567,16	A2	137
HFO1234yf	$C_3H_2F_4$	3,382	94,7	-29,45	2881,52	A2L	<1
HFO1234ze(E)	$C_3H_2F_4$	3,635	109,36	-18,97	2157,56	A2L	<1
HC600A	C_4H_{10}	3,629	134,66	-11,75	1508,4	A3	4
HCR290	C_3H_8	4,251	96,74	-42,1	3880,12	A3	3

Deneyi gerçekleştirmek için kullanılan tek kademli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi Şekil 2.3 de gösterilmiştir. Isı pompalı sistemde kullanılmak üzere olan 50 Hz frekanslı 2900 devirde çalışan, 12,11 cm^3 strok hacimli pistonlu kompresör seçilmiştir. Bu kompresör R134a ile çalışmak üzere tasarlanmış olup, 350 ml POE ISO22 yağlama yağı olarak kullanılmıştır. Bu yağ, üreticinden alınan uyumluluk bilgisi ardından, test edilecek tüm soğutucu akışkanlar için aynıdır. Kompresörden sisteme yağ kaçışını engellemek için ise kompresör çıkışına yağ ayırıcı takılmıştır. Yoğuşturucu çıkışı basınç ve sıcaklık düşüşünü sağlamak ve kontrol etmek için elektronik genleşme cihazı kullanılmıştır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı, sırasıyla 0,576 m^2 ve 0,216 m^2 toplam ısı transfer

alanlarına sahip iki adet lehimli plakalı ısı değiştiricidir. Her ikisi de, yoğuşturcuda ikincil akışkan olarak su ve buharlaştırıcıda su /propilen glikol karışımı (kütlesel olarak% 70/30) olarak ters akım düzenlenir. Isı değiştirici ve borulardan ısı kaybını önlemek için ısıl iletkenliği 0,037 $Wm^{-1}K^{-1}$ olan kauçuk sünger ile bu bölgeler izole edilmiştir. Her bir soğutucu akışkan için 900 gram şarj sisteme verilmiştir.

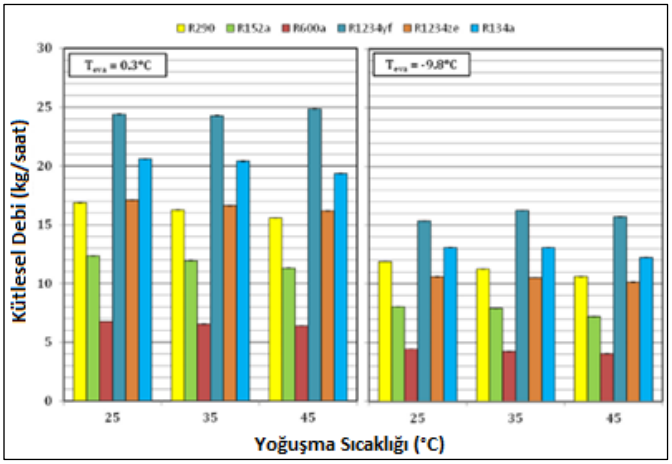


Şekil 2.3 Soğutucu akışkan akış devresi [8]

Soğutucu akışkan özellikleri RefProp 9.0 ve ASHREA tablolarından alınmıştır. Tüm ölçüm cihazları sıcaklık, basınç, güç tüketimi ve debi verilerinin kaydedilmesine izin veren bir SENECA® veri toplama sistemine bağlanmıştır. Kullanılan tüm ölçüm cihazlarının kalibrasyonları deneylerden önce sağlanmıştır.

Toplam 36 adet test yapılmış ve soğutma sistemi performans değerleri (kompresör tarafından harcanan güç, hacimsel verim, küresel verimlilik, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma, soğutma kapasitesi, COP ve kütlesel debi) deneysel veriler ışığında hesaplanmıştır. Deneyler -10 °C ve 0 °C buharlaşma sıcaklığı, 25 °C, 35 °C ve 45 °C yoğuşma sıcaklıkları için tekrarlanmıştır. Yoğuşturucu çıkışı 2 K ile 7 K arası aşırı soğutma, buharlaştırıcı çıkışı için ise 4 K ile 13 K arası aşırı ısıtma sıcaklığı belirlenmiştir.

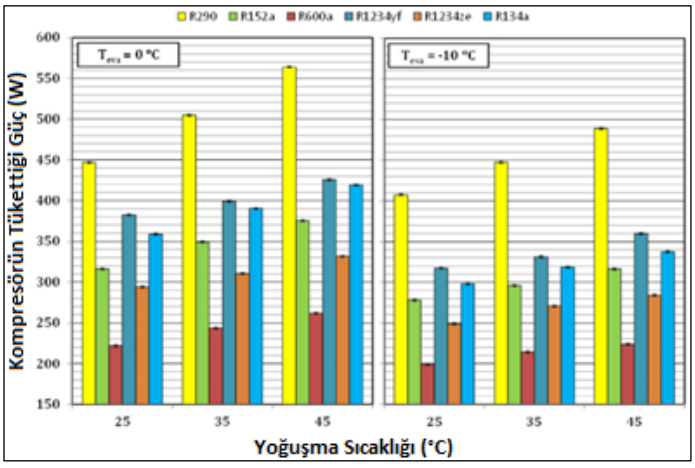
Deneyler sonucunda, kompresör tarafından tahrik edilen soğutucu akışkanlardan en yüksek kütlesel debinin Şekil 2.4’ de gösterildiği gibi R1234yf' ye ait olduğu (R134a' ya kıyasla %28,4 fazla), R600a' nın ise analiz edilen çalışma koşulları için en düşük kütlesel debiye sahip olduğu gözlenmiştir (R134a' ya göre %67,9 daha az). Bu sonuçlar, Çizelge2.2’ de belirtilen özgül hacim farklılıklarına karşılık gelmektedir, çünkü özgül hacim ne kadar yüksek olursa, kompresörde kütlesel debi o kadar düşük olacaktır.



Şekil 2.4 Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre kütlesel debi değişimleri [8]

Deney koşulları olan -10 °C ve 0 °C buharlaşma ve 25 °C, 35 °C ve 45 °C yoğuşma sıcaklıklarında R290 ve R600a, R134a' ya göre hacimsel verimde, sırasıyla %8,6 ve %6,2 arasında ve %5,5 ile %7,0 arasında gelişme göstermektedir. R152a en fazla %3,4' e kadar gelişme sağlarken HFO grubundan R1234yf ve R1234ze(E) önemli bir gelişme göstermez ve hacimsel verimlilikleri R134a' nınkilere en yakın olan soğutucu akışkanlardır.

Aynı çalışma koşullarında kompresör tarafından tüketilen güç Şekil 2.5' den de anlaşılacağı üzere R290' da en yüksek değeri bulur (referans soğutucu akışan R134a' ya göre %44,8 daha fazla). En az güç tüketimi ise R600a' da gözlenmiştir ve R134a soğutkanına göre %38,1 daha azdır.



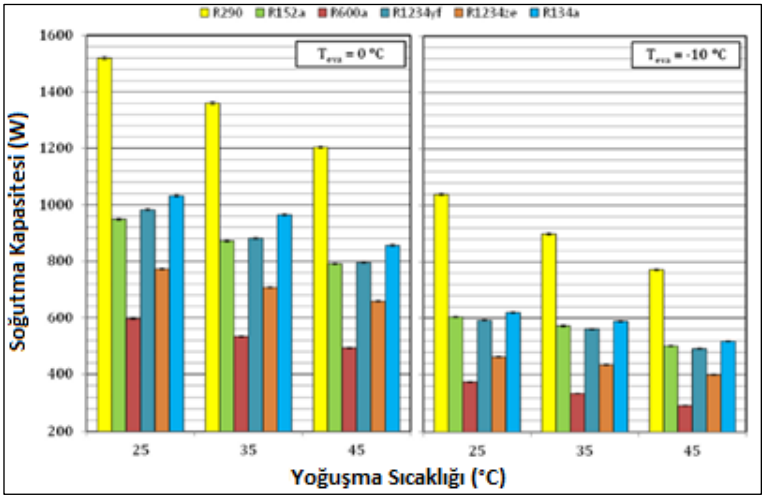
Şekil 2.5 Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre kompresörde tüketilen güç değişimleri [8]

Üç farklı verim türünü (elektriksel, mekanik ve izantropik) bünyesinde bulunduran küresel verimlilik kıyaslamasında R290' da %13,8 artış görülürken diğer soğutucu

akışkanlarda benzer değerlerde azalma görülmekte olup, bu farklılığın sebebi ise elektrik motoru kaynaklı olduğu düşünülmektedir.

R152a deşarj sıcaklığı 5 K artarken, R600a' nın 17,5 K azalmıştır. Ancak bu değişimlerin kompresör çalışmasını etkileyecek mertebelerde olmadığı sonucuna varılmıştır.

Tüm deney koşulları için elde edilen soğutma kapasitesi değişimleri Şekil 2.6' da gösterilmiştir. Tüm testlerde aynı kompresörler kullanıldığından soğutma kapasitesi, Çizelge 2.2' de gösterilen kompresör emme hattındaki özgül hacme ve normal koşullar altındaki soğutucu akışkan hacimsel kapasitesine bağlıdır. Buradan yola çıkarak en yüksek soğutma kapasitesinin R290' da, en düşük ise R600a' da gözlenmesi beklenen bir durumdur ve deney sonuçları da bunu doğrulamıştır. Deney sonuçlarına bakıldığında R290 soğutma kapasitesi %67,4 artmıştır. Bu önemli artışın sebebi R134a' ya uygun olarak tasarlanan kompresör strok hacminin R290' a göre çok yüksek olmasıdır. R290 hacimsel kapasitesi R134a ya göre çok yüksek olduğundan, R134a ile benzer soğutma kapasitesi verebilmesi için daha küçük strok hacimli kompresöre ihtiyacı vardır. Gereğinden büyük kompresör kullanılmış olup bu durumda en fazla güç tüketiminin neden R290 da olduğunu açıklamaktadır. R290' nın R134a' ya alternatif olabilmesi için ısı pompası sisteminin R290' a uyumlu olacak şekilde yeniden boyutlandırılması gerektiği sonucuna varılmıştır. R1234ze(E) ve R600a' da meydana gelen soğutma kapasitesi de benzer sebeplerden düşüş göstermiştir. Bu soğutkanların R134a ile benzer soğutma kapasitesine ulaşmaları için daha büyük strok hacimli kompresörlere ihtiyaçları vardır ve bu nedenle bu sistem için R134a ya uygun alternatifler değildir. R152a ve R1234yf, her ikisi de R134a ile benzer güç tüketimine sahip olup, soğutma kapasitesi açısından yaklaşık %5,7' lik bir azalma gözlenmiştir. Bu davranış, her ikisinin de R134a için tasarlanmış bir soğutma sisteminde R134a yerine kullanılabileceğini göstermektedir.



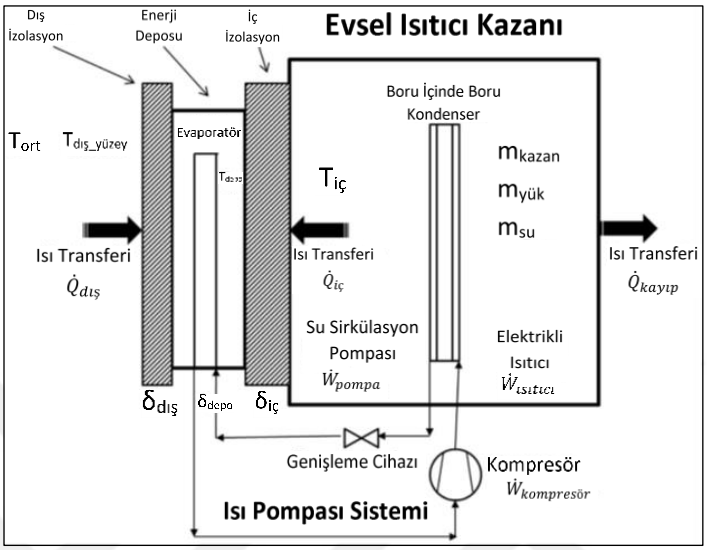
Şekil 2.6 Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre soğutma kapasitesi değişimi [8]

Deney sonuçları dikkate alındığında, R134a yerine R290 veya R152a' nın kullanımının, buharlaşma seviyesi ne olursa olsun soğutma sisteminin COP' sini geliştirdiği vurgulanabilir. R152a için, COP gelişme seviyesi %1,0 ile %4,6 arasında değişirken, R290 için artışlar %2,8 ile %22,4 arasında değişmektedir. Diğer soğutucu akışkanlar COP' de düşüş gösterirken en ciddi azalma R600a' da gözlenmiştir ve %15,9 seviyelerindedir.

Özetle, deney sonuçlarını dikkate alarak bu sistem için R1234yf ve R152a' nın enerji tüketimini ve soğutma kapasitesini göz önünde bulundurarak R134a' ya alternatif soğutucu akışkanlar olduğu söylenebilir. Öte yandan, R1234ze(E), R600a ve R290 uygun alternatif soğutkanlar değildir, çünkü R134a' ya kıyasla farklı bir kompresör strok hacimlerine ihtiyaç duyarlar.

Peder Bengtsson, Trygve Eikevik (2016) [9], evsel ısı pompalı bulaşık makinesi sistemi ile küresel ısınma etkisinin azaltılması üzerine çalışmışlardır. R134a, R290 ve R600a' nın kullanıldığı ısı pompası ile ısıtılan bulaşık makinesinin simülasyon çalışmasını gerçekleştirdi. Bu çalışmayla kompresör silindir hacmi en iyi duruma getirildiğinde üç tip soğutucu akışkan için toplam elektrik kullanımı ve elektrik üretimine eş CO_2 emisyonunu üç farklı bölgeye göre hesaplanmıştır. Bu üç bölge; İsveç, OECD Avrupa ülkeleri ve OECD olmayan Avrupa ülkeleridir. Bu üç bölgede de küçük, orta ve büyük haneler için bu hesaplamalar yapılmıştır. Simülasyon çalışması, elektriksel eleman kullanılan bulaşık makinesinin elektrik kullanımının, kullanılan soğutkandan bağımsız olarak (R134a, R290 veya R600a), ısı pompalı sistemden %25 daha fazla olduğunu gösterdi.

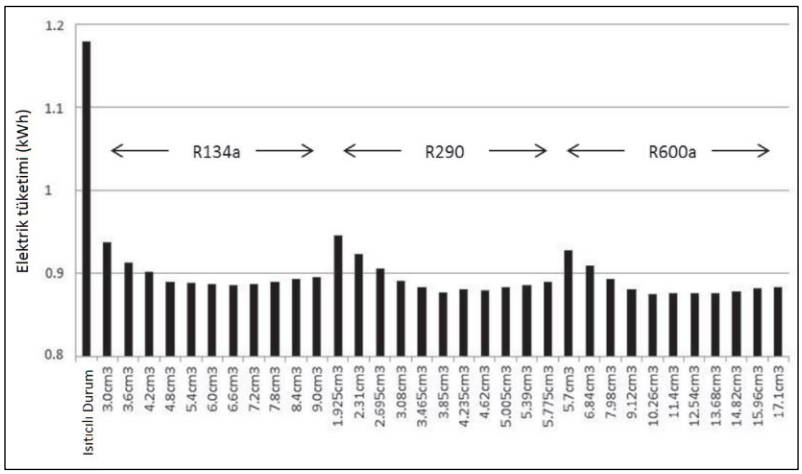
Simülasyon model Şekil 2.7 de gösterilen evsel ısıtıcıda kurulmuştur. Burada 50 kg çelik, 25 kg yük ve 3 kg su kullanılmıştır. Simülasyon modelde kompresör yıkama adımında 60 dakika çalışmakta ve sonrasında ısıtıcı devreye girerek yıkama suyunu 55 °C' ye kadar ısıtmaktadır. Toplam yıkama süresi 80 dakikadır.



Şekil 2.7 Su kaynaklı evsel ısı pompalı yıkayıcı [9]

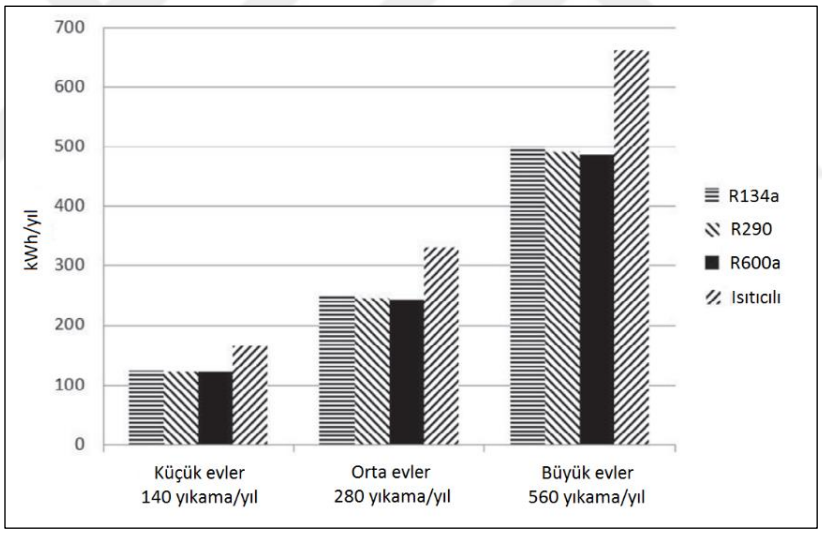
R134a, R290 ve R600a için farklı kompresör hacimleri en düşük enerji tüketimine ulaşmak için belirlenmiştir. Şekil 2.13' de görüldüğü gibi R134a' nın kullanıldığı sistem için en düşük enerji tüketimi 6,6 cm^3 silindir hacminde 0,89 kWh, R290' ın kullanıldığı sistem için en düşük enerji tüketimi 3,85 cm^3 silindir hacminde 0,88 kWh, R600a'nın kullanıldığı sistem için en düşük enerji tüketimi 10,26 cm^3 silindir hacminde 0,87 kWh, elektrikli ısıtıcının kullanıldığı sistem için ise enerji tüketimi 1,18 kWh'tır.

Sistemde R600a kullanıldığında ısıtma kapasitesi, R134a kullanıldığı duruma göre %9 artarken, R290 kullanıldığı durumda ise R134a' ya göre %8 azaldığı yapılan hesaplar sonucunda belirlenmiştir. Kompresör strok hacimleri her bir soğutucu akışkan en düşük enerji tüketimini verecek şekilde optimize edilmiştir. R134a, R600a ve R290 için belirlenen strok hacimleri sırasıyla 6,6 cm^3, 10,26 cm^3 ve 3,85 cm^3 olarak belirlenirken bu hacimlerde tüketilen enerji değerleri de sırasıyla 0,89 kWh, 0,87 kWh ve 0,88 kWh olarak elde edilmiştir. Soğutucu akışkan tipi ve strok hacimlerine göre görülen enerji tüketimi Şekil 2.8' de gösterilmektedir.



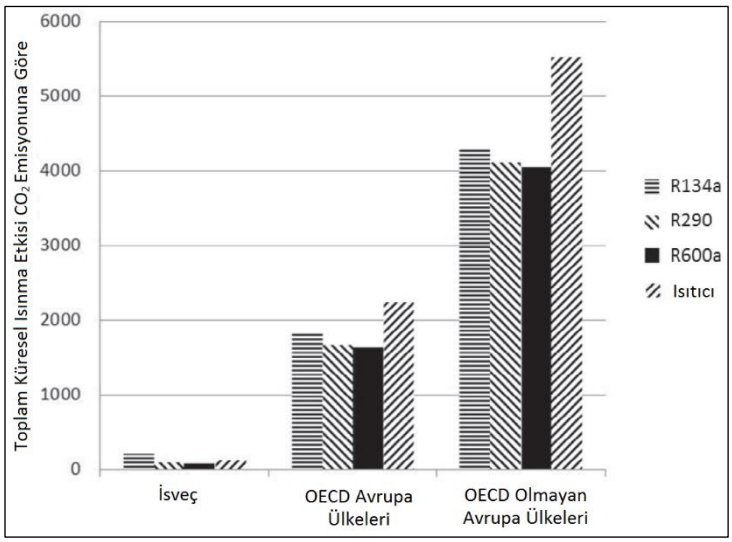
Şekil 2.8 Soğutucu akışkan tiplerinin farklı kompresör strok hacimlerinde enerji tüketimi [9]

Şekil 2.9'da yıl boyunca yapılan her bir yıkama çevrimine göre ısıtıcılı durum ile ısı pompalı sistemde R134a, R290 ve R600a kullanıldığı durumlarda yıllık enerji tüketimleri gösterilmiştir.



Şekil 2.9 Üç hane türüne göre farklı soğutucu akışkanların yıllık enerji tüketimlerinin karşılaştırılması [9]

Şekil 2.10' da ise elektrik üretiminden kaynaklanan CO_2 emisyonuna göre toplam ısınma etkisi, İsveç, OECD Avrupa ülkeleri ve OECD olmayan Avrupa ülkelerinde yılda 280 çevrimde iken ısıtıcılı durumda; ısı pompalı sistemde R134a kullanıldığı durumda, R290 kullanıldığı durumda ve R600a kullanıldığı durumda gösterilmiştir.



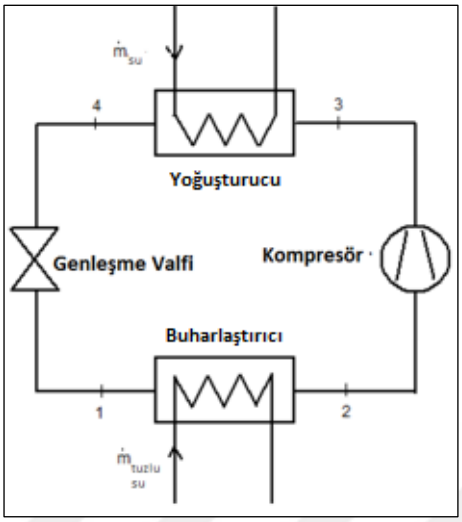
Şekil 2.10 Üç Farklı bölgede yılda 280 yıkamada toplam küresel ısınma etkisinin farklı soğutucu akışkanlardaki durumu [9]

Yapılan simülasyon çalışması sonucunda, en düşük TEWI değerine hidrokarbon (R290 ve R600A) soğutkanlarda rastlandığı, R290 ve R600a' nın TEWI değerinin R134a' ya göre %74,5, elektriksel elemana göre %25 daha az olduğu tespit edildi. Bu da çok düşük GWP değerine sahip hidrokarbon soğutucu akışkanlar kullanılan ısı pompalı bulaşık makinelerinin, ısıtıcılı veya GWP değeri yüksek ısı pompalı bulaşık makinelerinin yerini alabileceği sonucunu ortaya çıkartmıştır.

Martina Longhini (2015) [10], insan kaynaklı nedenlerden dolayı dünyada sera gazı salınımının arttığını, bu duruma endüstride yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanların da sebep olduğunu düşünmüştür. Bu nedenle soğutucu akışkanları incelemeye almıştır. Çalışmasında İsveç' teki evlerde kullanılan 10 kW kapasiteli ısı pompasında R410a' ya alternatif olarak kullanılabilecek R32, R152a, R290, R1270, R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanların hacimsel ısıtma kapasitesi, performans katsayısı (COP), mevsimlik performans katsayısı (SCOP) ve toplam eşdeğer ısıtma etkisi (TEWI) gibi performans değerlerini incelemek ve kıyaslamak için EES modeli tasarlanmıştır.

Gerçek ısı pompası çalışmalarından elde edilen bir dizi deneysel veriler ışığında EES modelini tasarlamış ve bu veriler modelin başlangıç noktalarını oluşturmuştur. Şekil 2.12' de gösterilen ısı pompası modelinin başlangıç noktaları olarak buharlaştırcıya gelen tuzlu su giriş sıcaklıkları 0 °C, 5 °C ve -5 °C, yoğuşturucuda dolaşan suyun çıkış sıcaklığı ise 35°C,

45 °C ve 55 °C olarak belirlenmiştir. Tuzlu su, %29'luk sabit konsantrasyonda su ve etil alkol karışımıdır. Yapılan çalışmaların tümü -22 °C ve 14 °C arasında dış ortam sıcaklıklarında radyatör ısıtma ve yerden ısıtma sistemleri için yapılmıştır.

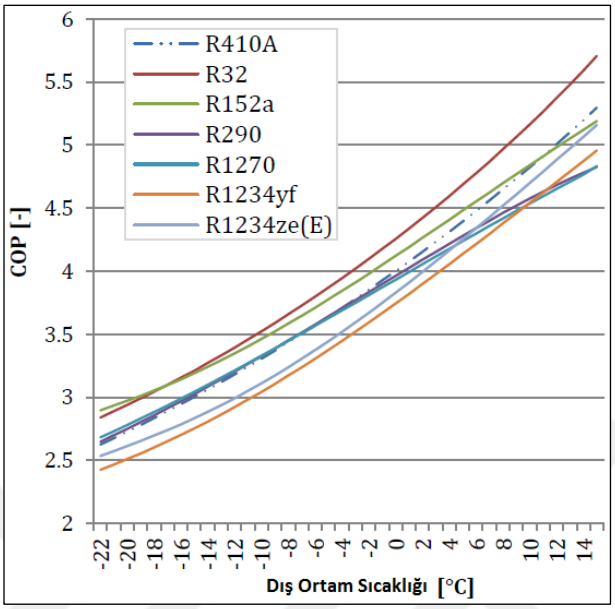


Şekil 2.11 Isı pompası sistemi [10]

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu performansını tanımlamak için bu ısı değiştiricilerin toplam ısı transfer katsayısını belirlemek gerekir. Martina Longhini (2015) [9] bunun için iki yaklaşım kullanmıştır. Birincisi toplam ısı transfer katsayısını modele girdi olarak işlemiştir. İkincisi de toplam ısı transfer katsayısı korelasyonu üzerinde regresyon analizi yapmıştır. İki yaklaşımla da ısı değiştiricilerin performansını belirlemiştir.

Şekil 2.12' de görüldüğü gibi tüm soğutucu akışkanlar için artan dış ortam sıcaklığı ile birlikte sistem COP değeri artmaktadır, bu da ısıtma kapasitesinde artış ile kendini gösterir. COP' nin yüzdesel kıyaslaması referans soğutkan olan R410A' ya göre yapılmıştır. En düşük ve yüksek sıcaklık aralıklarında R410A' ya kıyasla en fazla artış R32' de görülmüş olup sırasıyla, %8,19 ve %.7,72 değerindedir. -17 °C altında en iyi performans R152a için elde edilmiştir. -7 °C ye kadar ise R410A, hidrokarbon soğutucu akışkanlardan daha iyi durumdadır. R1270 da tüm aralık boyunca az bir artış görülürken, en düşük sıcaklıkta R410a' ya göre %2,2 daha yüksek COP değerine sahiptir. HFO grubundan R1234yf ve R1234ze(E) de ise R410A ile benzer bir artış göstermektedir ancak COP değerleri belirtilen dış ortam sıcaklıkları arasında daha aşağıdadır. Spesifik olarak, R1234ze (E), 5 °C ve 6 °C'de, R1234yf ise 11 °C ve 12 °C'de R1270 ve R290' dan daha iyi performans gösterir. En yüksek sıcaklıklarda, propan ve propilen, büyüme hızlarında

yavaşlama yaşar ve bu sayede çalışma aralığı boyunca diğer tüm soğutucu akışkanlardan daha iyi performans gösterir. 12 °C'de R410A, R152a' yı geride bırakarak R32 hariç en yüksek sıcaklıklarda en iyi performansı sunar.

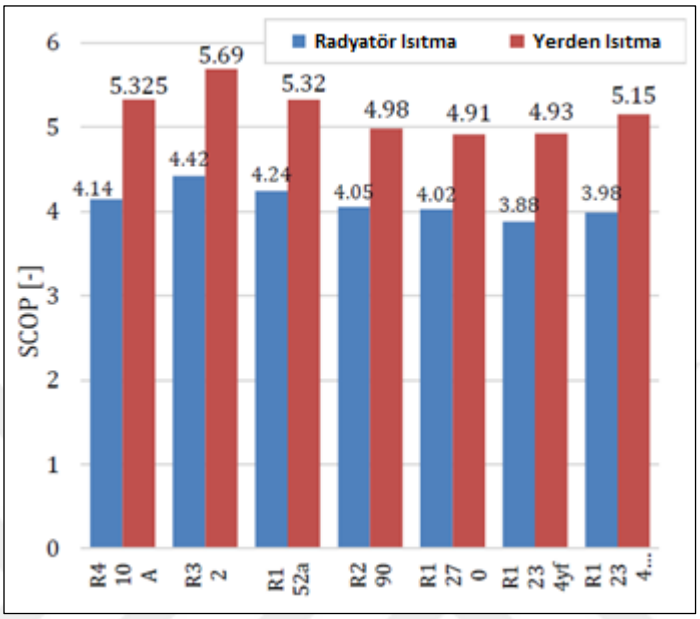


Şekil 2.12 Radyatör ısıtmada dış ortam sıcaklıklarına göre soğutucu akışkanların COP değişimi [10]

Soğutucu akışkanlar arasında COP değerlerini göz önüne alarak performans sıralaması yapmak çok kolay bir iş değildir. Çünkü COP değerleri değişen sıcaklıklarda dolayısıyla değişen iklim koşullarında çok değişkenlik gösterir ve her sıcaklık değeri için farklı bir performans sıralaması yapmak gerekecektir. SCOP değeri tüm ısıtma sezonu boyunca performans değerlendirilmesini sağlayan bir araç olduğundan dolayı, sıralama için bu değeri kullanmak önemlidir. Çünkü SCOP değeri geniş bir zaman aralığı için geniş bir sıcaklık aralığında tanımlanır.

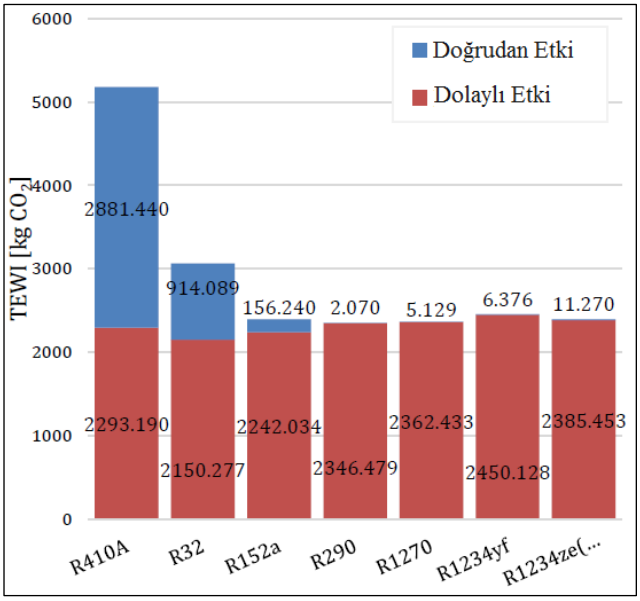
SCOP değerini hesaplamak için geliştirilen yöntemden elde edilen sonuçlar Şekil 2.13' de hem radyatör hem de yerden ısıtma sistemi için sunulmuştur. R32 ısıtma sezonu oluşturan hemen hemen tüm sıcaklıklarda Şekil 2.12' de gösterildiği gibi yüksek COP değerine sahip olduğundan, en yüksek mevsimsel performansı göstermesi beklenen bir durumdur ve Şekil 2.13' de görüldüğü gibi de en yüksek mevsimsel performansı R32 sunmuştur (referans soğutkan R410' ya kıyasla %6,46 daha fazla). R32' nin ardından her iki sistem içinde R410A' dan daha iyi SCOP değerine sahip olan soğutkan R152a' dır (%2,28 daha fazla). En düşük SCOP değerine R410A' ya kıyasla toplam %6,4 azalma ile

R1234yf ile ulaşılmıştır. R1234ze (E), R290 ve R1270 de referans soğutkana göre sırasıyla %3,87, %2,9 ve %2,2 azalma gözlenmiştir. Isıtma sezonunu oluşturan sıcaklılar için bu soğutkanların COP değerleri incelenirse bu sonuçların şaşırtan sonuçlar olmadığı görülebilir.



Şekil 2.13 Radyatör ve yerden ısıtma için ısıtma sezonu üzerinden SCOP değerleri [10]

Hidrokarbon ve hidroflorolefin soğutucu akışkanları düşük GWP değerleri sebebiyle TEWI değerlerini doğrudan etkilemektedir. Ancak dolaylı etkileri arasından büyük farklılıklar gözlenmez. Soğutucu akışkanların TEWI üzerine etkileri Şekil 2.14' de gösterilmektedir. R290 ve R1270 en düşük TEWI değerini sunarken, sırasıyla %54,2 ve %54,6 azalma ile en iyi çevresel performansı göstermektedir. Bunu %52,5 ve %53,7 azalma sağlayan R1234yf ve R1234ze(E) takip etmektedir. İyi SCOP ve düşük GWP değeri sebebiyle R152a da %53,6 oranında iyi bir azalma sunmaktadır. En düşük azalma iste %40 ile R32 da gözlenmiştir.



Şekil 2.14 Radyatör ısıtmada TEWI – doğrudan ve dolaylı etki [10]

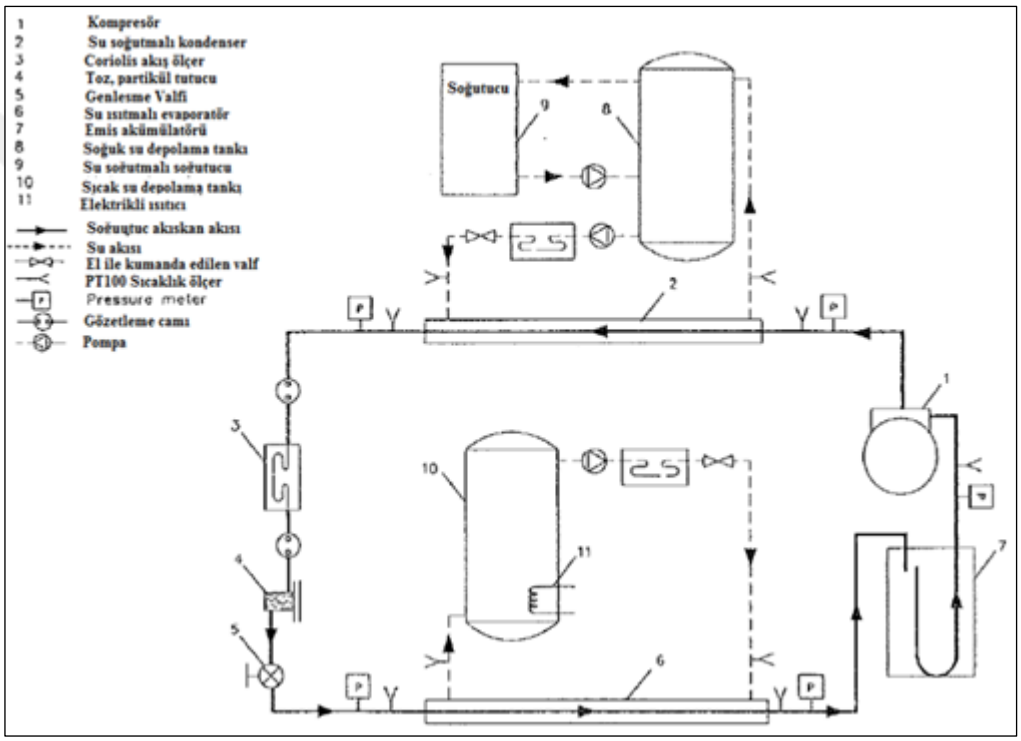
Gerçekleştirilen çalışmadan hareketle şu sonuçlara varılabilir. Belli bir ısıtma kapasitesi isteniyorsa R32 kullanımı düşük şarj miktarı, dolayısıyla küçük sistem parçalarıyla bunu sağlayabilir. Eğer daha düşük eş değer CO_2 emisyonu isteniyorsa temiz, yenilenebilir enerji için hidrokarbonlar iyi seçeneklerdir.

Josua, P. Meyer (2000) [11], buhar sıkıştırmalı deney düzeneğinde R134a, R290, R404A, R407C, R22 ve R410A soğutucu akışkanlarının performanslarını değerlendirmiştir. Sonuçları; soğutma kapasitesi, COP, kompresör çıkış sıcaklığı, giriş gücü, soğutucu akışkan kütlesel debisi, sıkıştırma oranı ve hacimsel soğutma kapasitesi gibi performans kriterlerini değerlendirmek ve karşılaştırmak için kullanmıştır. Çalışması sonucunda bu soğutucu akışkanlar arasında R22' ye uzun dönemde alternatif olabilecek soğutucu akışkana, elde edilen performans değerleri ve çevresel etkileri ışığında karar vermiştir.

Oluşturulan deney düzeneği Şekil 2.15' de gösterilmiştir. Kompresör nominal soğutma kapasitesi 4kW, hermetik pistonlu tiptedir. Yoğuşturucu su soğutmalı olup yivli borulardan oluşmuştur. Soğutucu akışkanın kütle debisi ölçmek için %±0,1 hata payıyla Coriolis akış ölçer kullanılmıştır. Sadece sıvının aktığından emin olmak için Coriolis akış ölçerin önüne ve arkasına görüş gözlüğü konulmuştur. El kontrollü genleşme valfi, su ısıtmalı olan yivli borulu buharlaştırıcı ve soğutma döngüsünün tamamlanabilmesi için kompresör girişine emiş akümülatör koyuldu. Yoğuşturucu tarafındaki su döngüsünü oluşturan 1000 litre kapasiteli yalıtımlı depo tankı, 20 kW gücündeki soğutucuya

bağlandı. Benzer şekilde su döngüsü buharlaştırıcı tarafında da uygulanmıştır. Ancak buradaki yalıtımlı tank 24 kW gücündeki elektrikli ısıtıcıya bağlanmıştır.

Sıcaklıklar Şekil 2.15' de gösterildiği gibi yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda, su ve soğutucu akışkan giriş çıkışlarında ölçüldü. Bu bölgelerde çevresel yüzeyden kaynaklanan sıcaklık değişimlerinden dolayı borunun altına, üstüne ve yanlarına 4 adet PT100 sıcaklık ölçer yerleştirilmiştir. Basınçlar 160 mm kadranlı basınç ölçerle, yüksek basınç tarafında ±5 kPa ve alçak basınç tarafında ±2 kPa hatayla ölçülmüştür. Kompresör girişinde ise ±0,5% hata payıyla kWh ölçerle elektrik gücü ölçülmüştür.



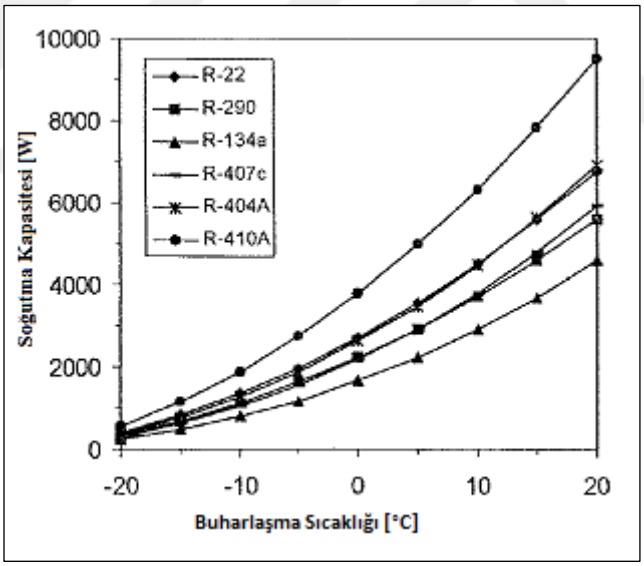
Şekil 2.15 Deney düzeneği şematik diyagramı [11]

Sistem ilk olarak 3 MPa basınca kadar nitrojenle basınçlandırılmış ve 70 °C' deki sıcak su banyosunda 48 saat bekletilmiş ve sızıntı kontrolleri yapılmıştır. Test alanı sürekli havalandırılmaktadır. Testlere referans oluşturması açısından öncelikle R22 ile başlanmıştır. Farklı akışkanlar arasında geçiş yapılmadan önce sistem R22 ile tekrar test edilmiş ve referans değerler kontrol edilmiştir. ARI şartlarında (7,2 °C buharlaşma ve 54,4 °C yoğuşma) 5 °C aşırı soğutma meydana gelene kadar soğutucu akışkan şarj edilmiştir. Kompresör yağı olarak ISO 68 kullanılmıştır.

Buharlaşma sıcaklığı 55 °C' de iken yoğuşma sıcaklığı -20°C den 5°C aralıklarla arttırılarak 20 °C ye ulaştığında tersi yönde tekrarlanmıştır. Soğutucu akışkanın aşırı ısınma sıcaklıkları bütün testler için 10 °C'de sabit tutulmuştur.

400 serisindeki soğutucu akışkanlar yoğuşma ve buharlaşma sırasında sıcaklık kaymasına uğramıştır. Bu gibi durumlarda yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları, kabarcıklanma ve çiy noktasıyla ölçülmüştür. Isı transferi entalpi farkıyla hesaplanmıştır. Soğutucu akışkanın hacimsel kapasitesi buharlaştırıcı kapasitesinin kompresörün süpürme kapasitesine bölümüyle hesaplanmıştır.

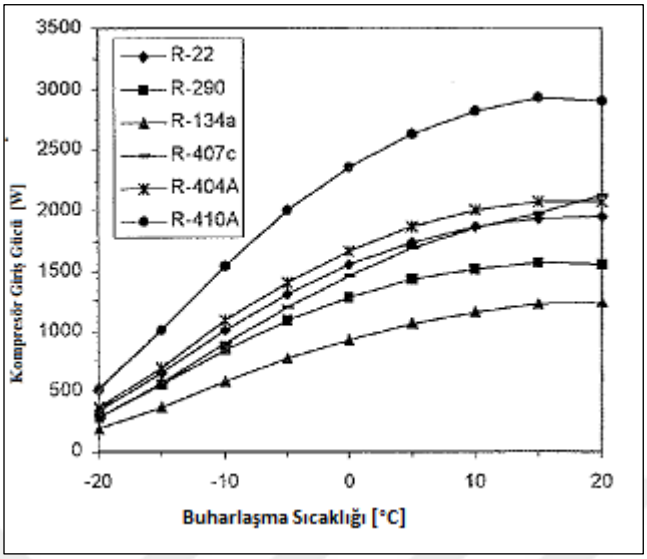
Yapılan ölçümler sonunda Şekil 2.16' da görüldüğü gibi en yüksek soğutma kapasitesi R410A ile elde edilmiştir. R22 ve R404A' nın kapasiteleri benzer çıkarken, R410A dan yaklaşık olarak %6 daha azdır. R407 ve R290 nın da soğutma kapasiteleri birbirlerine yakınken yüksek buharlaşma sıcaklıklarından R407C nin kapasitesi R290 ı geçmiştir. En düşük soğutma kapasitesine R134a da rastlanmış olup, R410A dan %56 daha azdır.



Şekil 2.16 55 °C Yoğuşma sıcaklığında soğutma kapasitesi değişimleri [11]

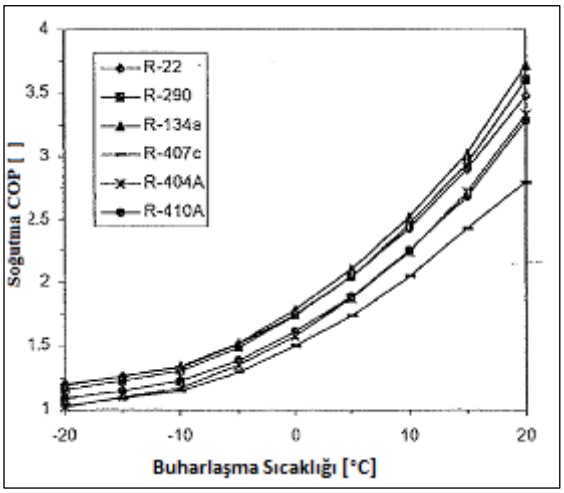
Enerji verimli bir sistem tasarımı yapma da en önemli parametrelerden biri de kompresörün çekmiş olduğu giriş gücüdür. Bu çalışmada kompresör tarafından çekilen gücün en az olduğu akışkan Şekil 2.17' de gösterildiği gibi R134a olurken sırasıyla onu R290, R407C, R22, R404A ve R410A takip etmektedir. R134a soğutucu akışkanın kullanıldığı kompresör tarafından çekilen enerji çalışma süresince R290' dan %27, R22

den de %61 daha düşüktür. R22, R407C ve R404A da ise kompresör giriş güçleri çok benzerdir.



Şekil 2.17 55 °C Yoğuşma sıcaklığında kompresör giriş gücü değişimleri [11]

Sistem performans kıyaslaması yapılırken bu sistemin sahip olduğu COP değeri çok önemlidir. COP değeri ne kadar yüksek kompresör tarafından çekilen güç o denli az, kapasite de yüksek demek anlamına gelmektedir. Şekil 2. 18 incelendiğinde bu çalışmada R134a ile elde elde edilen COP en yüksek değerde iken R407C ile en düşük COP değeri elde edilmiştir. R290 ve R22 de R134a soğutkanına benzer COP değerleri elde edilmiş ve R134a' dan sadece %2 daha azdır.



Şekil 2.18 55 °C Yoğuşma sıcaklığında soğutma COP'si değişimleri [11]

Soğutucu akışkanların sahip olduğu buharlaşma gizli ısısı ne kadar yüksek olursa aynı kapasite için kompresör tarafından harcanan enerji dolayısıyla dolaştırılan kütlesel debi

o kadar az olmaktadır. Bu çalışma koşullarında en düşük kütlesel debi R290 soğutkanında görülmüştür. R290 soğutucu akışkanın kütlesel debisi maksimum debi değerinin görüldüğü R404A ve R410A soğutkanlarından %65 daha düşüktür.

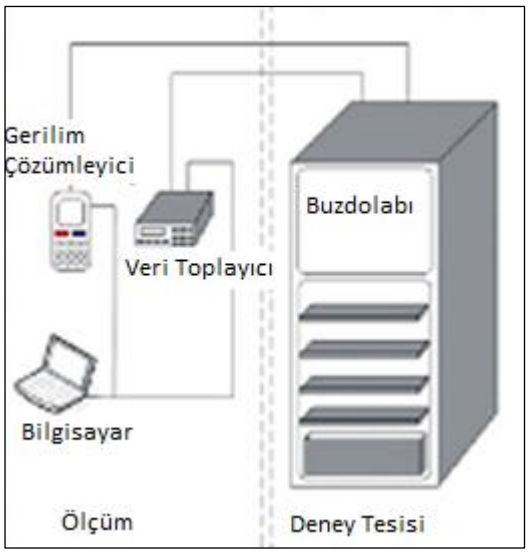
Kompresörden çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığı yani deşarj sıcaklığı kompresör ömrü ve sistem çalışma basınçları açısından önemlidir. En düşük deşarj R290 soğutucu akışkanında gözlenmiştir.

Hacimsel soğutma kapasiteleri, belirli çalışma koşulları için gerekli olan kompresörün boyutunun bir ölçüsüdür. Soğutkanın hacimsel kapasitesi yüksekse, kompresörün boyutları daha küçük olacaktır. Çünkü daha küçük hacimlerde istenilen kapasiteyi karşılayacaktır. R134a, en yüksek kapasitede olan R410A' dan %56 daha az hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir.

Yapılan çalışmanın sonuçlarına bakıldığında, performans değerleri göz önüne alınarak, sıfır ODP ve düşük GWP değerine sahip R290 soğutucu akışkanın R22 için uzun dönem alternatifi olabileceği sonucuna varılabilir. Kullanılacağı sisteme göre yanıcılık özelliğine dikkat edilmelidir.

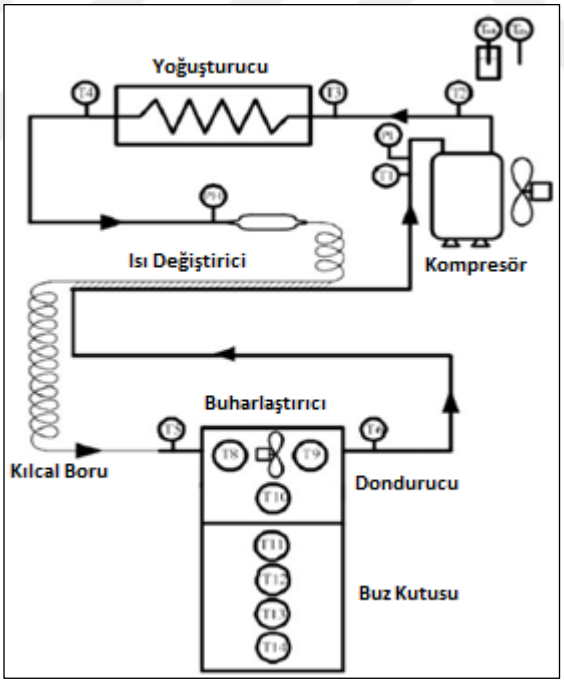
Ching-Song Jwo, Chen-Ching Ting ve Wei-Ru Wang (2009) [12] ev tipi bir buzdolabında kullanılmakta olan R134a yerine alternatif olarak düşünülen hidrokarbon soğutkanlardan R290 ve R600a (%50 R290, %50 R600a) karışımını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmanın sonunda iki soğutucu akışkan türünü enerji tüketimi ve şarj miktarı açısından değerlendirmiştir.

Deney düzeneği Şekil 2.19' da gösterildiği gibi ölçüm bölümü ve deneyin yapıldığı bölüm olarak iki kısımdan oluşmaktadır. Bu deneysel çalışmalarda kullanılan buzdolabı hacmi 400L olup, ısı pompası sisteminde bulunan R134a referans soğutucu akışkanının şarjı 150 gramdır.



Şekil 2.19 Buzdolabı deney düzeneği [12]

Deneyler 40 °C yoğuşma, -36 °C ve -20 °C arası buharlaşma sıcaklıkları için tekrarlanmıştır. Farklı bölgelerde olmak üzere 14 adet T-tipi ısıl çift kullanılmış ve ısıl çift konumları Şekil 2.20' de gösterilmiştir.



Şekil 2.20 Sıcaklık ölçüm noktaları şematik gösterimi [12]

Klima ve buzdolapları davranışlarını göstermek için soğutma etkisi, performans katsayısı ve enerji faktörü olarak bilenen üç parametre kullanılmakta olup, bu üç parametreye göre optimal soğutma sistemine karar verilir. Bir buzdolabına ait bu üç değer, hidrokarbon soğutucu akışkanlar için deneysel çalışmalarla belirlenmiştir.

Ev tipi buzdolabında; R12, R134a ve hidrokarbon (R290/R600a) soğutucu akışkanlarının soğutma etkisi ölçümleri yapılmıştır. R12, R134a ve R290/R600a karışımının COP değerleri şu sonuçları ortaya çıkartmıştır. R290/R600a' nın 90 gram kullanılması, uygulanan tesis için en iyi soğutma davranışına sahiptir ve referans 150 gram R134a' ya kıyasla şarj miktarı %40 azaltılmıştır. R290/R600a karışımının kullanıldığı buzdolabının soğuma etkisinin daha iyi olması, sıcaklık değişimlerini hızlandırmış ve çalışma süresini kısaltmıştır. Kısalan çalışma süresi ile birlikte R290/R600a karışımının R134a' ya göre enerji tüketimi %4,4 azalmıştır.

Choudhari ve Sapali (2017) [13] küresel ısınmaya sebep olan soğutucu akışkanların yerine uzun vadede alternatif olabilecek soğutucu akışkan arayışı için buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminde R22 ve küresel ısınma etkisi çok düşük olan R290 soğutucu akışkanlarının termodinamik performans analizini analitik hesaplarla gerçekleştirmiştir. Performans parametreleri olarak hacimsel soğutma kapasitesi, basınç oranı, performans katsayısı, deşarj sıcaklığı, soğutucu akışkan kütlesel debisi kullanılmış ve R290 için elde edilen bu değerler R22 ile kıyaslanmıştır.

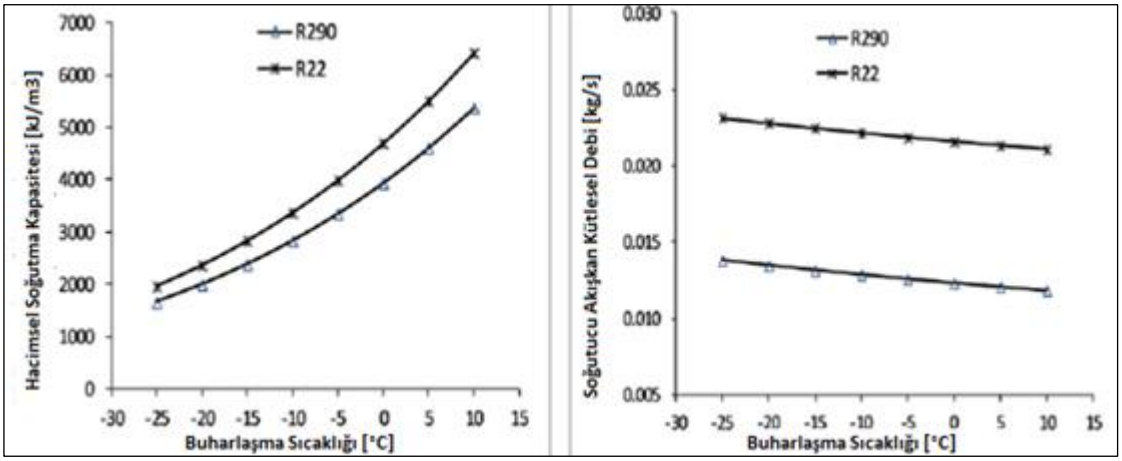
Soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri 45°C yoğuşma ver 10 °C buharlaşma çalışma koşulları için RefProp 9.0 programından alınmıştır. Gerçekleştirilen teorik araştırma sabit 45°C yoğuşma sıcaklığı ve -25 °C ile 10 °C arasında değişen buharlaşma sıcaklığı için yapılmıştır. Kompresör sıkıştırması izantropik ve genleşme valfindeki genişlemenin ise izentalpik olduğu varsayılmıştır. Yoğuşturucu çıkışında 5 °C aşırı soğutma, buharlaştırıcı çıkışında ise 10 °C aşırı ısıtma gerçekleştiği kabulü ile analitik çalışma gerçekleştirilmiştir.

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde hacimsel verim, izantropik verim, sistem COP değeri, azalan basınç oranı ile arttığı için düşük basınç oranları istenir. Artan buharlaşma sıcaklığı ile basınç oranları azalırken, R290 nın basınç oranı R22 ye daha azdır.

Alternatif soğutucu akışkan seçimlerinde kompresör deşarj sıcaklığı önemli bir özellik olup, R290 deşarj sıcaklığı R22' ye göre daha düşüktür.

Gerçekleştirilen analitik hesaplar, belirlenen çalışma koşullarında R290 soğutucu akışkanını R22' ye göre hacimsel kapasitesinin ve kütlesel debisinin sırasıyla %15 ve %43 oranında düştüğü sonucunu ortaya çıkarmıştır. Hacimsel soğutma kapasitesinin sıcaklık

artışı ile beraber artarken, kütlesel debinin ise azaldığı sırasıyla Şekil 2.21 ve Şekil 2.22'de gösterilmiştir.



Şekil 2.21 Hacimsel kapasite değişimi [13] Şekil 2.22 Debi değişimi [13]

Yapılan hesaplar sonucunda sistem COP değerleri çok benzer mertebelerde elde edilmiştir. R290 soğutucu akışkan kullanıldığında elde edilen COP değerleri R22' ye göre çok az oranda daha küçüktür. R290 özelliklerine göre tasarlanacak bir sistem optimizasyonu ile bu değerin R22 için elde edilen değerlerin üzerine çıkacağı düşünülmektedir.

Redouane Ghoubali, Paul Byrne ve Frédéric Bazantay (2017) [14] aynı soğutma tabanında R290 soğutkanlı ısı pompası su ısıtıcıda üç tip yoğuşturucu ile (rulo bağ, mikrokanal, D-tüp) soğutkan şarjına bağlı COP optimizasyonunu inceledi. Deneysel sonuçlar R290 soğutkanlı ısı pompası sisteminde 224g şarj, 3,17 COP, 7 saat ısıtma süresi ile en iyi performansın rulo-bağ yoğuşturucuyla elde edildiğini gösterdi.

Kashif Nawaz, Bo Shen, Ahmed Elatar, Van Baxter ve Omar Abdelaziz (2017) [15] ısı pompalı su ısıtma sisteminde referans soğutucu akışkan R134a' ya alternatif olabilecek olan düşük GWP değerli, çevre dostu hidrokarbon grubu soğutucu akışkanlarından R290 ve R600a performansını değerlendirmek için bileşen tabanlı bir model tasarlamıştır. Bu modelde gerekli toplam soğutkan şarj miktarı, ısı pompası çalışma süresi gibi performans değerleri incelenmiştir.

Isı pompası tasarım modeli deneysel verilere karşı kalibre edildikten sonra, R290 ve R600a ile çalışması için dikkate alınan alternatif soğutucuların performans analizi için kullanılmıştır. Sistemin tasarımını optimize etmek için çeşitli parametreler göz önünde

bulundurulmuş ve nihai simülasyon sonuçları referans performans değerleri ile karşılaştırılmıştır. Oluşturulan modelde sistem komponentleri R134a soğutucu akışkanının termofiziksel özelliklerine göre oluşturulmuştur.

Çalışmada kullanılan tüm soğutucu akışkanların özellikleri RefProp 9.0' dan alınmış olup Çizelge 2.3' de gösterilmektedir. Burada yanıcılık sınıfında gösterilen "A" harfi toksik olmayan, "1" yanıcı olmayan ve "3" yanıcı anlamına gelmektedir.

Çizelge 2.3 Kıyaslanan soğutucu akışkan özellikleri [15]

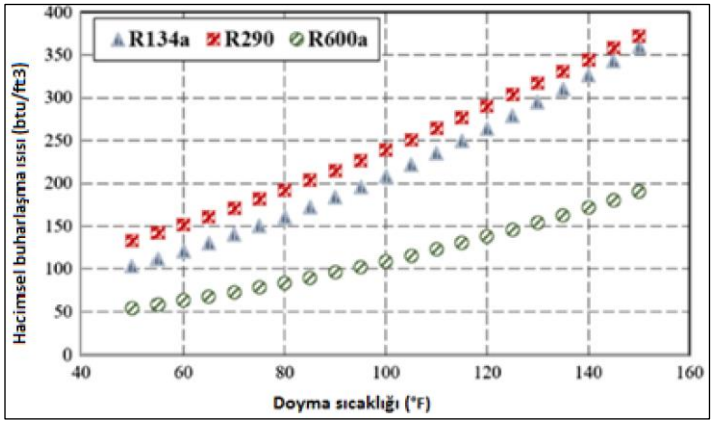
Özellik	**R134a**	**R290**	**R600a**
Formül	CH_2FCF_3	C_3H_8	C_4H_{10}
Moleküler Kütle	102	44	58
ODP	0	0	0
GWP100	1300	<3	<3
Güvenlik Sınıfı	A1	A3	A3
Kritik Sıcaklık (K)	374,21	369,89	407,81
Kritik Basınç (Mpa)	4,06	4,25	3,63
Doyma Basıncı (280, 37 K) (Mpa)	0,3774	0,5879	0,2012
Buharlaşma Entalpisi (280,37 K) (kJ/(kg)	193,17	364,46	347,38
Buhar Yoğunluğu (280,37 K) (kg/m3)	18,66	12,75	5,38
Hacimsel Kapasite (280,37 K) (kJ/m3)	3604,55	4646,87	1868,9
Doyma Basıncı	2,04	2,5	1,05

Parametrik analiz dört farklı simülasyon modeline göre gerçekleştirilmiştir. Bu dört farklı simülasyon modeli Çizelge 2.4' de gösterilmektedir.

Çizelge 2.4 Parametrik analizde kullanılan simülasyon durumları [15]

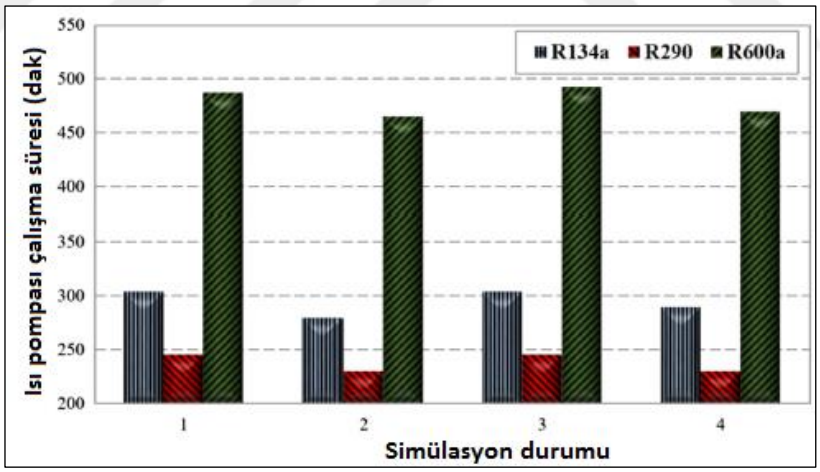
Durum Numarası	**Çözdürülen Model**	**Tank Yalıtım Etkinliği (%)**
1	Paralel-Ters Akışlı	90
2	Paralel-Ters Akışlı	95
3	Ters Akışlı	90
4	Ters Akışlı	95

Şekil 2.23 soğutucu akışkanların hacimsel kapasitelerini çalışma koşulları aralığı boyunca değişimini ve birbirlerine göre durumlarını göstermektedir.



Şekil 2.23 Soğutucu akışkanların hacimsel kapasite karşılaştırması [15]

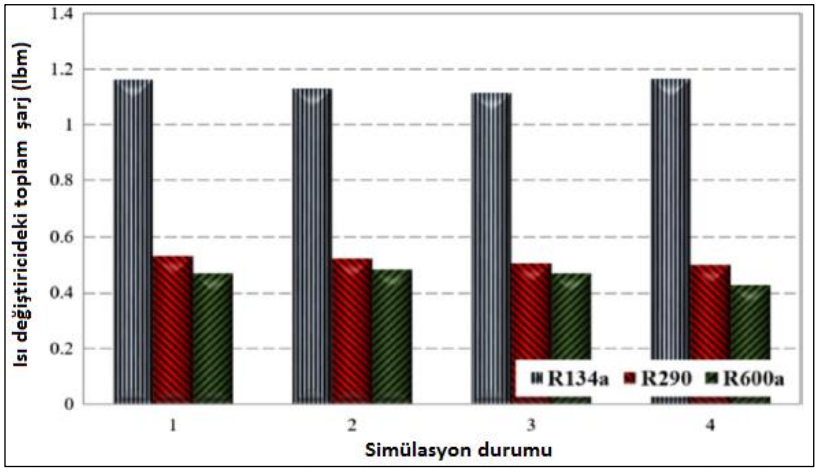
Gerçekleştirilen parametrik analiz sonuçlarına göre oluşturulan Şekil 2.24 incelendiğinde ısı pompasının en fazla çalışmış olduğu akışkanın R600a olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ise incelenen soğutucu akışkanlar arasında en düşük hacimsel buharlaşma ısısına R600a' nın sahip olması olarak gösterilmektedir. R600a ısı pompası sistemi çalışma süresi, referans soğutkan R134a' dan %33 ile %50 arasında daha uzundur. Diğer taraftan, R290, en yüksek hacimsel buharlaşma ısısından dolayı üç soğutucu arasında en düşük ısı pompası çalışma süresine sahiptir (R134a'nınkinden yaklaşık 50 dakika daha azdır).



Şekil 2.24 Farklı tasarım seçeneklerinde farklı soğutkanlar için ısı pompası çalışma süresi [15]

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda bulunan toplam soğutucu akışkan şarj miktarı karşılaştırması Şekil 2.25'de gösterilmektedir. Şekil 2.25' den anlaşılacağı üzere bu sistem için gerekli olan şarj miktarı, R290 ve R600a' nın her ikisi içinde R134a' ya gerekenin yarısından daha azdır. Bunun sebebi ise Çizelge 2.2' de bahsedilen soğutucu akışkan moleküler kütlesidir. R134a yerine kullanıldığı zaman düşük soğutkan şarj miktarı

gerektirmesi, yanıcılıkla ilgili kaygıları azaltmakta ve alternatif soğutkan olabilme şansını arttırmaktadır.



Şekil 2.25 Farklı tasarım seçeneklerinde farklı soğutucular için yoğuşturucu ve buharlaştırıcı içerisinde toplam şarj miktarı [15]

BÖLÜM 3

F-GAZ YÖNETMELİĞİ

3.1 F-Gaz Yönetmeliğinde Bilinmesi Gereken Kavramlar

Günümüzün en büyük problemlerinden bir tanesi haline gelen sera gazı emisyonlarına bağlı gerçekleşen küresel ısınmaya yönelik alınan önlemlerden en ciddi boyutlarda olanı F-Gaz Düzenlemesi'dir. F-Gaz Düzenlemesinin daha iyi anlaşılması açısından bazı kavramların doğru bir şekilde öğrenilmesi çok önemlidir.

3.1.1 Ozon Tüketme Potansiyeli

Üst atmosferdeki ozon tabakası, sağlığımıza zararlı olabilecek ultraviyole radyasyonun engellenmesinde filtre görevi görmektedir. Ozon tabakası CFCs, halojenler (HX) ve bromürlerin atmosfere emisyonları nedeniyle incelmektedir. Yapısında halojen madde bulunan soğutucu akışkanlarda, halojen atomu ozon ile reaksiyona girerek ozon tüketir. Bir soğutkanın ODP' si, atmosferik ozon üzerindeki etkisini temsil eder ve bu değer ODP değeri "1" olarak kabul edilen R11 soğutucu akışkan referans alınarak ifade edilir [17].

Ozon tabakasını incelten maddelere yönelik Montreal Protokolü, 1987'de kabul edildi. Montreal Prokolü ile ozon tabasına zarar veren kimyasalların üretiminin, özellikle CFCs grubu soğutucu akışkanların, 1995 yılına kadar kademeli olarak azaltılıp, durdurulmasına karar verildi. Soğutucu akışkan maddelerin emisyonları, ozon tabakasına zarar veren maddelerin sadece %10' unu oluşturuyordu. Geri kalan %90' lık dilim aerosol spreylerden, çözücülerden ve köpük izolasyonlarından oluşmaktadır [17].

3.1.2 Küresel Isınma Potansyeli

Genel olarak sera etkisine sebep olan florürlü gazlara sera gazları denir. Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi' nde sera gazları "hem doğal hem de insan kaynaklı olup atmosferdeki kızıl ötesi radyasyonu emen ve tekrar yayan gaz oluşumlarıdır." şeklinde tanımlanmaktadır [18]. Bir sera gazı, atmosferdeki ısıyı emen ve yeniden veren herhangi bir gazdır ve böylece gezegenin atmosferini olduğundan daha sıcak tutar. Dünya atmosferindeki ana sera gazları su buharı, karbondioksit (CO_2), metan (CH_4), azotoksit (N_2O) ve ozondur (O_3) [19]. Güneşten dünyaya ulaşan ışınların bir bölümü aynı zamanda dünya yüzeyi tarafından uzaya geri yansıtılır. Ancak, atmosferdeki su buharı, karbondioksit, metan, diazotmonoksit ve kloroflorokarbonlar gibi sera gazları tarafından bu yansımanın bir kısmı önlenir. Sera gazları, ışınları tutarak adeta dünyayı kuşatan bir battaniye gibi enerjinin dünyanın yüzeyinden ve atmosferden kaçışını engellemektedir. Gaz molekülleri tutulan ışınları yeniden dünyaya yansıtır. Bu yeniden yansımanın sonucu olarak da yeryüzü daha fazla ısınır. Bu olaya sera gibi davranış göstermesinden ötürü sera etkisi adı verilmektedir [20]. Sera etkisi de küresel ısınmaya sebep olur. Küresel ısınma dünya sıcaklıklarının artması, buzullarının erimesi ve deniz seviyelerinin yükselmesi ile sonuçlanmaktadır.

Farklı sera gazlarının farklı zaman aralıklarında atmosferde kaldığını ve farklı ısı miktarlarını da emdiğini belirtmek gerekir. Bir sera gazının "küresel ısınma potansiyeli (GWP)", 100 yıl boyunca bir gazın neden olduğu ısının miktarını gösterir. Yani gazın küresel ısınmaya olan katkısını göstermektedir. GWP, indeks değeri 1 olan CO_2' e kıyasla kaç kat daha fazla küresel ısınmaya sebep olduğunu gösteren bir indekstir. Örneğin, 1kg metan, 100 yıllık bir süre içinde, 1 kg CO_2'ye kıyasla 25 kat daha fazla küresel ısınmaya neden olur ve bu nedenle metanın GWP değeri 25 olarak belirlenmiştir [19].

3.2 F-Gazlar Nelerdir?

F-gazlar sera etksine neden olan flor içeren gazlar olmakla beraber çeşitli sektör ve uygulamalarda kullanılan insan yapımı kimyasallardır. F-gazlar, 1990' larda ozon tabakasını tahrip eden, birçok uygulamada da yaygın olarak kullanılan ve Montreal Protokolü ile kullanım dışı bırakılan CFC ve HCFC grubu soğutucu akışkanların yerini

almışlardır. Bununla beraber, F-gazların ozon tüketme potansiyelleri (ODP) sıfır olmasına rağmen iklim değişikliğine önemli ölçüde olumsuz etkileri vardır.

F-Gaz Yönetmeliğin Ek I' inde yer alan florlu sera gazları aşağıdaki gibidir [2];

1. Hidroflorokarbonlar (HFCs)

2. Perflorokarbonlar (PFCs)

3. Diğer karışımlar (sülfür hegzaflor-SF6)

F-gaz emisyonlarının yaklaşık olarak %80' inin nedeni klimalar, ısı pompaları ve soğutma ürünlerinde soğutucu akışkan olarak kullanılan HFC emisyonlarıdır. Bu nedenle F-Gaz Yönetmeliği HFC emisyonlarının azaltmasına yönelik yapılan bir düzenlemedir.

3.3 Neden HFC?

Ozon tabakasını incelten maddeler üzerinde Montreal Protokolü altında CFC ve HCFC gibi ozon tüketen soğutucu akışkanların faz dışı kalmasıyla, HFC kullanımı artmıştır. Bu nedenle HFC sera gazı emisyonlarının en hızlı büyüyen kaynağı haline gelmiştir. Avrupa Çevre Ajansı' nın florlu sera gazları hakkındaki 2014 raporuna göre, F-gazlar 2013 yılında 28 Üye Devletteki tüm sera gazı emisyonlarının (küresel ısınma potansiyeli olarak ifade edilen) yaklaşık %2,5' ini oluşturuyordu. Avrupa Komisyonu'na göre, HFC kaynaklı emisyonların 1990 yılından bu yana %60 oranında arttığı tespit edilmiştir [21].

HFC, ozon tüketmemekle birlikte, iklim üzerinde çok yüksek bir olumsuz etkiye sahiptir. Küresel ısınma potansiyeli (GWP) genellikle CO2' ye referansla 100 yıllık bir süre boyunca ölçülür. Bununla birlikte, atmosferdeki HFC soğutucu akışkanlarının nispeten kısa ömürleri, 20 yıl gibi, bu gazların iklim üzerindeki etkilerini daha iyi yansıtmaktadır. Örneğin, soğutma, iklimlendirme ve ısıtmada kullanılan F-gazların yarısından fazlasını kapsayan HFC grubu soğutucu akışkanlardan olan R134a, 14-16 yıllık bir atmosfer ömrüne sahiptir. 100 yılı aşkın GWP' si 1430 iken, atmosferdeki gerçek varlığına çok daha yakın olan 20 yıllık GWP 3830'dur [21].

3.4 Yeni F-Gaz Yönetmeliği ve AB Hedefleri

Avrupa'da 2006 yılında yayınlanan F-Gaz Yönetmeliği düzenli kaçak kontrolü, teknik personelin sertifikalandırılması, kayıt tutma yükümlülüğü, geri kazanma yükümlülüğü, etiketleme vb. ile "kaçak ve emisyonların" önlenmesine odaklanmıştır. Bu önlemler, mobil klima sistemleri yönergesi ile birlikte, F-gaz emisyonlarının kullanımlarının artması olumsuzluğunu zamanla dengeli bir hale getirecektir. Fakat bu önlemler AB düşük karbon yol haritası hedeflerine ulaşmak için yeterli değildir. Bu hedeflere ulaşmak için daha fazla aksiyon gerektiren yeni bir düzenlenme getirme durumu ortaya çıkmıştır. Ve 2006' da yayımlanan F-Gaz Yönetmeliği 2014 yılında yeniden düzenlemiştir.

AB düşük karbon yol haritası 2050 hedeflerine ulaşmak amacıyla, Avrupa Birliği Komisyonu tarafından 20.05.2014 tarihinde 517/2014 sayılı Yeni F-Gaz Yönetmeliği yayınlanmıştır [1]. Yeni F-Gaz Yönetmeliği 2030 yılına kadar F-gaz emisyonlarını 2/3 oranında azaltmayı hedeflemektedir. Bu yönetmelik 01.01.2015 tarihinden itibaren Avrupa Birliği'nde yürürlüğe girmiştir.

3.5 2006 ve 2014 F-Gaz Yönetmelikleri Arasındaki Farklar

Mevcut 2006 F-Gaz Yönetmeliği düzenli kaçak kontrolü, teknik personelin sertifikalandırılması, kayıt tutma yükümlülüğü, geri kazanma yükümlülüğü, etiketleme...vb ile "kaçak ve emisyonların" önlenmesine odaklanmışken; yeni 2014 F-Gaz Yönetmeliği' nde mevcut yönetmelikteki gereklilikler aynen kalmakla birlikte bunlara ilaveten "F-gazların kullanımından kaçınmayı" amaçlamaktadır. Bunu ise;

1. HFC' lerin tüketimini kademeli olarak azaltarak: (Kota Tahsisi ile piyasaya sürülecek HFC'lerin kademeli olarak azaltılması.)

2. İlave ürün ve servis yasakları getirerek: (Sınırlı ürün yasakları daha da genişletildi.)

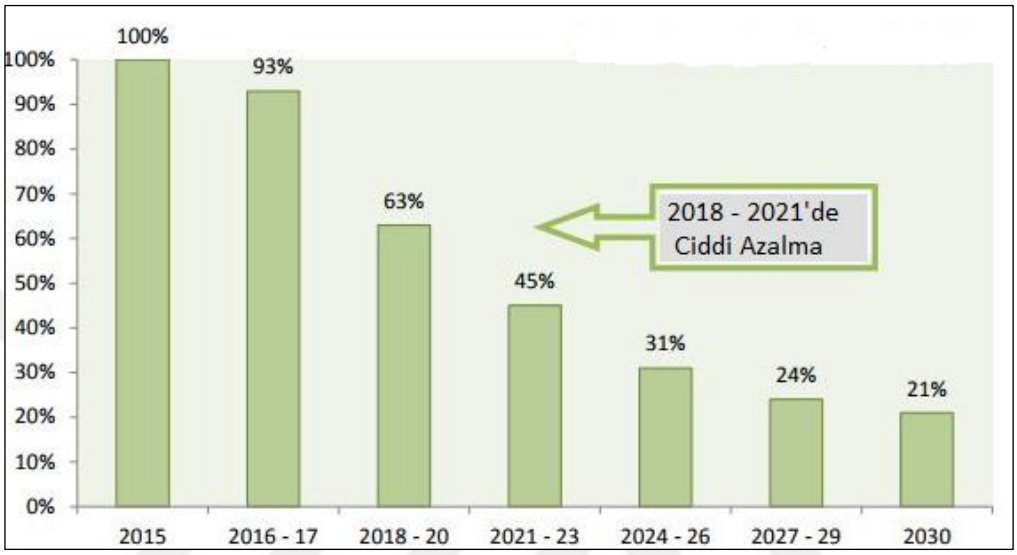
şeklinde düzenlemektedir.

3.6 HFCs Kademeli Azaltma Takvimi

Yeni F-Gaz Yönetmeliği, HFC üretici ve ithalatçılarına kota tahsisi yoluyla AB pazarındaki HFC miktarını kademeli olarak azaltmayı amaçlar. Bu kademeli azaltma ile 2030 yılına kadar HFC tüketiminin %79 azaltılması hedeflenmektedir (Avrupa' da 2009 ile 2012 yılları

arasında piyasaya sürülen toplam miktarın yıllık ortalaması baz alınarak, Şekil 3.1). Burada bahsi geçen kota miktarı ağırlık (kg) bazında değil, "CO_2 eşdeğeri" olarak tanımlanan yeni bir birim üzerinden hesaplanacaktır. "CO_2 eşdeğeri" soğutucu akışkan miktarı (kg) ile akışkanın küresel ısınma potansiyelinin (GWP) çarpımına eşittir [3].

$$CO_{2eş} = kg \times GWP \qquad (3.1)$$



Şekil 3.1 HFC Kademeli Azaltma Takvimi [22]

BÖLÜM 4

NEM ALMA İŞLEMİNİN İNCELENMESİ

Nem yüklü havanın taşımış olduğu nemden kurtulabilmesi için soğuyarak doyma noktasına ulaşması gerekir. Nem alma olayında kullanılan iki yöntem vardır. Birinci yöntem, doğrudan temaslı nem alma yöntemidir. Doğrudan temaslı yöntemle nem alma olayı su soğutmalı sistemlerde görülmektedir. Bu sistemlerde sıcak ve nem yüklü hava üzerine soğuk su püskürtülerek havanın taşımış olduğu nem alınır. Su soğutmalı nem alma sistemleri kendi arasında paralel ve zıt akışlı olarak ikiye ayrılır. Paralel akışlıda su, hava ile aynı yönde, zıt akışlıda ise hava hareketinin tersi yönde püskürtülür. İkinci yöntem ise dolaylı temaslı nem alma yöntemi olarak bilinen hava soğutmalı sistemlerdir. Bu sistemelerde, açık ve kapalı olmak üzere iki hava çevrimi bulunmaktadır. Çevrimleri oluşturan proses havası ve soğutma havası çapraz ısı değiştiricisinde etkileşime girerek nem yüklü havanın nemi alınmaktadır. Dolaylı temaslı nem alma yöntemlerinden biri de ısı pompalı sistemlerdir. Bu sistemlerde buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi bulunmaktadır.

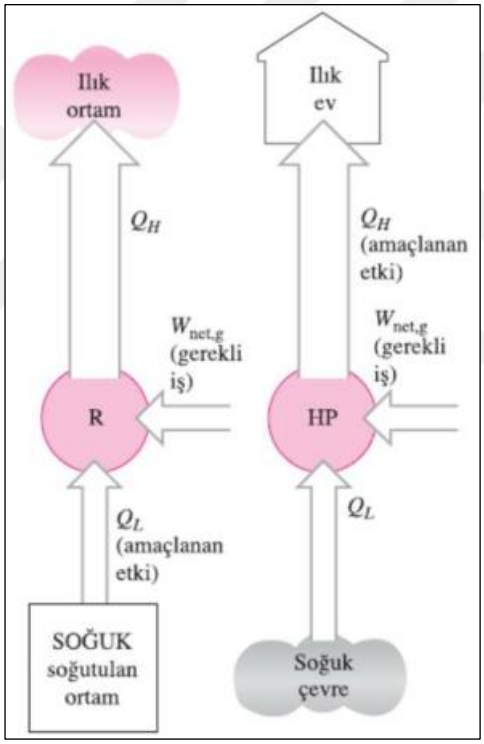
4.1 Isı Pompası Sistemi

Isı akışının, yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıkta bulunan ortama doğru gerçekleştiği termodinamiğin ikinci yasası ile açıklanmaktadır. Bu işlem tamamen doğal yollarla gerçekleşirken herhangi bir güç tüketen mekanik aksama gerek duyulmaz. Ancak tersi yönde bir ısı akışının gerçekleşmesi için soğutma makineleri ya da ısı pompaları adı verilen özel amaçlı cihazlara ihtiyaç duyulmaktadır.

Soğutma makineleri ve ısı pompaları çevrim prensibi ile çalışır ve çevrimde kullanılan, iş gören akışkanlara soğutucu akışkan (soğutkan) denilir. Bir soğutma makinesi ve ısı

pompasının genel çizimi Şekil 4.1' de gösterilmektedir [23]. Her ikisi de düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısıyı aktaran makinelerdir ve bu nedenle aslında aynı makinelerdir.

Soğutma makinesi ve ısı pompasının birbirinden ayrı şekilde adlandırılmasının sebebi kullanım amaçları arasındaki farktır. Şekil 4.1' de de görüldüğü gibi soğutma makinesinin amacı bir ortamı soğutmak, düşük sıcaklıkta tutmak için o ortamdan ısı çekmektir. Çekilen ısının daha yüksek sıcaklıktaki ortama aktarılması sadece bir işlem adımıdır, ana amaç değildir. Isı pompasında ise amaç ısıtılan ortamı sürekli yüksek sıcaklıklarda tutmaktır. Bunu yapabilmek içinde düşük sıcaklık ortamından ısıyı, ısıtılması istenen ortama aktarmaktadır [26].



Şekil 4.1 Soğutma makinesi (solda) ve Isı pompası (sağda) [23]

Soğutma makineleri ve ısı pompalarının görevlerini yerine getirmeleri etkinlik katsayısı (COP) ile aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir [23],

$$COP = \frac{Amaç}{Harcanan} \tag{4.1}$$

4.1.1 Isı Pompası Sistem Elemanları

Isı pompası sistemlerinin en önemli elemanlarından bir tanesi ısının bir yerden başka bir yere aktarılmasını sağlayan soğutucu akışkanlardır. Soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler [30];

- Daha az enerji sarfiyatı ile daha çok soğutmaya imkan vermeli
- Yüksek buharlaşma ısısı
- Yüksek buharlaşma basıncı
- Yüksek kritik sıcaklık
- Yüksek ısıl geçirgenlik
- Düşük özgül hacim
- Düşük yoğuşma basıncı
- Düşük donma derecesi
- Düşük viskosite ve az yüzey gerilimine sahip olmalıdır. Çünkü yüzey geriliminin fazla olması yüksek ısı geçişine imkan veren damlalaşarak yoğuşmayı zorlaştırır
- Emniyetli, güvenilir ve depolaması kolay olmalı
- Yağlama yağında çözünmeli
- Yanıcı ve patlayıcı olmamalı
- Basınç ve sıcaklıklarının en uç noktalarında bile çözünmemeli, özelliklerini kaybetmemeli ve kararlı olmalı
- Dielektrik olmalı
- Temini kolay ve düşük fiyatlı olmalı

Bir ısı pompası sistemi 4 ana elemandan oluşmaktadır [23]. Isı pompası sistemini oluşturan ana elemanlar;

- Buharlaştırıcı

Çift fazlı halde sıvı-buhar karışımı olarak buharlaştırıcıya gelen soğutucu akışkanın, buharlaştırıcı boruları içerisinden geçerken dışarıdan ısı alarak doymuş buhar ya da

kızgın buhar fazına geçtiği elemandır. Kullanıldığı sistemlere, ihtiyaçlara göre piyasada çeşitli buharlaştırıcı tipleri bulmak mümkündür.

- Kompresör

Buharlaştırıcıdan aldığı buhar fazdaki soğutucu akışkana içerisinde sıkıştırma uygulayıp, soğutucu akışkanın sıcaklık ve basıncını arttırarak kızgın buhar haline getiren elemandır. Kompresörler iş tüketen elemanlardır.

- Yoğuşturucu

Yüksek basınç ve sıcaklıktaki kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı doymuş sıvı hale getirerek ısısını dış ortama veren bir ısı değiştirici türüdür.

- Kısılma Vanası

Yoğuşturudan gelen akışkanın basınç ve sıcaklığının sistem için gereken buharlaşma basınç ve sıcaklığına hızlı bir şekilde düşürüldüğü sistem elemanıdır. İçerisinde çift fazlı akış durumu mevcuttur. Isı pompası sistemlerinde genleşme cihazı ya da kılcal boru olarak da bilinen tipleri de mevcuttur. Dışarıdan ayarlanabilir tipleri olduğu gibi yapılan hesaplamalar sonucu belirlenmiş boyutlarda, dışarıdan sistemin çalışması esnasında ayar yapılamayan tipleri de bulunmaktadır.

Isı pompası sisteminde genellikle kullanılan yardımcı ve kontrol elemanları [28];

- Kompresör Basınç Kontrol Cihazı
- Susturucular
- Yağ ayırıcı
- Sıvı tankı
- Kurutucu filtre
- Gözetleme camı
- Manyetik valf
- Çek valf
- İş İşletme termostatı

- Akümülatör
- Basınç Düşürücü Vanalar

4.2 Nemli Havanın Termodinamiği

4.2.1 Psikrometri

Psikrometri, nemli havanın termodinamik özellikleri ve bu özellikleri arasındaki işlemlerle ilgilenen, termodinamiğin bir dalıdır [25]. Burada adı geçen nemli havanın bir diğer karşılığı ise atmosferik havadır. İçerisinde hiç su buharı bulundurmayan hava, kuru hava olarak bilinmektir. Atmosferik hava ise içerisinde çok miktarda kuru hava ile birlikte bir miktar su buharı barındırır ve su buharı miktarı sabit değildir. Duruma, konuma, yüksekliğe ve termodinamik işlemlere bağlı olarak dinamik şekilde değişmektedir. Bu nedenle iklimlendirme işlemlerinde dikkate alınan hava atmosferik havadır. Yani, incelenen havada su buharı varlığı gözardı edilemez.

Nem alma ve iklimlendirme uygulamalarında, hava sıcaklık aralığı yaklaşık olarak -10 ^{o}C ile 50 ^{o}C arasındadır. Bu sıcaklık aralığında kuru hava ideal gaz gibi davranmakta olup özgül ısısı %0,02 hatayla sabit bir değer olan 1,005 kJ/(kg . K) kabul edilir [23]. Yapılan incelemeler ve hesaplamalar sonucunda belirtilen sıcaklık aralığı için su buharı davranışları da incelenmiş ve bu sıcaklık aralığında su buharının çok küçük bir hata oranı ile ideal gaz gibi davrandığı gözlenmiştir. Bu nedenle iklimlendirme uygulamalarında su buharı için de ideal gaz kabulü geçerlidir. Eşitlik (4.7) ve (4.8)' de sırasıyla kuru hava ve su buharı için ideal gaz denklemlerini sağlamaktadır.

$$P_a v_a = RT \tag{4.2}$$

$$P_v v_v = RT \tag{4.3}$$

Nemli hava yani iklimlendirme işlemlerinde kullanılacak olan atmosferik hava, kuru hava ve su buharı karışımı olarak ideal gaz karışımı olarak incelenebilir.

$$P = P_a + P_v \tag{4.4}$$

Burada P_a kuru hava ve P_v su buharı kısmı basınçlarını, P ise atmosferik hava yani toplam basıncı temsil etmekte olup hesaplamalarda kullanılan birimleri ise kPa' dır.

4.2.2 Nem Kavramı

Atmosferik havanın yani nemli havanın bir önceki bölümde belirtilen tanımından yola çıkarak, nemli hava içerisindeki su buharı ağırlığının, kuru hava ağırlığına oranına özgül nem adı verilir. Bir başka deyişle birim kuru hava başına düşen nem miktarı olarak da bilinmektedir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad \text{(kg su buharı/kg kuru hava)} \tag{4.5}$$

m_v : Nemli havada bulunan su buharı miktarı [kg]

m_a : Kuru hava miktarı [kg]

Eşitlik (4.2) ve (4.3) ideal gaz denklemleri (4.6)' da yer alan özgül nem eşitliğine uygulanırsa,

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V/R_v T}{P_a V/R_a T} = \frac{P_v/R_v}{P_a/R_a} = 0{,}622\,\frac{P_v}{P_a} \tag{4.6}$$

Eşitlik (4.9)' da yer alan atmosferik basınç (toplam basınç) eşitliğini (4.7)' e uygulayarak toplam basınçlar cinsinden özgül nem formülü de yazılabilir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0{,}622\,\frac{P_v}{P_a} = 0{,}622\,\frac{P_v}{P-P_v} \tag{4.7}$$

Kuru hava belirtildiği gibi içerisinde nem bulunmayan havadır ve özgül nem değeri sıfırdır. Kuru havaya su buharı ilavesi yapıldıkça özgül nem değeri artacak ve bir noktadan sonra artık nem alamaz hale gelecektir. Havanın neme doymasına, taşıyabileceği en yüksek nem oranına ulaştığı andaki durumuna doymuş hava denilmektedir. Doymuş haldeki sıcaklık ve basınç değeri de doyma sıcaklığı ve doyma basıncı olarak bilinmektedir. Havanın belirli bir sıcaklık ve basınçta sahip olduğu su buharı miktarının, aynı koşullarda sahip olabileceği en yüksek su buharı miktarına oranına bağıl nem adı verilmektedir. Bu nedenle bağıl nem değeri 0 ile 1 arasında bir değere sahiptir. Bağıl nem bağıntısı,

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} \tag{4.8}$$

olarak ifade edilir.

Özgül nem bağıntılarında olduğu gibi ideal gaz denklemleri Eşitlik (4.9)' ye uygulanırsa,

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_g T} = \frac{P_v}{P_g} \tag{4.9}$$

elde edilir.

Burada "g" alt indisi doyma halini ifade etmek üzere,

m_g : Belirli bir sıcaklıkta havada bulanabilecek en fazla su buharı miktarı [kg]

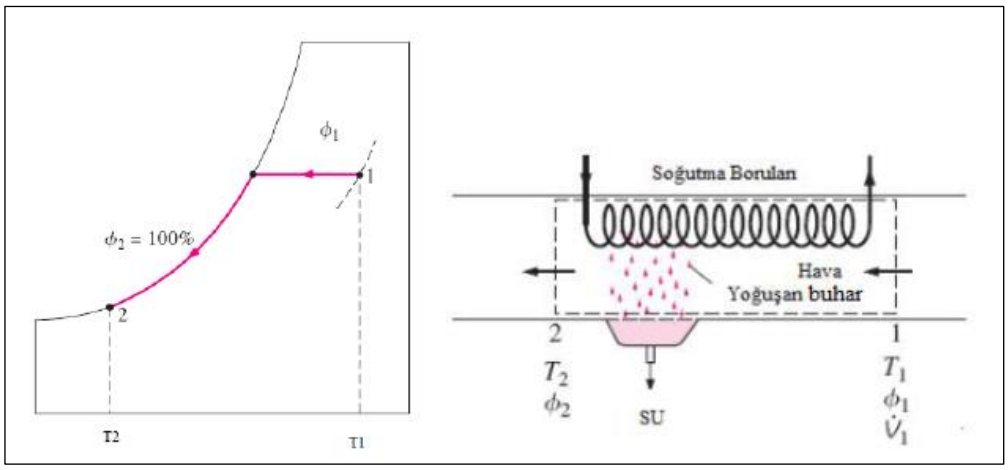
P_g : Belirli bir sıcaklıkta suyun doyma basıncı [kPa]

Özgül nem ve bağıl nem kavramları iç içe olan ifadelerdir. Biri bilindiği takdirde diğerinin de rahatlıkla belirlenmesi için ikisi arasında doğrudan geçiş yapılması için bazı bağıntılar geliştirilmiştir. İklimlendirme ve nem alma işlemlerinde bu doğrudan geçiş bağıtntılarının çok iyi bilinmesi gerekmektedir. Buradan hareketle özgül nem ve bağıl nem arasındaki ilişkiyi daha iyi ifade edebilmek için Eşitlik (4.7) ve (4.9) birleştirildiğinde,

$$\phi = \frac{\omega P}{(0{,}622+\omega)P_g} \qquad ve \qquad \omega = \frac{0{,}622\phi P_g}{P-\phi P_g} \tag{4.10a, b}$$

4.2.3 Soğutma ile Nem Alma İşlemi

Soğutma ile nem alma işleminde, hava önce sabit özgül nemde duyulur olarak soğutulmaktadır. Bu işlem esnasında havanın sahip olduğu bağıl nem değeri artmakta ve bir süre sonra Psikrometrik diyagram üzerinde hava doymuş hava eğrisine gelmektedir. Doyma eğrisine değdiği nokta aynı zamanda çiy noktası sıcaklığıdır. %100 bağıl nem değerine ulaşarak doyma noktasına gelen hava, çiy noktasının altındaki sıcaklığa soğutulmaya devam edilirse yoğuşur ve üzerindeki nemi bırakmaya başlar. Bu işlem soğutma devam ettiği sürece devam eder. Sonuç olarak hava ilk duruma göre özgül nem ve sıcaklık değeri azalmış, doymuş hale geçmiş ve nemini bırakmış olur. Nemli havanın soğutulması diğer bir ifadeyle soğutma ile nem alma işlemi Şekil 4.8' de gösterilmektedir.



Şekil 4.2 Soğutma ile nem alma işlemi [23]

Soğutma ile nem alma işleminde Şekil 4.8'de gösterilen 1 ve 2 noktaları arasında kütle ve enerji korunumu dengesi uygulandığında aşağıdaki eşitlikler elde edilir [23].

Kuru hava kütle dengesi,

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \tag{4.11}$$

Su kütle dengesi,

$$\dot{m}_{a1}\omega_1 = \dot{m}_{a2}\omega_2 + \dot{m}_v \quad \longrightarrow \quad \dot{m}_v = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2) \tag{4.12}$$

Enerji dengesi,

$$\sum_{giren} \dot{m}h = \dot{Q}_{çıkan} + \sum_{çıkan} \dot{m}h \longrightarrow \dot{Q}_{çıkan} = \dot{m}(h_1 - h_2) - \dot{m}_v h_f \tag{4.13}$$

BÖLÜM 5

TEORİK ANALİZ ÇALIŞMALARI

5.1 R290 Soğutucu Akışkanının Özellikleri

Hidrokarbon soğutucu akışkan grubundan R290 son yıllarda mevcut ısı pompalı sistemlerde kullanılan HFC grubu soğutucu akışkanlarına alternatif olarak ön plana çıkmaktadır. Çünkü kısa atmosferik ömürleri, GWP değerinin düşük olması ile sonuçlanmaktadır [10]. Çevresel özellikler Çizelge 5.1' de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1 R290 soğutucu akışkanı çevresel özellikleri

Soğutucu Akışkan	Kimyasal Formül	Atmosferik Ömür	GWP	ODP
R290	C3H8	0,041	3	0

Soğutucu akışkanların, kullanıldıkları sistemlerdeki görevlerini ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip olması gerekir. Soğutucu akışkanın sahip olduğu fiziksel ve termofiziksel özellikler, ısı pompalı sistemin enerji performansı, sistem verimliliği gibi özelliklerini belirlemektedir.

R290 soğutucu akışkanının 10 °C buharlaşma ve 45 °C yoğunlaşma sıcaklığı ve bu sıcaklıktaki basınçlarına göre oluşturulan, fiziksel ve termofiziksel özellikler Çizelge 5.2' de gösterilmiştir. Tüm özellikler RefProp 9.0 programından alınmıştır [33]. R290' nın buharlaşma gizli ısısının yüksek olması ve sıvı fazda düşük yoğunluğu, sistemde dolaştırılması gereken akışkan miktarının düşük olmasını sağlar [13]. Düşük miktarlarda soğutkan gerektirdiğinden dolayı kullanılacakları ısı pompalı sistemlerde HFC soğutucu akışkanlarına göre daha küçük hacimli ısı değiştiricileri kullanılmasına olanak tanır.

Kritik sıcaklığı yüksek olup, donma sıcaklığı ise düşüktür. Bu durum zaten soğutucu akışkanlardan beklenen özelliklerdendir. Hacimsel kapasitelerinin yüksek oluşu sebebiyle kullanılan soğutkan miktarının az olması, geleneksel soğutucu akışkanlara kıyasla daha küçük strok hacimli kompresörlere ihtiyaç duyulur. Böylece sistemde kullanılan soğutma grubunun işgal etmiş olduğu hacim de azalacaktır. Kompresör ömrü, deşarj sıcaklığı ile ters orantılıdır [13]. Yüksek özgül ısısı sebebiyle deşarj sıcaklıkları yüksek olmayıp, kompresör ömürleri uzundur.

Çizelge 5.2 R290 soğutucu akışkan özellikler [33]

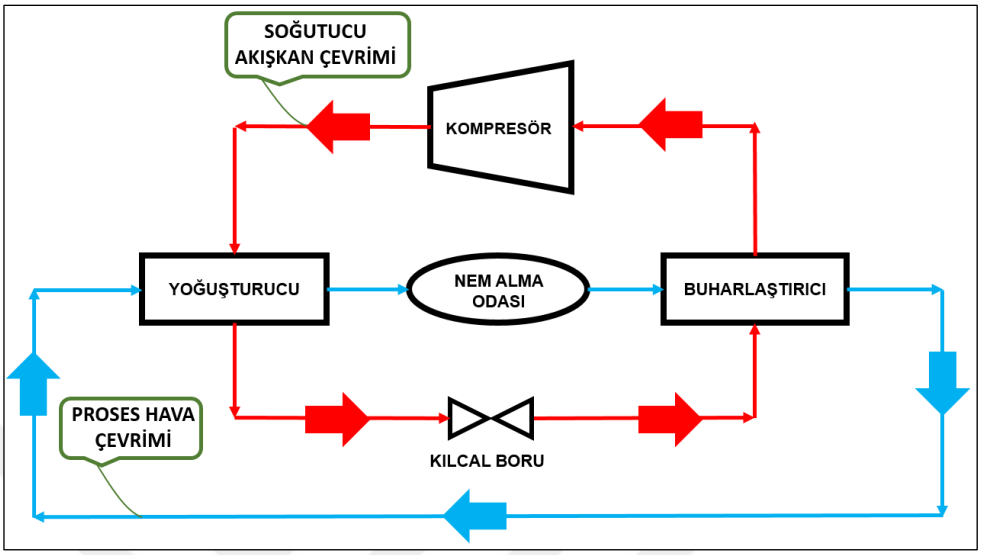
Soğutucu Akışkan	R290
Moleküler Ağırlık (kg/Kmol)	44,10
Normal Kaynama Noktası (◦C)	-42,2
Kritik Sıcaklık (◦C)	96,7
Kritik Basınç (MPa)	4,25
Buharlaşma Gizli Isısı (kJ/kg)	425,4
Yoğunluk 10 °C (sıvı) /45°C (gaz) (kg/m^3)	517/34
Özgül Isı 10 °C (sıvı) /45°C (gaz) (kJ/kg.°C)	2,53/2,37

Geleneksel soğutkanlardan tamamen farklı bir gruba ait olduklarından dolayı yağlanma sistemleri farklıdır. Polialkalinglikol (PAG) ve polialfaolefinler (PAO) R290 için uygun mineral sentetik yağlardır. Bir sistemde kullanılan, özellikle de farklı bir gruptan (HFC, HCFC gibi) soğutkan yerine kullanılması kolay olmayıp, tüm sistemin R290' a göre tasarlanması gerekmektedir.

R290, yüksek yanıcılık sınıfında yer almaktadır [32]. Bu durum dezavantajı gibi görünse de düşük şarj miktarlarında kullanıldıklarında tehlike arz etmemesi bu konudaki endişeleri gidermekte, uygun tasarımlarla kullanılabilirliğini kolaylaştırmaktadır.

5.2 Isı Pompalı Nem Alma Cihazı Çalışma Prensibi

Isı pompalı nem alıcı Şekil 5.1' de görüldüğü gibi proses havası çevrimi ve soğutucu akışkan çevrimi olmak üzere iki ayrı çevrimden oluşmaktadır.



Şekil 5.1 Isı pompası sisteminde proses hava çevrimi ve soğutucu akışkan çevrimi

Proses havası çevriminde, yoğuşturucu üzerinde ısıtılan ve nem alma kapasitesi arttırılan kuru hava fan ile nem alma odasına gönderilir. Isınan hava nem alma odasından geçerken nemli halde bulunan yüke ısı verir, yükten de havaya nem yani kütle geçişi olur. Yükten almış olduğu nem ile birlikte ağırlaşan, bağıl nemi artan hava buharlaştırıcı üzerinden geçer ve nemini burada bırakarak doymuş hale gelir. Doymuş hava tekrar yoğuşturucu üzerinden geçerek ısıtılır ve fan ile yeniden nem alma odasına gönderilir. Bu şekilde proses hava çevrimi tamamlanmış olur.

Soğutkan çevrimi, ısının bir yerden başka bir yere aktarılmasını sağlayan ısı pompası sisteminde dolanmakta olan soğutucu akışkan çevrimidir. Kompresör tarafından sıkıştırılıp sıcaklık ve basıncı yükseltilen soğutkan, buhar halde kompresör çıkış borularından yoğuşturucuya verilir. Yoğuşturucudaki soğutkan, ısıl enerjisini üzerinden geçmekte olan proses havasına iletir ve yoğuşarak yoğuşturucuyu sıvı fazda terk eder. Yoğuşturucudan kılcal boruya gelen soğutkanın burada sıcaklık ve basıncı şiddetli bir şekilde düşürülür. Kılcal borudan buharlaştırıcıya verilen soğutkan, buharlaştırıcı boruları içerisinde dolaştırılırken üzerinde bulunan sıcak proses havasından ısı çeker ve buharlaşır. Buhar fazdaki soğutkan kompresör tarafından emilir, sıkıştırılır ve tekrar

yüksek basınç ve sıcaklıkta yoğuşturucuya gönderilir. Böylece soğutkan çevrimi de tamamlanmış olur.

Isı pompalı nem alıcıda gerçekleşen soğutkan ve proses havası çevrimleri aynı anda olmaktadır.

5.3 Teorik Performans Analizi

Bu çalışma, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu olmak üzere iki ısı değiştirici, kılcal boru, sabit devirli kompresör ve R290 soğutucu akışkan kullanılan ısı pompalı sistem üzerinde yürütülmüştür. Hesaplamalarda kullanılacak olan soğutkan özellikleri ve buhar sıkıştırma çevrimleri sırasıyla Refprop 9.0 [33] ve CoolPack [35], ısı değiştirici kapasiteleri, ısı iletim alan ve hacimleri CoilDesigner programlarından alınmıştır.

Farklı parametrelerin belirli süre içerisinde yoğuşma performansına ve yoğuşma verimine etkisi incelendiğinden dolayı kapasiteler her tasarımda değişmekte olup, kompresör kapasiteleri de çalışılan sıcaklıklara göre farklılık göstermektedir. Kompresör çalışma sıcaklığı ve basıncına göre sistemde dolanmakta olan soğutucu akışkan debisi de değişmektedir.

Bu çalışmada, ısı pompası sisteminde dolanmakta olan soğutucu akışkan debisi, kompresörün sağlamış olduğu debi miktarından hareketle hesaplanmıştır. Belirli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için kompresör kalorimetre testine alınmıştır. Bu sıcaklık değerlerinde Minitab 17' programında en fazla %5 hata oranı ile hesap yapabilen bir "regression" model geliştirilmiştir [31]. Oluşturulan model ile soğutucu akışkan debisini hesaplamak için yedi bilinmeyenli bir eşitlik elde edilmiştir.

$$\dot{m}_r = x_1 + x_2 Ty + x_3 Tb + x_4 Ty*Ty + x_5 Ty*Tb + x_6 Ty*Ty*Ty + x_7 Tb*Tb*Tb \quad (5.1)$$

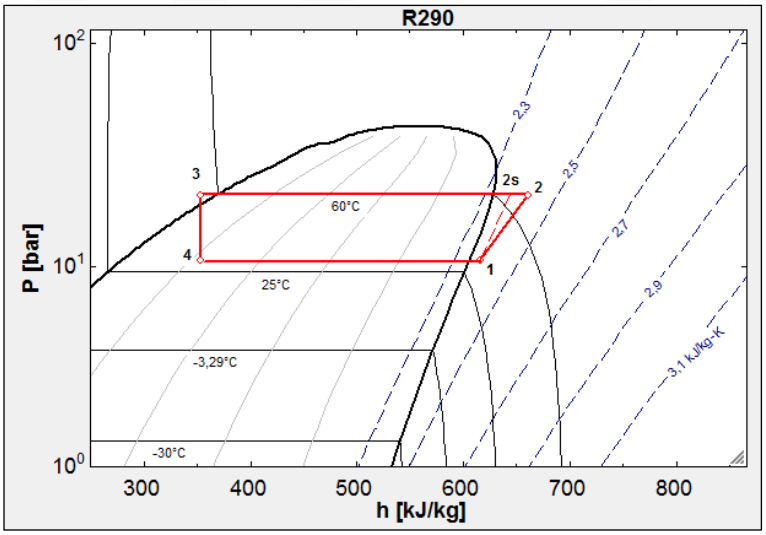
Eşitliği oluşturulan katsayılar, Çizelge 5.3' de gösterilmiştir.

Çizelge 5.3 MiniTab Debi Hesaplama Katsayıları [31]

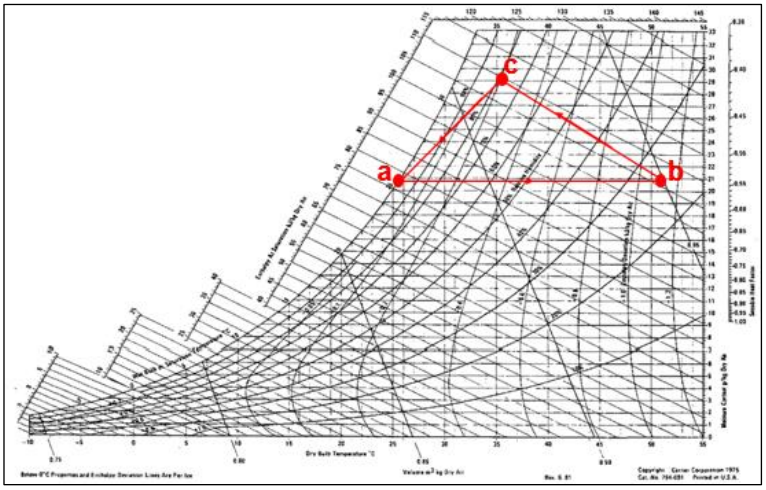
x_1	-0,622
x_2	0,1524
x_3	0,1649
x_4	-0,002523
x_5	-0,000912
x_6	0,000014
x_7	0,000044

Bu model, belirli sıcaklık değerleri arasında oluşturulmuş olup, bu değerlerin dışına çıkıldığında hata oranı %5' i geçebilir. Ancak yapılan hiçbir deneysel çalışmada belirlenen sınır sıcaklık değerlerinin dışına çıkılmadığından dolayı, bu eşitlik her bir çalışma için en fazla %5 hata oranı ile çalışmaktadır.

Belirli buharlaşma, yoğuşma, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıklarında ısı pompası sistemi için buhar sıkıştırma çevrimi lnP-h diyagramı Şekil 5.2' de gösterilmiştir. Proses havasının ise bir çevrimi boyunca geçirdiği süreç de Şekil 5.3' de gösterilmiştir. Kompresör tedarikçilerinden alınan ürün kataloglarından bu çalışma için kullanılan kompresörün izantropik verimi 0,7 olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.2 R290 buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi



Şekil 5.3 Proses havasının nem alma işlemi süresince geçirmiş olduğu işlemler

Bu çalışmada yapılan teorik hesaplar, hem proses havası (Şekil 5.3) hem de soğutkan tarafı (Şekil 5.2) kapalı çevrimlerine göre gerçekleştirilmiştir. İki taraftan elde edilen sonuçlar birbirleriyle kıyaslanarak doğrulama yapılmıştır.

5.3.1 Soğutkan Tarafı Isı Pompalı Sistem Hesaplamaları

Proses havasından nem alma işlemini gerçekleştiren yani proses havasını yoğuşturan buharlaştırıcı soğutma kapasitesi Eşitlik (5.2)' e göre hesaplanır.

$$\dot{Q}_{b,R290} = \dot{m}_r \,.\, (h_1 - h_4) \tag{5.2}$$

Buharlaştırıcıda soğutularak yoğuşturulan ve doymuş hale gelen proses havası, yoğuşturucu üzerinden geçerken duyulur olarak ısıtılmaktadır. Duyulur olarak ısıtılan havanın özgül nemi sabit kalırken, sıcaklığı yükselmekte ve bağıl nemi azalmaktadır. Böylece havanın nem alma kapasitesi arttırılmış olur. Yoğuşturucunun ısıtma kapasitesi Eşitlik (5.3)' ye göre hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_{y,R290} = \dot{m}_r \,.\, (h_2 - h_3) \tag{5.3}$$

Kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan gerçekte 2, ideal durumda ise 2s noktasından (Şekil 5.2) kompresörü terk etmektedir. Buradan hareketle kompresör kapasitesi ve izantropik verim sırasıyla denklem Eşitlik (5.4) ve Eşitlik (5.5)' den elde edilmiştir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r \,.\, (h_2 - h_1) \tag{5.4}$$

$$\eta_s = (h_{2S} - h_1) / (h_2 - h_1) \tag{5.5}$$

5.3.2 Hava Tarafı Isı Pompalı Sistem Hesaplamaları

Nem alma odasından gelen sıcak ve nemli proses havası, buharlaştırıcı soğuk yüzeylerinden geçerken soğumakta ve hava çiy noktası sıcaklığının altındaki sıcaklığa düştüğü zaman ise bünyesinde bulunan su buharı yoğuşmaktadır. Havanın yoğuşma hızı Eşitlik (5.6) ve bir türevi olan Eşitlik (5.7)' den elde edilmektedir. Proses havasından buharlaştırıcıya verilen duyulur ısı miktarı Eşitlik (5.8), gizli ısı miktarı ise Eşitlik (5.9) ve toplam ısı miktarı ise Eşitlik (5.10)' a göre hesaplanmaktadır. Toplam ısı miktarına hava tarafı soğutma kapasitesi denilir. Teorik olarak, hava tarafından verilen ısı miktarı, buharlaştırıcı tarafından alınan ısı miktarına yani buharlaştırıcı soğutma kapasitesine eşit olması gerektiği için Eşitlik (5.10), Eşitlik (5.2)' e eşit olmalıdır.

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a \,.\, (\omega_{b,g} - \omega_{b,ç}) \tag{5.6}$$

$$\dot{m}_v = \rho_a . \dot{V}_a \,.\, (\omega_{b,g} - \omega_{b,ç}) \tag{5.7}$$

$$\dot{Q}_{\,b,s} = \dot{m}_a \,.\, c_p . (T_{b,g} - T_{b,ç}) \tag{5.8}$$

$$\dot{Q}_{\,b,l} = \dot{m}_v \,.\, h_{fg} \tag{5.9}$$

$$\dot{Q}_{\,b,h} = \dot{Q}_{\,b,s} + \dot{Q}_{\,b,l} \tag{5.10}$$

Buharlaştırıcıdan doymuş halde gelen soğuk hava yoğuşturucu üzerinden geçerken duyulur olarak ısınmaktadır. Yoğuşturucu üzerinden geçen havanın ısınma kapasitesi Eşitlik (5.11)' e göre hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\,y,h} = \dot{m}_a \,.\, (h_{y,ç} - h_{y,g}) \tag{5.11}$$

Yoğuşturucu üzerinde ısıtılarak nem alma odasına giren sıcak ve kuru haldeki proses havasının, buharlaştırıcıya gidene kadar kaybetmiş olduğu ısı miktarı Eşitlik (5.12)' a göre hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\,k} = \dot{m}_a \,.\, (h_{y,ç} - h_{b,g}) - \dot{m}_{v,s} \,.\, h_{fg} \tag{5.12}$$

Hava tarafı enerji dengesi denklem Eşitlik (5.13)' da gösterilmektedir.

$$\dot{Q}_{\,y,h} = \dot{Q}_{\,b,h} + \dot{Q}_{\,k} \tag{5.13}$$

Minitab 17’ programında oluşturulan “regression” model yaklaşımı ile elde edilen Eşitlik (5.1)’ de görülen debi hesap eşitliği sayesinde, sınır sıcaklık değerleri arasında bulunan her çalışma koşulu için soğutucu akışkan debi miktarı hesaplanmıştır. Sistem sıcaklık ve basınçlarının hemen hemen hiç değişmediği kararlı rejim halindeki sıcaklık değerleri esas alınarak, buharlaştırıcı giriş ve çıkışında soğutucu akışkanın sahip olduğu entalpi değerleri EES programından elde edilmiştir [35]. Buharlaşma sürecindeki sistemin çalışma sıcaklıkığı ve kompresör izantropik verim değeri CoolPack programına girilerek, çalışan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi görsel hale getirilmiş ve diğer durumlar ile karşılaştırılmada etkin bir şekilde kullanılmıştır. Entalpi ve kütle debisi belirlendikten sonra Eşitlik (5.2)’ ye göre soğutucu akışkan tarafı buharlaştırıcı kapasitesi hesaplanmıştır.

Tüm yoğuşma süreçleri boyunca havanın anlık olarak bağıl nem ve sıcaklık değerlerini okuyabilmek için, buharlaştırıcı elemanın hava tarafı giriş ve çıkış bölgelerine nem sensörleri ve ısıl çiftler konulmuştur. Anlık olarak takip edilen bağıl nem ve sıcaklık değerlerinden hareketle Excel programı içerisine eklenmiş olan Psychrom eklentisinde buharlaştırıcı giriş ve çıkışında havanın özgül nem değerleri anlık olarak hesaplanmıştır. Buharlaştırıcı hava tarafı giriş ve çıkışında hesaplanan özgül nem değerleri arasındaki fark, Eşitlik (5.6)’ da görüldüğü gibi kullanılan hava debisi ile çarpılarak, saniye başına yoğuşan nem miktarı, diğer bir deyişle anlık bir şekilde yoğuşma hızı teorik olarak hesaplanmış ve zamana bağlı değişimi incelenmiştir. Ayrıca tüm deney süresi için hesaplanan anlık yoğuşma miktarları toplanarak, toplam yoğuşma miktarı da tespit edilmiştir.

Havanın yoğuşma hızı teorik olarak hesaplandıktan sonra, Eşitlik (5.8), (5.9) ve (5.10) kullanılarak, hava tarafı soğutma kapasitesi elde edilmiştir.

Soğutucu akışkan tarafı ve hava tarafı için yapılan hesaplamalarda, iki yöntem arasında ortalama %5 sapma gözlenmiştir.

BÖLÜM 6

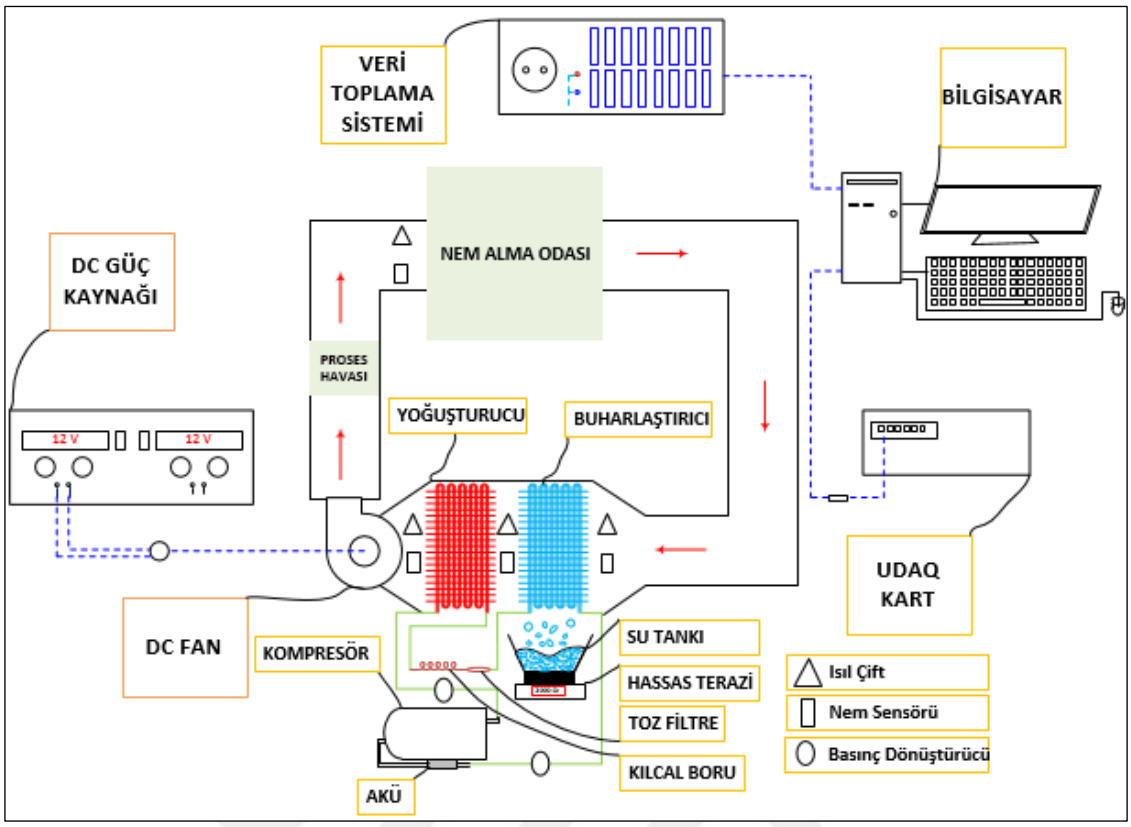
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda; kılcal boru uzunluğu, soğutucu akışkan şarj miktarı, buharlaştırıcı boru sayısı ve hava debisi gibi farklı sistem parametrelerinin, hidrokarbon soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminde buharlaştırıcı eleman üzerinden geçen nemli havanın yoğuşma hızı, yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi üzerine etkisi incelenmiştir.

Deneysel çalışmalarda ısı pompası sisteminde hidrokarbon soğutucu akışkan olarak R290 (propan) kullanılmıştır.

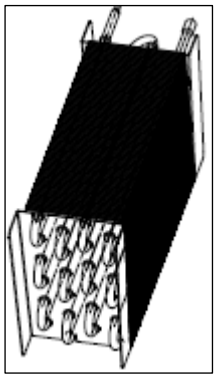
6.1 Deney Düzeneğinin Oluşturulması

Bu tez çalışmasında oluşturulan ısı pompalı nem alıcıya ait deney düzeneği Şekil 6.1 ‘de gösterilmiştir.



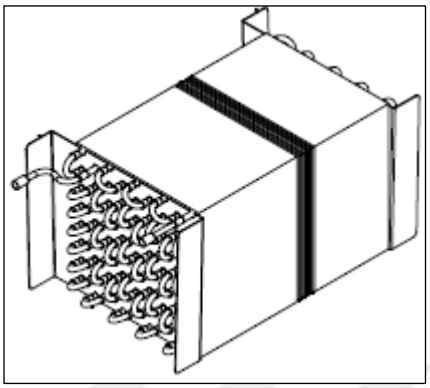
Şekil 6.1 Isı pompalı nem alıcı için oluşturulan deney düzeneği

Nem alma odasında yük üzerinden nemi toplayarak gelen sıcak hava, ısı pompası sistem grubu girişinde ilk önce kanatlı borulu tip buharlaştırıcı eleman ile karşılaşmaktadır. Şekil 6.2' de gösterilen buharlaştırıcı, sıcak ve nemli havadan ısı çeker ve bu havayı soğutarak yoğuşturmaktadır. Buharlaştırıcı, sıcak havanın yoğuşma işleminin gerçekleştiği yer olmakla birlikte, sıcak havadan çekilen ısı ile beraber boruları içersinde dolanmakta olan soğutucu akışkan da buharlaşmaktadır.



Şekil 6.2 Kanatlı borulu buharlaştırıcı

Buharlaştırıcıdan gelen soğutulmuş ve doymuş halde bulunan hava, Şekil 6.3' de gösterilen kanatlı borulu tip yoğuşturucu eleman üzerinden geçmektedir. Yoğuşturucu eleman üzerinden geçen havaya yoğuşturucudan ısı geçişi olur ve hava ısıtılır. Isınan havanın bu bölgede nem alma kapasitesi de sıcaklık artışı ile birlikte artmaktadır.



Şekil 6.3 Kanatlı borulu yoğuşturucu

Yoğuşturucudan gelen soğutucu akışkan kılcal boru öncesinde Şekil 6.4' deki (solda) kurutucu filtreye uğramaktadır. Kurutucu filtrenin görevi, soğutucu akışkan içerisinde bulunan nemi, asidi ve toz partiküllerini tutmaktır. Eğer kurutcu filtre kullanılmazsa soğutucu akışkan içerisinde bulunan nem, kılcal borunun buharlaştırıcı elemana bağlantı bölgesinde donar ve sistemi tıkar. Bu durumda soğutmayı engeller. Kurutucu filtrenin yapısında kurutma görevini gören desikant bulunur. Yine iç yapısında süzgeçleri olduğundan dolayı akışkan boru hattı üzerinde bulunan yabancı maddeleri de süzmektedir. Şekil 6.4' de (sağda) kılcal borunun kurutucu filtre ile bağlantısı gösterilmektedir. Isı pompası sisteminde ikisi ayrı ayrı kullanılmaz. Kılcal borulardan önce her zaman kurutucu filtre montajı yapılmaktadır. Kılcal boru yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasına yerleştirilmiştir. Bu boru çok küçük iç çapa sahip olup, iç çap ve uzunluğu soğutma sistemi kapasitesine göre değişmektedir. Yoğuşturucudan yüksek sıcaklık ve basınçta gelen soğutucu akışkan kılcal borulardan geçerken büyük bir basınç kaybına uğrayarak buharlaştırıcı girişine arzu edilen sıcaklık ve basınçlarda, çift fazlı halde gönderilir.



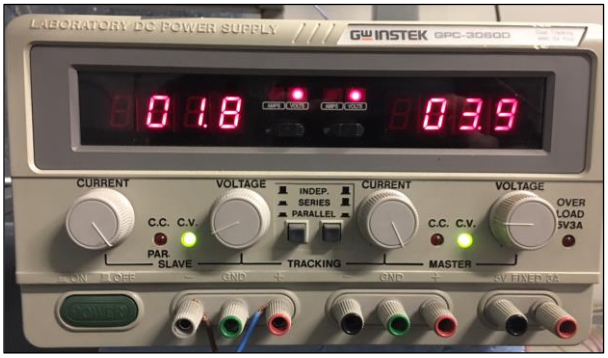
Şekil 6.4 Kurutucu filtre ve kılcal borular

Buharlaştırıcıdan gelen doymuş buhar Şekil 6.5' de gösterilen kompresörün sağ tarafında bulunan aküden geçer. Akü, buharlaştırıcı ve kompresör arasında, kompresör emiş hattında bulunur. Görevi, kompresörün sıvı emmesini önlemektir. Buharlaştırıcıdan sıvı halde çıkan soğutucu akışkanı tutar, buharlaştırır ve kompresöre buhar halinde gönderir. Akü de biriken yağ dönüş borusundan emilerek gazla birlikte kompresöre geri dönmektedir. Bu çalışmada kullanılan sabit devirli kompresör Şekil 6.5' de gösterilmiştir.



Şekil 6.5 Kompresör ve akü (kompresörün sağ tarafında)

Farklı hava debilerinde çalışmaya imkân sağlamak amacıyla makine üzerinde motor miline bağlı bulunan fan, motor milinden kesilerek ayrılmıştır. Aynı konuma yeni bir fan takılmıştır. Yeni takılan bu fan motor milinin dönme hızından bağımsız bir şekilde dışarıdan Şekil 6.6' da yer alan DC güç kaynağı ile farklı hava debilerini sağlayacak şekilde farklı gerilimlerde çalıştırılmıştır.



Şekil 6.6 DC güç kaynağı

Nem alma makinesinin çalışırken çekmiş olduğu gerilim, akım, güç değerleri ve harcamış olduğu enerji miktarını üzerinde bulunan dijital ekranında gösteren Şekil 6.7' de yer alan YOKOGAWA marka WT230 tipi güç analizörü kullanılmıştır. Bu analizör, çalışma esnasında okumuş olduğu değerleri bağlı bulunduğu veri toplama sistemi aracılığıyla bilgisayar ortamına aktarmaktadır.



Şekil 6.7 Güç analizörü

Bu çalışmada, hava hattı ve soğutkan hattına toplamda 40 adet olmak üzere T tipi ısıl çiftler atılmıştır. Deneylerde kullanılan ısıl çiftlerin ısı pompası sistem üzerindeki konumları Çizelge 6.1' de gösterilmiştir. Burada bahsi geçen pas sayısı boru geçiş sayısını, sıra sayısı ise enine uzanan boru sayısını ifade etmektedir. Kompresör çıkış ve kompresör giriş noktalarına ısıl çiftlerin yanı sıra basınç ölçerler takılmış ve sistem basınçları takip edilmiştir. Sıcaklık ve basınç değerleri HP VEE programı ile oluşturulan veri işleme programı tarafından bilgisayar ortamına Şekil 6.8' de gösterilen veri toplama sistemi ile aktarılır.

Çizelge 6.1 Hava ve soğutucu akışkan hattı için termokupl listesi

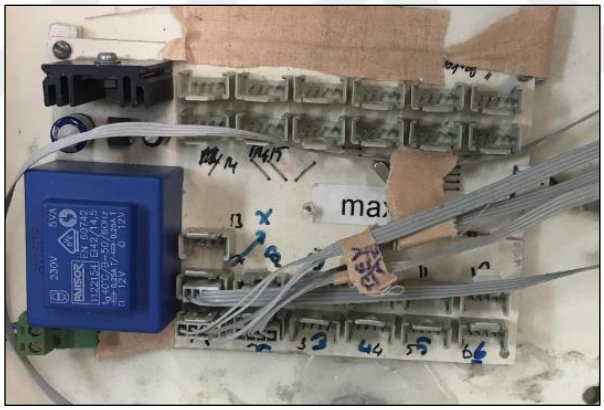
Isıl Çift Numarası	İsim
1	Kompresör Muhafaza
2	Kompresör Çıkış
3	Yoğuşturucu Giriş
4	Yoğuşturucu 1.Sıra-1.Pas
5	Yoğuşturucu 1.Sıra-3.Pas
6	Yoğuşturucu 2.Sıra-1.Pas
7	Yoğuşturucu 2.Sıra-3.Pas
8	Yoğuşturucu 3.Sıra-1.Pas
9	Yoğuşturucu 3.Sıra-3.Pas
10	Yoğuşturucu 4.Sıra-1.Pas
11	Yoğuşturucu 4.Sıra-3.Pas
12	Yoğuşturucu 5.Sıra-1.Pas
13	Yoğuşturucu 5.Sıra-3.Pas
14	Yoğuşturucu 6.Sıra-1.Pas
15	Yoğuşturucu 6.Sıra-3.Pas
16	Yoğuşturucu 7.Sıra-1.Pas
17	Yoğuşturucu 7.Sıra-3.Pas
18	Yoğuşturucu 8.Sıra-1.Pas
19	Yoğuşturucu 8.Sıra-3.Pas
20	Yoğuşturucu Çıkış
21	Kurutucu Filtre Giriş
22	Kurutucu Filtre Çıkış

23	Buharlaştırıcı Giriş
24	Buharlaştırıcı 1.Sıra-1.Pas
25	Buharlaştırıcı 1.Sıra-2.Pas
26	Buharlaştırıcı 2.Sıra-1.Pas
27	Buharlaştırıcı 2.Sıra-2.Pas
28	Buharlaştırıcı 3.Sıra-1.Pas
29	Buharlaştırıcı 4.Sıra-1.Pas
30	Buharlaştırıcı 4.Sıra-2.Pas
31	Buharlaştırıcı Çıkış
32	Kompresör Dönüş-1
33	Kompresör Dönüş-2
34	Buharlaştırıcı Çıkış-1 (hava tarafı)
35	Buharlaştırıcı Çıkış-2 (hava tarafı)
36	Yoğuşturucu Çıkış (hava tarafı)
37	Nem Alma Odası Çıkış
38	Ortam
39	Nem Alma Odası Giriş-1
40	Nem Alma Odası Giriş-2



Şekil 6.8 Veri toplama sistemi

Deneysel çalışmalarda kullanılan nem sensörlerinden okunan verileri bilgisayar ortamına aktarmak için Şekil 6.9’ da gösterilen elektronik kart kullanılmıştır. Çünkü nem sensörleri dijital çıkış vermektedir ve veri toplama sistemi tarafından bu veriler algılanamamaktadır.



Şekil 6.9 Nem sensörleri için kullanılan elektronik kart

Yapılan deneysel çalışmalarda, 8 adet Sensirion marka SHT-75 tipi nem sensörleri kullanılarak havanın geçtiği yerlerdeki sıcaklık ve bağıl nem değerleri okunmuştur. Okunan sıcaklık ve bağıl nem değerleri Şekil 6.9’ da gösterilen elektronik kart aracılığı ile bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Deney düzeneği üzerinde nem sensörlerinin bulunmuş olduğu yerler Çizelge 6.2’ de gösterilmiştir.

Çizelge 6.2 Nem sensörlerinin konum listesi

Nem Sensörü Numarası	Konum
1	Buharlaştırıcı Giriş–1
2	Buharlaştırıcı Giriş–2
3	Buharlaştırıcı Çıkış/Yoğuşturucu Giriş–1
4	Buharlaştırıcı Çıkış/Yoğuşturucu Giriş–2
5	Yoğuşturucu Çıkış-1
6	Yoğuşturucu Çıkış-2
7	Nem Alma Odası Giriş-1
8	Nem Alma Odası Giriş-2

6.2 Belirsizlik Analizi

Deney sonuçlarının doğruluğu, ölçüm cihazlarından ve deney düzeneğinden kaynaklanan hatalardan etkilenir. Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata oranlarını belirlemek için birkaç yöntem önerilmiştir. Deneysel bulguların hata analizi için Kline ve McClintock [16] tarafından geliştirilen belirsizlik analizi yöntemi bu önerilen yöntemlerden sadece bir tanesidir. Bu deneysel çalışmalarda yapılan hata analizinde, kullanılan belirsizlik analizi yöntemi diğer yöntemlere göre daha duyarlı bir yöntem olmuştur. Bu yöntemde hesaplanması gereken büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise x_1, x_2, x_3…. x_n olmak üzere,

$$R=R\,(x_1, x_2, x_3 \ldots. x_n) \tag{6.1}$$

şeklinde yazılabilir. Bağımsız değişkenlere ait hata oranları w_1, w_2, w_3,… w_n şeklinde gösterilirken, yapılan deneysel çalışmadaki ölçülen büyüklüğün toplam hata oranı ise w_k olarak gösterilmektedir. Yapılan belirsizlik analizinde ölçülen büyüklüğe ait toplam hata oranı,

$$W_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1}.w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2}.w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3}.w_3\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_4}.w_4\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_5}.w_5\right)^2\right]^{1/2} \tag{6.2}$$

olarak ifade edilir. Ölçüm cihazları hassasiyetleri diğer bir deyişle belirsizlikleri Çizelge 6.1' de gösterilmiştir.

Çizelge 6.3 Ölçüm cihazları belirsizlik değerleri

Ölçüm cihazı	Belirsizlik
Isıl Çift	± 0,2
Nem Sensörü	%1,8
Hassas Terazi	± 1 g
Debi Ölçüm Düzeneği	%1,4

Belirsizlik analizinde yoğuşma hızı ($\dot{m}_v$) ve yoğuşma veriminin ($\eta_{yoğ}$) hesaplanmasında beş adet bağımsız değişken bulunmaktadır. Buharlaştırıcı giriş ve çıkışında havanın sıcaklık ve bağıl nem değerleri ile bu havanın debi değeri bağımsız değişkenleri oluşturmaktadır.

$$\dot{m}_v = f(\phi_1, \phi_2, T_1, T_2, \dot{V})$$

Hesaplanan değerlerin toplam hata oranları $W_{\dot{m}_v}$, $W_{\eta_{yoğ}}$ olup, her bir bağımsız değişkene ait tespit edilen hata oranları $w_{\varphi_1}, w_{\varphi_2}, w_{T_1}, w_{T_2}$ and $w_{\dot{V}}$, Eşitlik 6.2' ye uygulandığında belirsizlikler,

$$W_{\dot{m}_v} = \pm\left[\left(\frac{\partial \dot{m}_v}{\partial \varphi_1}.w_{\varphi_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_v}{\partial \varphi_2}.w_{\varphi_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_v}{\partial T_1}.w_{T_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_v}{\partial T_2}.w_{T_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_v}{\partial \dot{V}}.w_{\dot{V}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (6.3)$$

$$W_{\eta_{yoğ}} = \pm\left[\left(\frac{\partial \eta_{yoğ}}{\partial \varphi_1}.w_{\varphi_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{yoğ}}{\partial \varphi_2}.w_{\varphi_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{yoğ}}{\partial T_1}.w_{T_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{yoğ}}{\partial T_2}.w_{T_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{yoğ}}{\partial \dot{V}}.w_{\dot{V}}\right)^2\right]^{1/2} \quad (6.4)$$

şeklinde ifade edilir.

Eşitlik 6.3 ve 6.4' de çözümlendiğinde yoğuşma hızı ve yoğuşma verimi için tespit edilen hata oranı %6,4 olmaktadır.

6.3 Normalize Edilerek Boyutsuzlaştırma

Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen yoğuşma hızı ve yoğuşma performans değerleri normalize edilmiş boyutsuz sayılara indirgenmiştir. Boyutsuzlaştırma Eşitlik (6.1)' de gösterilmiştir.

$$Normalize\ Değer = \frac{Deneysel\ veri}{En\ yüksek\ deneysel\ veri} \quad (6.5)$$

Eşitlik (6.1)' e göre, boyutsuzlaştırılacak değer, tüm matristeki en yüksek değere bölünmektedir. Normalize etme işlemi hem yoğuşma hızı hem de yoğuşma performansı değerleri üzerine uygulanarak bu değerler boyutsuz sayılara dönüştürülmüştür.

6.4 Deney Seti Oluşturulması

Deneysel çalışmalarda farklı sistem parametrelerinin hidrokarbon soğutucu akışkanlı ısı pompası sistemi üzerinde yoğuşma hızı ve yoğuşma performansı üzerine etkisini incelemek için deney seti oluşturulmuştur. Deney seti oluşuma, parametrelerin belirlenmesi ve deney planı çıkarılması şeklinde iki grupta ele alınmıştır.

6.4.1 Parametrelerin Belirlenmesi

Deney planı oluşturma işleminde Minitab 17' üzerinde parametrelere faktörler denilmektedir. Eğer bir parametrenin birden fazla durumu incelenecek olursa, bu durumu da faktörlerin düzeyleri ya da seviyeleri denilmektedir. Bu deneysel çalışmada incelenen ve Minitab 17' de deney planı oluşumunda sıkça söz edilen faktörler ve düzeyleri şu şekildedir;

Faktörler,

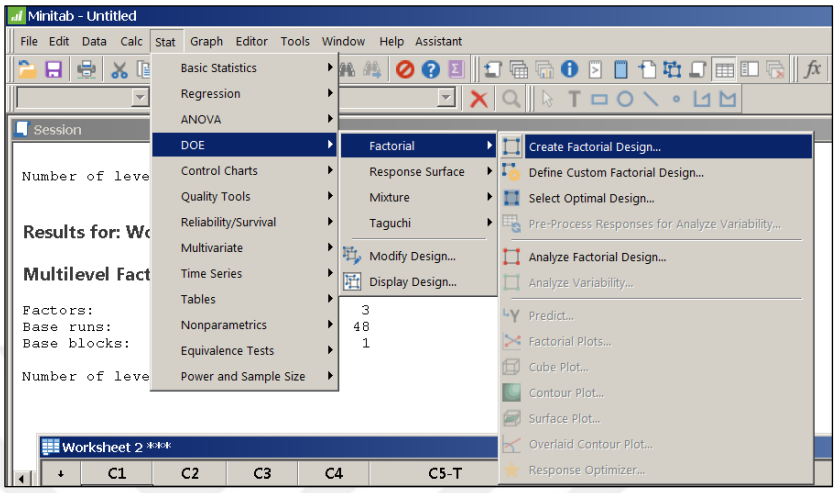
- Kılcal boru uzunluğu
- Soğutucu akışkan şarj miktarı
- Buharlaştırıcı boru sayısı
- Hava debisi

Düzeyler,

- Kılcal boru uzunluğu için 75 cm ve 100 cm
- Soğutucu akışkan şarj miktarı için 110 gram ve 150 gram
- Buharlaştırıcı boru sayısı için Ω-borulu ve 1,4Ω-borulu
- Hava debisi için α (l/s) ve 1,25α (l/s)

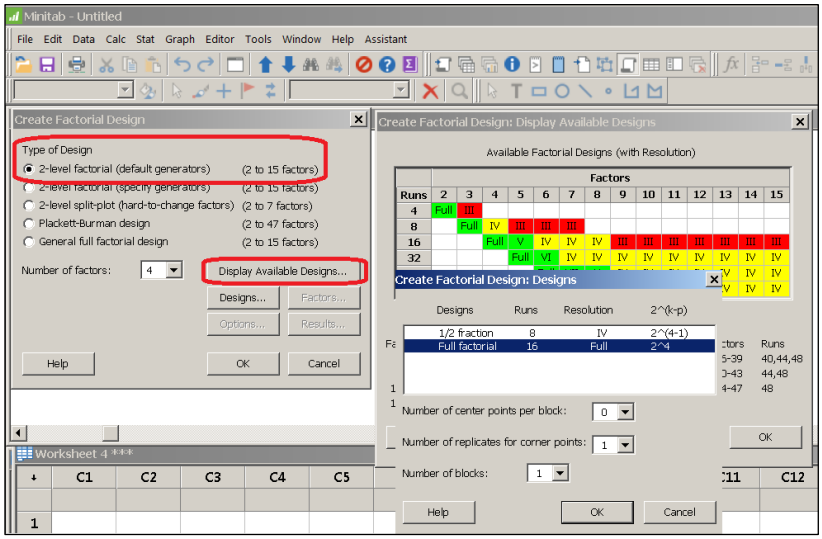
6.4.2 Deney Planı Belirlenmesi

Yapılan deneysel çalışmalar için deney seti, Şekil 6.10' da görüldüğü üzere istatiksel veri analizi yazılımı olan MINITAB 17'de DOE (design of experimentals) başlığı altında faktöriyel tasarım oluşturma metodu ile oluşturulmuştur.



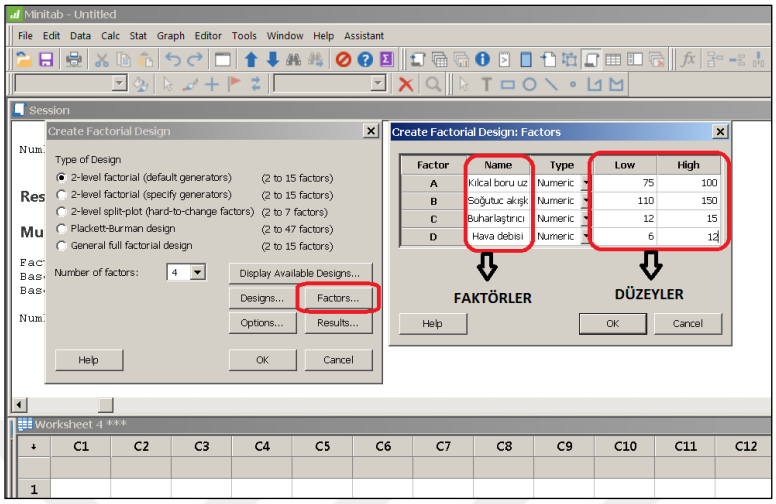
Şekil 6.10 Minitab üzerinden faktöriyel tasarım oluşturmanın seçilmesi

Deney tasarımı yaklaşımında birinci adım olarak, Şekil 6.11' da görülen faktöriyel tasarım oluşturma menüsü açılarak 2 düzeyli faktöriyel seçilmiş, faktör sayısı 4 olarak girilmiş ve tam faktöriyelden (2^k) toplamda 16 adet deney planı oluşturulmuştur.



Şekil 6.11 Minitab deney planı belirlenmesi

İkinci adım olarak, yine faktöriyel tasarım oluşturma penceresinde yer alan Şekil 6.12' de görülen faktörler menüsü açılarak, buraya her biri 2' şer düzeyden oluşan 4 faktör ve onların 2' şer düzeyleri girilmiştir.



Şekil 6.12 Minitab faktör ve düzeylerin belirlenmesi

Sonuç olarak optimum deney setini oluşturmak için her biri ikişer düzeyden oluşan dört farklı parametrelerin 3' er tekrar testleri olmak üzere toplamda 48 adet deney planı (2^k) faktör DOE'den Minitab 17' programında planlanmış ve uygulanmıştır.

6.5 Nem Alma Makinelerinde Verim İfadeleri

Isı pompalı nem alma makinelerinde ne kadar verimli bir sistem oluşturulduğunun tespit edilmesi için; yoğuşma hızı ve yoğuşma verimlerinin belirlenmesi gerekir. Eşitlik (6.5)'de gösterilen yoğuşma hızı, havadan birim saniye başına yoğuşan nem miktarıdır.

$$Yoğuşma\ Hızı = \frac{Kararlı\ Süreçte\ Buharlaştırıcı\ Üzerinde\ Havadan\ Alınan\ Nem}{Kararlı\ Süreç\ Süresi}\left[\frac{gram}{saniye}\right] \quad (6.6)$$

Eşitlik (6.6)' de gösterilen yoğuşma veriminin bulunması için havanın buharlaştırıcı üzerinden geçerken buharlaştırıcıya bırakmış olduğu gizli ısı (Eşitlik 5.8) ve duyulur ısı (Eşitlik 5.9) miktarının bilinmesi gerekir. Yoğuşma verimi havanın gizli ısı miktarının, yine buharlaştırıcıya bırakmış olduğu gizli ısı ve duyulur ısıların toplamına (Eşitlik 5.10) oranı ile bulunmaktadır.

$$\eta_{yoğuşma} = \frac{\dot{Q}_{b,l}}{\dot{Q}_{b,l}+\dot{Q}_{b,s}} \quad (6.6)$$

6.6 Deneysel Sonuçlar

Deney parametreler belirlenip, deney planı oluşturulduktan sonra yoğuşma hızı, yoğuşma performansı ve yoğuşma verimini belirlemek için deneysel çalışmalara geçilmiştir.

Deneyler, ortam sıcaklığı 23±2◦C ve bağıl nemi %50±5 sabit olacak şekilde yürütülmüştür. Nem alma makinesinde deneysel çalışmalar boyunca farklı gerilimlerde çalıştırılacak olan fanın sağlamış olduğu hava debisi, AMCA 210-07 standartlarına göre hazırlanmış debi ölçüm düzeneğinde tespit edilmiştir. Her bir deney sabit sürede 3' er tekrarlı olacak şekilde yürütülmüştür.

Her bir çalışmanın başında buharlaştırıcı elemanın alt tarafına konulan hassas terazi ve su tankı yardımıyla saniyede havadan yoğuşan nem miktarı, diğer bir ifadeyle yoğuşma hızı deneysel olarak ölçülmüştür. Havanın yoğuşma miktarı sistem kararlı rejim durumuna geçtiği zaman sabit değerleri göstermiştir. Hassas terazi yardımıyla saniyede yoğuşma miktarının takibi zor olduğundan dolayı, kararlı rejim halinde havadan alınan toplam nem miktarı ölçülmüştür. Ölçülen değer, kararlı rejimde kalma süresine bölünerek bir yoğuşma hızı tanımlanmıştır. Tanımlanan değer, hassas terazide ölçülen değere çok yakın olduğundan, yoğuşma hızının deneysel ölçümüne bu yöntem ile devam edilmiştir. Toplanan yoğuşma suyu miktarının, hesaplanan yoğuşma miktarı ile benzer ağırlıkta olması, nem ve sıcaklık sensörlerinin konumunun da ne ölçüde doğru olduğunu göstermiştir.

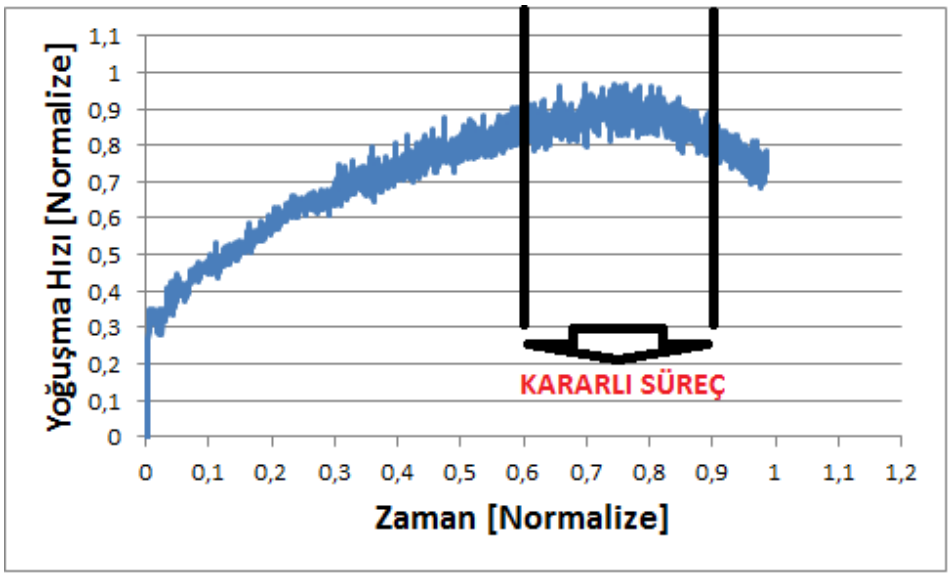
Deneylerdeki ölçüm aletleri hassasiyetleri ve ortam şartları Çizelge 6.4' de gösterilmiştir.

Çizelge 6.4 Ölçü aletleri hassasiyetleri ve deney ortam koşulları

Parametreler	Değerler
Isıl Çift	± 0,2
Nem Sensörü	%1,8
Hassas Terazi	± 1 g
Güç Ölçer	%0,1
Ortam Sıcaklığı	23 ± 2 ◦C
Ortam Bağıl Nemi	%50 ± 5
Debi Ölçüm Düzeneği	%1,4

Isı pompalı nem alma makinelerinde, Şekil 6.13’ de olduğu gibi belirgin bir şekilde görülebilen üç ayrı yoğuşma süreci bulunmaktadır. Bunlardan birincisi nem alma odasındaki yük ve ısı pompası sistem sıcaklıklarının yükseldiği ısınma sürecidir. Nem alma olayı doğrudan nemi kaldıralacak olan yükün yüzeylerinde meydana gelmekte olup, bu süreç boyunca yoğuşma hızı doğrusal artışa yakın bir yol izlemektedir. İkinci sürece ise kararlı süreç denilebilir. Çünkü bu süreçte tüm sıcaklık değerleri hemen hemen aynı kalmaktadır. Kararlı süreç, en etkin ve en yüksek yoğuşma hızının görüldüğü bölümdür. Üçüncü süreç ise azalma sürecidir. Azalma sürecinde, artık yük üzerinde bulunan nem azalmakta ve nem alma işi yükün iç yüzeylerinde meydana gelmektedir. Bu nedenle yoğuşma hızı doğrusala yakın bir şekilde düşmektedir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, sistem parametrelerinin değişimine bağlı olarak okunan sıcaklık ve yoğuşma hızı değerleri incelendiği zaman, en etkin yoğuşmanın, kararlı süreç olarak kabul edilen yani zaman sklasında 0,6 ve 0,8 arası yer alan bölgede gerçekleştiği kabul edilmiştir. Bu sürecin , zaman skalasındaki formu Şekil 6.13’ de yer almaktadır. Kararlı süreçte yoğuşma hızı rejime oturmaktadır diğer bir ifadeyle yoğuşma hızında şiddetli değişiklikler gözükmemektedir. Kararlı süreç içerisinde yoğuşan nem miktarları ortalaması alınarak da yoğuşma performansı belirlenmiştir.

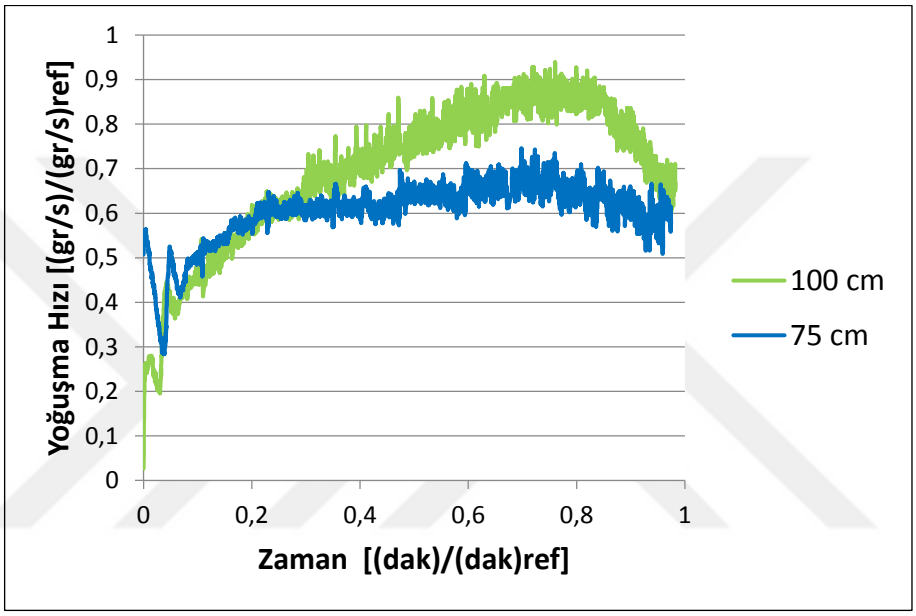


Şekil 6.13 Deney süresince yoğuşma hızının zamana bağlı değişimi

6.6.1 Kılcal Boru Uzunluğu İçin Deneysel Çalışma Sonuçları

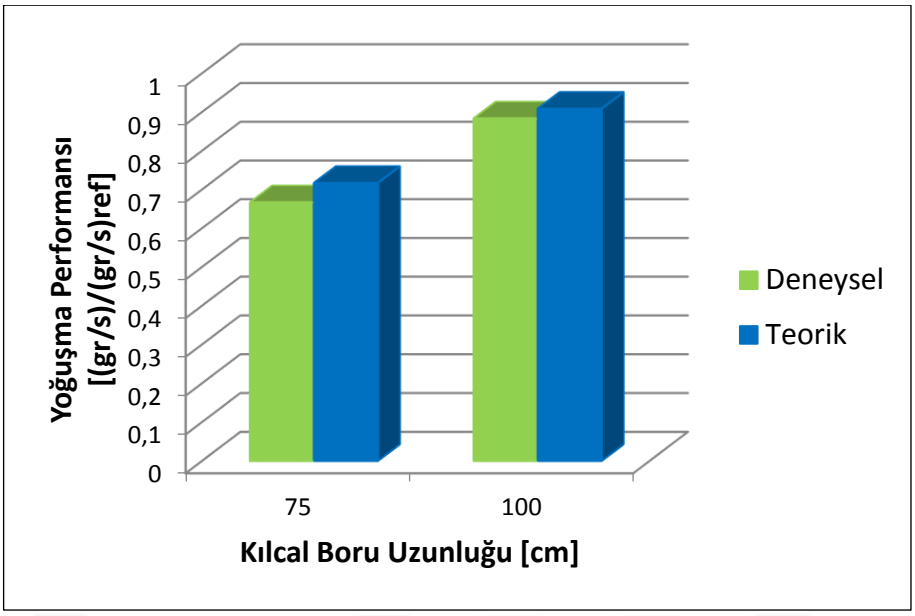
Kılcal boru boyu hariç diğer tüm komponentlerin sabit tutulduğu bir ısı pompalı nem alıcıda kılcal boru boyunun değişiminin yoğuşma performansı üzerine etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmalar, 75 cm ve 100 cm kılcal boru boylarında yürütülmüştür.

Isı pompası sisteminde 75 cm ve 100 cm kılcal boru uzunluğunda gerçekleştirilen deneyler elde edilen saniyedeki yoğuşma hızı değişimi Şekil 6.14' de gösterilmiştir.



Şekil 6.14 75 cm ve 100 cm kılcal boru uzunluğunda yoğuşma hızı değişimi

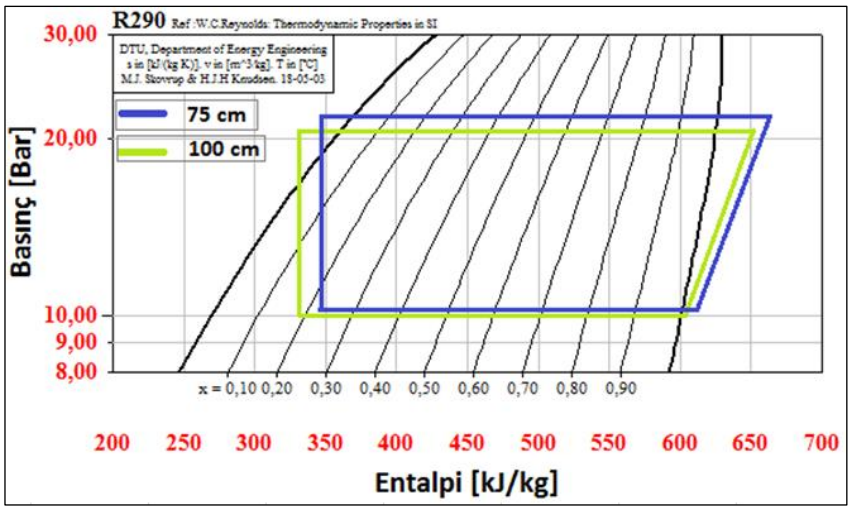
Şekil 6.14' de gösterilen yoğuşma hızı grafiğinden hareketle, incelenen kılcal boru uzunluklarında, kararlı süreç boyunca buharlaştırıcı üzerinde saniyedeki yoğuşan nem miktarı verilerinin ortalaması alınarak yoğuşma performansı deneysel olarak elde edilmiştir. Teorik analiz bölümünde anlatılan yöntemle teorik olarak da elde edilen yoğuşma performansı değerlerini içeren grafik, Şekil 6.15' de gösterilmiştir.



Şekil 6.15 75 cm ve 100 cm kılcal boru uzunluğunda yoğuşma performansı

Teorik hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler, deneysel olarak bulunan verilerden ortalama %5 oranında sapma göstermiştir. Bu durum deneysel çalışmaların, teorik hesaplamalar ile desteklendiğini göstermektedir.

Kararlı rejimdeki sistem sıcaklıkları ortalaması baz alınarak, iki durum için de CoolPack programı üzerinde Şekil 6.16' da gösterilen ısı pompası soğutma çevrimleri oluşturulmuştur. 75 cm kılcal boru uzunluğundan 100 cm kılcal boru uzunluğuna çıkıldığında Şekil 6.16' da görüldüğü gibi buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları öncesine göre bir miktar azaldığı ve buharlaşma basıncı ile yoğuşma basıncının birbirine yaklaştığı görülmektedir.



Şekil 6.16 75 cm ve 100 cm kılcal boru uzunlukları için soğutma çevrimleri

100 cm kılcal boru uzunluğunda, sistem kapasitelerini ifade eden yoğuşma ve buharlaşma kapasiteleri artmıştır. Buharlaştırıcı kapasitesinin artmasıyla nemli hava daha iyi soğutularak daha etkin yoğuşturma işlemi gerçekleşmiştir. Bunun yanı sıra kompresör tarafından tüketilen güç azalarak, sistem COP değeri yükselmiştir. Her iki durum içinde elde edilen COP değerleri Tablo 6.1' de gösterilmektedir.

Çizelge 6.5 Farklı parametreler için elde edilen COP değerleri

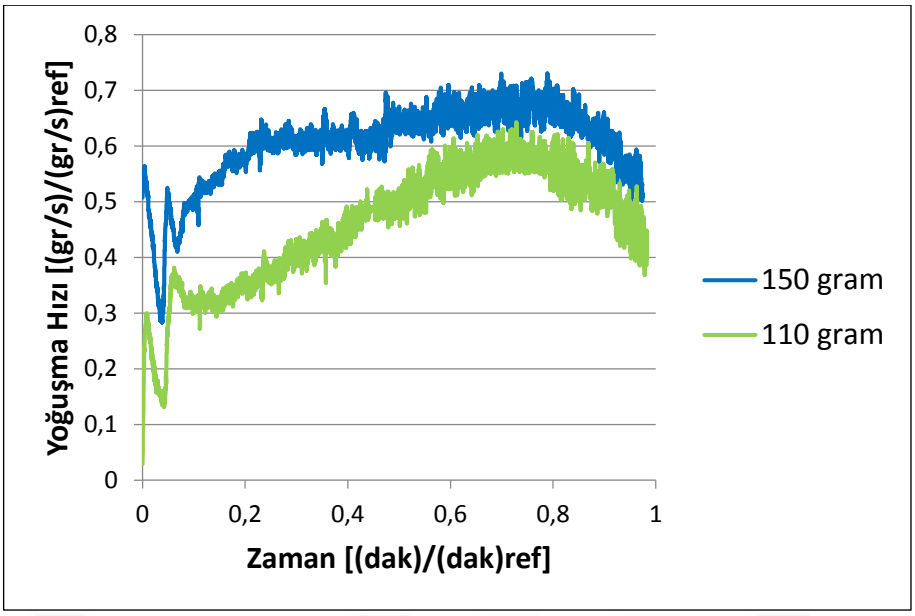
Parametreler	**Kılcal Boru Boyu (cm)**		**Şarj Miktarı (gram)**		**Buharlaştırıcı Boru Sayısı (adet)**		**Hava Debisi (lt/s)**	
Durum	75	100	110	150	Ω	1,25Ω	α	1,4α
COP	5,24	5,74	5,24	5,51	5,74	5,95	4,7	5,95

Benzer buharlaşma sıcaklıklarında, buharlaştırıcı boruları içerisine kuruluk derecesi daha düşük olan akışkan girdiğinde, faz değişimi için gerekli olan buharlaşma gizli ısısından daha fazla yararlanılmaktadır. Şekil 6.16' da görüldüğü gibi 100 cm kılcal boru kullanıldığında buharlaştırıcı ve yoğuşturucu içerisinde dolanmakta olan soğutucu akışkan daha fazla sıvı-buhar fazında, yani çift fazlı bölgede kalmıştır. 100 cm çalışmalarında hem buharlaştırıcı kapasitesi artışı hem de bu bölgede soğutucu akışkanın daha fazla sıvı-buhar fazında kalması nedeniyle yoğuşma performans değeri 100 cm' de 75 cm' e göre %35 oranında iyileştirmiştir.

6.6.2 Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı İçin Deneysel Çalışma Sonuçları

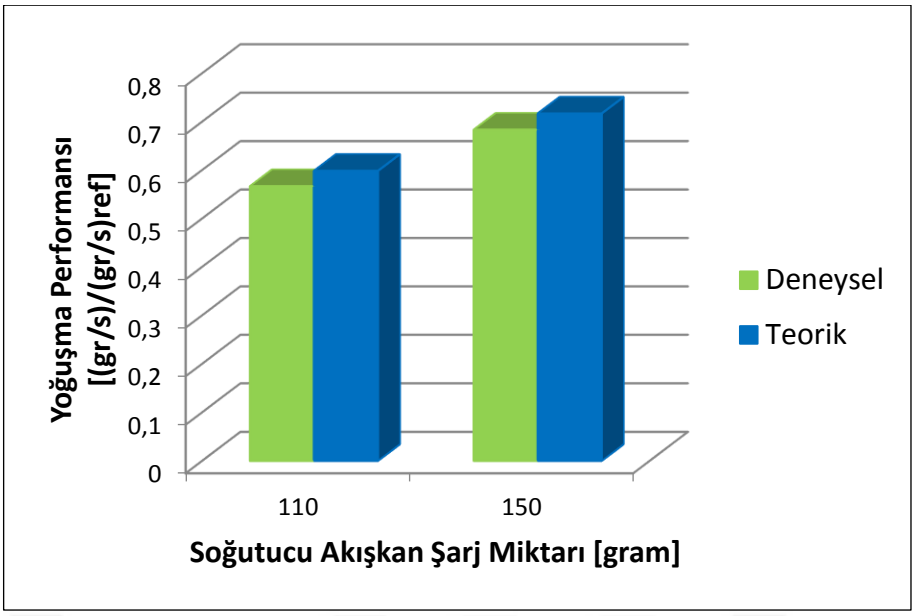
Bu bölümde, soğutucu akışkan şarj miktarı değişiminin yoğuşma performansı üzerine etkisi incelenmiştir. 150 gram ve 110 gram soğutucu akışkan miktarında deneysel çalışmalar yürütülmüştür.

Isı pompası sisteminde 150 gram ve 110 gram soğutkan şarjında gerçekleştirilen deneyler sonucunda elde edilen saniyedeki yoğuşma hızı değişimi Şekil 6.17' de gösterilmiştir.



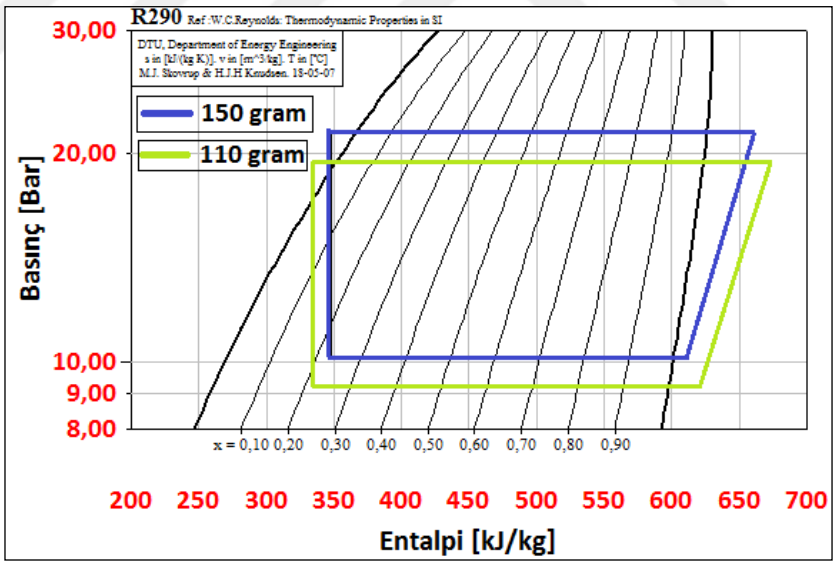
Şekil 6.17 150 gram ve 110 gram soğutucu akışkan miktarında yoğuşma hızı değişimi

Sisteme öncelikle 110 gram soğutucu akışkan şarjı verilmiş ve deneyler yapılmıştır. Daha sonra 110 gram şarj sistemden alınarak, sistem tamamen boşaltılmıştır. Gerekli kaçak kontrollerinin yapılıp ve sistemin vakumladırılmasının ardından sisteme 150 gram soğutucu akışkan şarjı verilmiş ve bu durum için de aynı testler tekrarlanmıştır. Deneysel çalışmalarla elde edilen ve Şekil 6.17' de gösterilen yoğuşma miktarının zaman içerisinde değişiminden hareketle, kararlı süreç boyunca her iki durum için de yoğuşma performansı Şekil 6.18' de gösterildiği gibi elde edilmiştir. Şarj miktarı kıyaslamasında elde edilen yoğuşma performansı değeri, deneysel veriler ve teorik hesaplamalar arasında ortalama %3 sapma göstermiştir. Bu şarj miktarı düzeyi için de teorik hesaplar, deneysel çalışmaları desteklemiştir.



Şekil 6.18 150 gram ve 110 gram soğutucu akışkan miktarında görülen yoğuşma performansı

Kararlı süreçteki sistem sıcaklıkları ortalaması esas alınarak, iki durum için CoolPack programı üzerinde Şekil 6.19' da gösterilen ısı pompası soğutma çevrimleri çizdirilmiştir.



Şekil 6.19 150 gram ve 110 soğutucu akışkan için soğutma çevrimleri

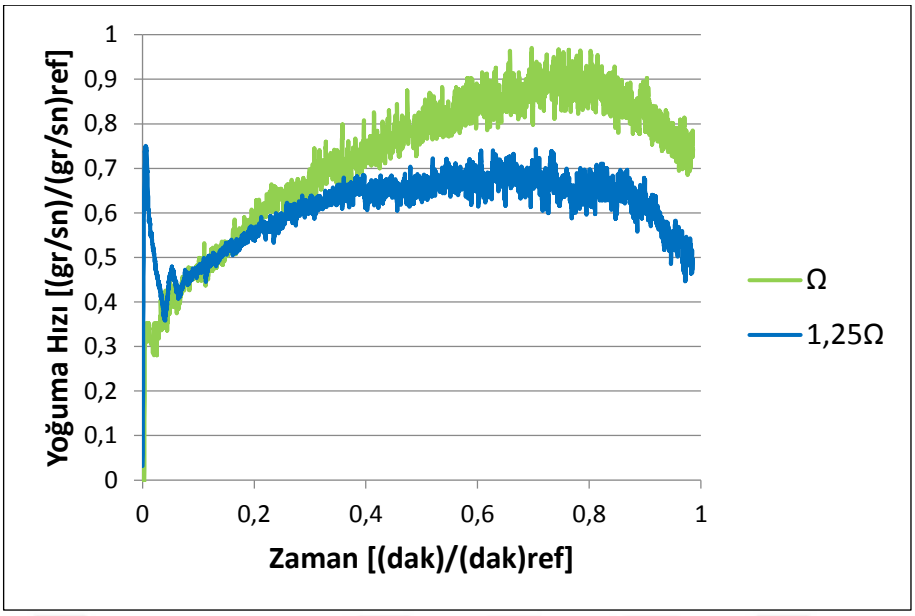
Soğutucu akışkan şarj miktarında %34 azalma sağlanarak 150 gramdan 110 grama düşüş, aynı sistem tasarımı ve hava debisinde, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklık ve basınçlarının şiddetli bir şekilde düşmesine sebep olmuştur. Sistem düşük basınçlarda çalışmaya zorlanmıştır. Isı pompası sistemi daha düşük basınçlarda çalıştığından, kompresör

tarafından basılan soğutucu akışkanın debisi de azalmıştır. Bu durum, soğutma ve ısıtma kapasitelerinin azalmasına neden olmuştur. Azalan soğutma kapasitesi sebebiyle de buharlaştırıcı üzerinde gerçekleşen havanın yoğuşma işlemi kötülemiş ve yoğuşma performansı azalmıştır. Buharlaştırıcı borularında dolanmakta olan soğutkanın 150 grama göre az olması, buharlaştırıcı girişine yakın paslarda tek faz durumuna geçmesine sebep olup, aşırı kızdırma sıcaklığını gereğinden fazla arttırmıştır. Bu istenilen bir durum olmayıp, tüm buharlaştırıcı boruları ve ısı geçiş yüzeyleri etkin bir şekilde kullanılarak, soğutucu akışkanın gizli ısısından en fazla şekilde yararlanmak için soğutucu akışkanın buharlaştırıcı çıkışına yakın bölgelerde çift faza yani sıvı-buhar durumuna geçmesi istenilir. Bunların yanı sıra şiddetli şekilde düşen yoğuşma sıcaklığı kurutma havasını yeterli seviyelere çıkaramadığından nem alma odasında etkin bir nem alma işlemi gerçekleştirememiştir. Nemli yükün tamamen nemden arındırılması için sistemin daha uzun süre çalıştırılması gereklidir. Bu durum hem çalışma süresi hem de enerji anlamında olumsuz etki yaratmaktadır.

6.6.3 Buharlaştırıcı Boru Sayısı İçin Deneysel Çalışma Sonuçları

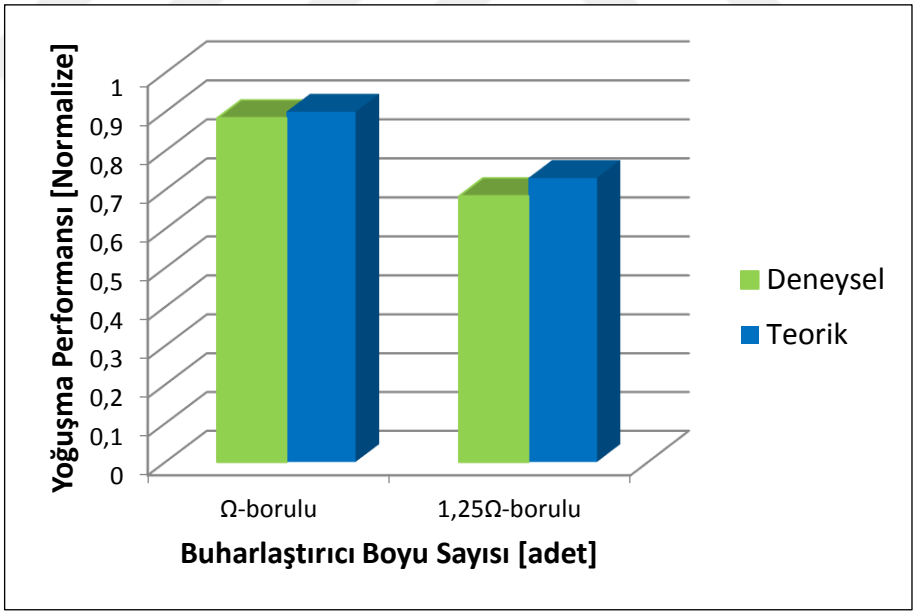
Nem yüklü olan havadan duyulur ve gizli ısı çekerek onu yoğuşturan buharlaştırıcı sistem elemanının tasarımı ve hacmi, yoğuşma performansı üzerinde oldukça etkin bir parametredir. Buharlaştırıcı eleman sık aralıklarla birbiri ardına yerleştirilen ince kanatlar ve borulardan oluşmaktadır. Bu çalışmada, buharlaştırıcı boru hacminin diğer bir ifadeyle boru sayısının, yoğuşma performansı üzerine etkisi incelenmiştir.

Buharlaştırıcı üzerinde başka hiçbir değişiklik yapılmamak üzere Ω-borulu ve 1,25Ω-borulu buharlaştırıcıda gerçekleştirilen deneyler sonunda elde edilen zamana bağlı yoğuşma hızı değişimi Şekil 6.20’ de gösterilmiştir.



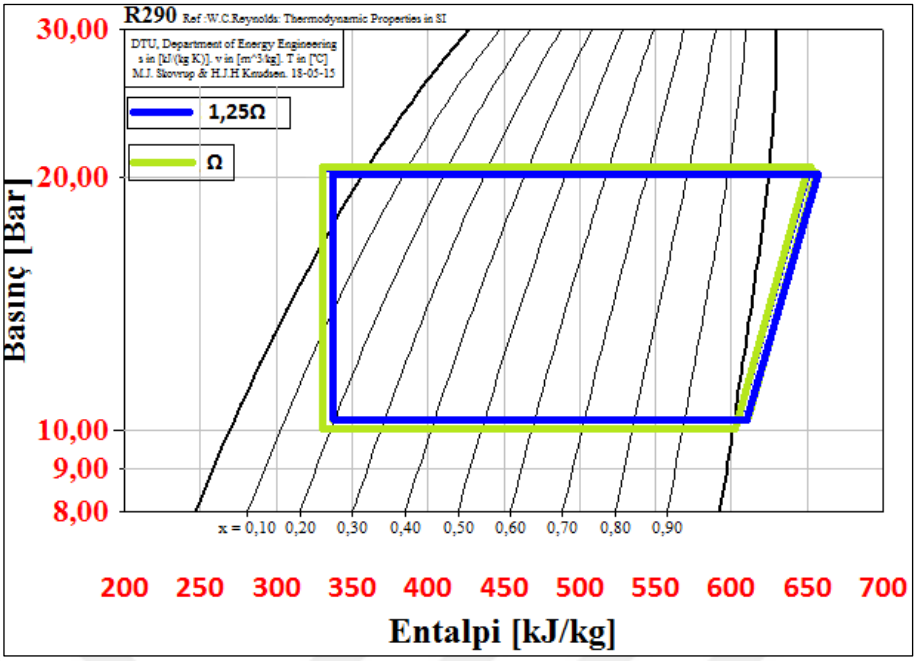
Şekil 6.20 Ω-borulu ve 1,25Ω-borulu buharlaştırıcının yoğuşma hızı değişimi

Sistemin çalışma süresi boyunca saniye başına elde edilen yoğuşma miktarından hareketle, kararlı süreçte Ω-borulu ve 1,25Ω-borulu buharlaştırıcı elemanın yoğuşma performansı Şekil 6.21' de gösterilmiştir.



Şekil 6.21 Ω-borulu ve 1,25Ω-borulu buharlaştırıcının yoğuşma performansı

Her iki durum için sistem sıcaklık ve basınçları hakkında bilgi edinmemizi sağlayacak olan ısı pompası soğutma çevrimi Şekil 6.22' de gösterilmiştir.



Şekil 6.22 Ω-borulu ve 1,25Ω-borulu buharlaştırıcı için ısı pompası soğutma çevrimi

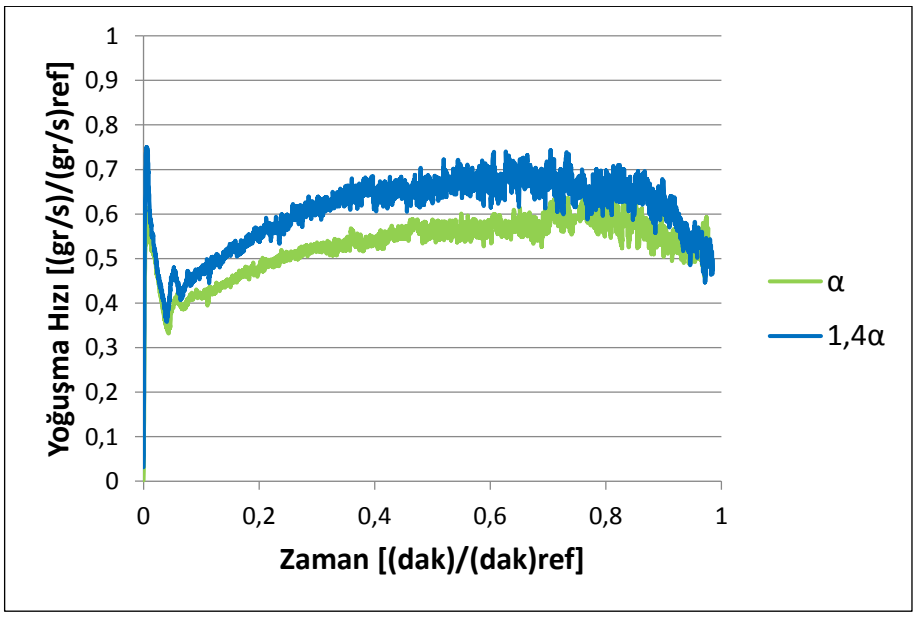
Deneysel çalışmalar öncelikle 1,25Ω-borulu buharlaştırıcı ile yürütülmüştür. Daha sonra boru hacminde gerçekleştirilen %20' lik azalmayla Ω-borulu buharlaştırıcıya geçiş yapılmıştır. Şekil 6.22' ye bakıldığında her iki durum için sistem sıcaklık ve basınçları benzer mertebelerde olup, ciddi artış ve azalışlar bulunmamaktadır. 1,25Ω-boruluda buharlaşma basıncı Ω-boruluya göre küçük mertebelerde artış göstermiş olup, bu artış kendisini çevrimde dolanan soğutucu akışkanın debisinde az miktarda yükselme ile göstermiştir. Hesaplanan soğutma yani buharlaşma kapasiteleri de oldukça benzerdir. Bu nedenle yoğuşma performansı incelemesi yapılırken, kapasite üzerinden yorum yapmak çok doğru bir yaklaşım olmayacaktır. Buharlaşma basınç ve sıcaklığı benzer olduğu durumlarda soğutucu akışkanın çift-fazlı bölgede kalma durumu üzerinden yoğuşma performansı kıyaslaması hakkında bilgi verilebilir. Çift-fazlı bölgede kalma süresi uzadıkça daha etkin yoğuşma beklenir. Şekil 6.22' de görüldüğü gibi benzer basınç seviyelerinde Ω-borulu buharlaştırıcı 1,25Ω-boruluya göre daha uzun süre çift-fazlı bölgede kalarak, soğutucu akışkanın gizli ısısından daha fazla yararlanılmış ve verimli şekilde kullanılmıştır. Bu nedenle Ω-borulunun yoğuşma performansının 1,25Ω-boruluya göre daha yüksek olması beklenen durumdur. Buharlaştırıcının yoğuşma işlemi üzerindeki etkisi doğrudan hava debisi ile ilintilidir. Hava debisi miktarına göre mevcut sistem sıcaklıklarında gerekli kapasiteyi karşılayacak optimum buharlaştırıcı tasarımı

gerçekleştirmek gerekir. Bu çalışmada, 1,4α lt/s' de yapılan testlerde 1,25Ω- boruludan Ω-boruluya geçiş yapıldığı zaman yoğuşma performansında %30 oranında iyileşme gözlenmiştir. Bu sonuç 1,25Ω-borulu buharlaştırıcının daha etkin yoğuşma gerçekleştirmesi için daha büyük hava debilerinde kullanılması gerektiği sonucunu ortaya çıkarmıştır. Bunu desteklemek adına 1,4α lt/s' den daha düşük hava debisi olan α lt/s' de aynı deneyler tekrarlanmıştır. α lt/s' de yapılan deneyler, daha küçük hacme sahip Ω-borulu buharlaştırıcının yoğuşma performansının 1,25Ω-boruluya göre %8 daha iyi olduğunu ancak iki ısı değiştiricinin de performansının 1,4α lt/s' de yapılan testlere göre kötüye gittiğini, bu hava debisi için daha küçük buharlaştırıcıya ihtiyaç duyulduğunu göstermiştir.

6.6.4 Hava Debisi İçin Deneysel Çalışma Sonuçları

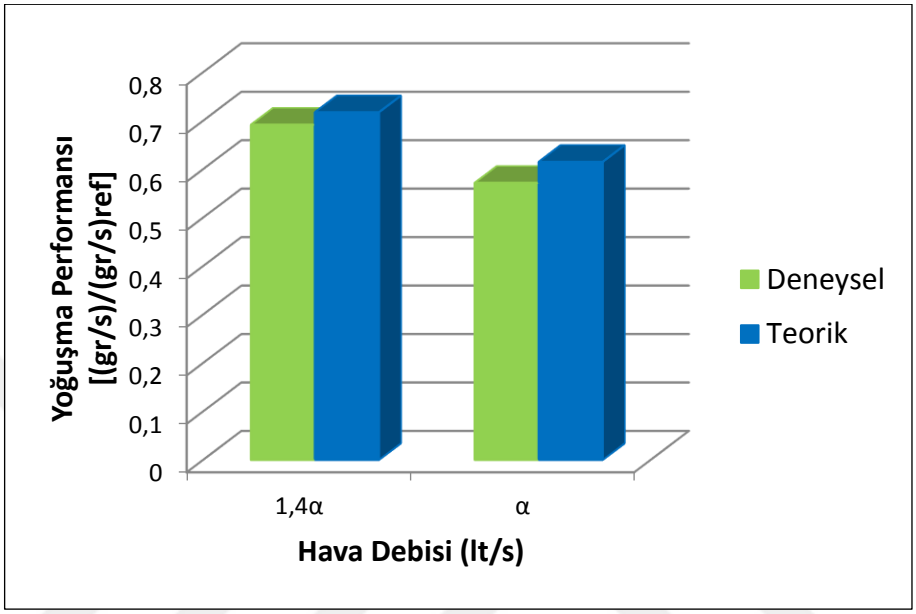
Bu çalışmada incelenen en önemli parametrelerden biri olan hava debisini sağlayan kendinden motorlu harici fan olarak kullanılan proses fanı, dışarıdan sisteme bağlanan bir DC güç kaynağı ile kontrol edilmektedir. Bu güç kaynağı ile proses fanının frekansı ve gücü dolayısıyla da fan tarafından sağlanan, sisteme gönderilen hava debisi kontrollü bir şekilde değiştirilebilmektedir.

Değişen hava debisine göre, deney süresi boyunca gözlenen yoğuşma hızındaki değişim Şekil 6.25' de gösterilmiştir.



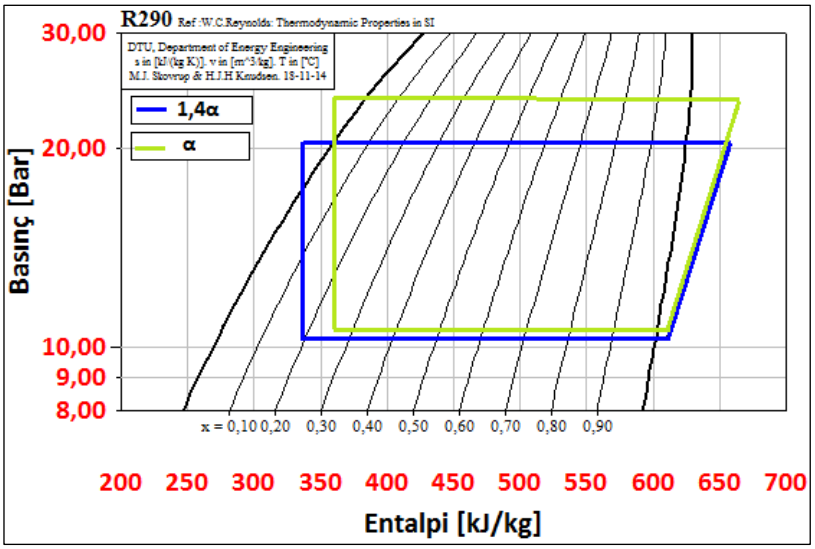
Şekil 6.25 α (lt/s) ve 1,4α (lt/s) debisinde yoğuşma hızı değişimi

Deneysel çalışmalarda, proses fanı güç kaynağı tarafından 6V ve 12V olmak üzere iki ayrı gerilimde, dolayısıyla iki farklı hava debisinde çalıştırılmıştır. Fanın 6V' da sağlamış olduğu hava debisi α (lt/s) iken, 12V' da ise 1,4α (lt/s)' dır. İki farklı hava debisinde yürütülen çalışmalarda elde edilen yoğuşma performansı değerleri Şekil 6.26' da gösterilmektedir.



Şekil 6.26 α (lt/s) ve 1,4α (lt/s) hava debilerinde yoğuşma performansı değişimi

Yoğuşma performansı değerlendirmesinde, mutlaka incelenmesi gereken kararlı durumda sistem sıcaklık ve basınçlarına göre oluşturulan ısı pompası sistemi kapalı çevrimi Şekil 6.27' de gösterilmiştir.



Şekil 6.27 α (lt/s) ve 1,4α (lt/s) hava debisi çin ısı pompası soğutma çevrimi

1,4α (lt/s)' den α (lt/s) hava debisinde yapılan çalışmalara geçildiğinde sistem basınç ve sıcaklıklarında ciddi bir yükselme meydana gelmiştir. Şekil 6.27' den anlaşılacağı üzere iki sistem benzer basınç eğrilerinde değildir. α (lt/s)'de sistem çalışma sıcaklıkları birbirinden uzaklaşmış ve dolayısıyla COP değeri azalmıştır. Kompresör tarafından çekilen güç ciddi artış göstermiş ve enerji tüketimi yükselmiştir. Artan kompresör emme ve basma basınçları sebebiyle soğutucu akışkan kütlesel debisi artsa da, buharlaştırıcı üzerinden geçen hava miktarının yetersiz olması sebebiyle soğutucu akışkan tarafında da soğutma kapasitesi azalmıştır. Bu nedenle α (lt/s) ile yapılan çalışmalarda nemli havanın yoğuşma hızı azalmış ve yoğuşma performansı 1,4α (lt/s)' e göre %18 oranında kötülemiştir. Ayrıca 1,4α (lt/s)' de soğutucu akışkan, buharlaştırıcıya daha küçük kuruluk derecesinde girerek daha uzun süre çift fazda kalmıştır, bu durumda yoğuşma performansının daha iyi olmasına katkıda bulunmuştur.

6.7 Teorik Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

Bu çalışmada, incelenen farklı parametrelerin nicelik değişimlerine göre yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi değerleri zaman skalasında 0,6 ve 0,8 arası bölgede yer alan kararlı süreç olarak kabul ettiğimiz aralıktaki değerlerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Teorik analiz ile elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması Çizelge 6.5 ve Çizelge 6.6' da gösterilmektedir. Teorik hesaplamalarla elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında, yoğuşma performansında ortalama %5,43 yoğuşma veriminde ise ortalama %1,23 fark olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 6.6 Yoğuşma performansının deneysel ve teorik karşılaştırılması

Bileşen	Kılcal Boru Boyu (cm)		Şarj Miktarı (gram)		Hava Debisi (lt/s)		Buharlaştırıcı Boru Sayısı (adet)	
Düzeyler	100	75	150	110	1,4α	α	1,25Ω	Ω
Yoğuşma Performansı (Deneysel)	0,88	0,67	0,67	0,57	0,69	0,57	0,68	0,88
Yoğuşma Performansı (Teorik)	0,91	0,72	0,72	0,60	0,72	0,62	0,73	0,90
Fark	%2,83	%7,50	%7,50	%5,59	%3,70	%7,58	%6,83	%1,89

Çizelge 6.7 Yoğuşma veriminin deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması

Bileşen	Kılcal Boru Boyu (cm)		Şarj Miktarı (gram)		Hava Debisi (lt/s)		Buharlaştırıcı Boru Sayısı (adet)	
Düzeyler	100	75	150	110	1,4α	α	1,25Ω	Ω
Yoğuşma Verimi (Deneysel)	%71,2	%65,5	%65,5	%58,4	%65,9	64,6%	%63,2	%70,0
Yoğuşma Verimi (Teorik)	%71,8	%66,2	%66,1	%60,3	%64,7	%65,1	%64,0	%70,3
Fark	%0,8	%1,0	%0,9	%3,3	%2,0	%0,8	%1,1	%0,4

Yukarıda gösterilen Çizelge 6.5 ve Çizelge 6.6' da bir ısı pompası nem alıcıda sistem parametrelerinin yoğuşma verimi ve daha önceki bölümlerde de anlatılan yoğuşma performansı üzerine etkisi deneysel veriler ve teorik hesaplamalar ışığında gösterilmiştir. Yoğuşma verimi ifadesi havadan alınan gizli ısı miktarı dolayısıyla da birim saniye başına havadan alınan nem miktarıyla doğru orantılı olarak değişmektedir. Bu çizelgeler incelendiğinde artan yoğuşma performansı bir başka deyişle de yoğuşma hızına bağlı olarak yoğuşma verimi de artmaktadır.

BÖLÜM 7

DENEYSEL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ısı pompası sisteminde kılcal boru uzunluğu, soğutucu akışkan şarj miktarı, buharlaştırıcı boru sayısı ve hava debisi gibi sistem parametrelerinin yoğuşma hızı,yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi üzerine etkisi deney tasarımı yaklaşımı ile incelenmiş ve gerçekleştirilen teorik analizlerle karşılaştırılmıştır.

Giriş bölümünde, neden çevre dostu soğutucu akışkan ihtiyacının doğduğu, hidrokarbon soğutucu akışkanlarına olan ilginin gün geçtikçe arttığı, nem alma makinelerinin tarihçesi ve bu makineleri oluşturan sistemlerin çalışma prensibi vurgulanmıştır. Nem alma işleminde oldukça büyük öneme sahip olan nem toplayan havanın yoğuşturulması ve ısı pompası sisteminde borular arasından geçerek üzerinden geçen havanın soğutulup neminin alınması ve ısıtılmasını sağlayan hidrokarbon soğutucu akışkan uygulamalarına yönelik kapsamlı bir literatür araştırması yapılmıştır. Bu araştırmalar sonucunda, incelenmesi gereken sistem elemanlarına karar verilmiş ve bu elemanlar deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere temin edilmiştir.

Yapılan tez çalışmasını daha iyi anlayabilmek adına bu çalışma iki kısma bölünebilir. Birinci kısımda ısı pompası sistemi kullanılan nem alma makineleri teorik olarak incelenmiştir. Teorik incelemelerde, ısı pompası sistemi soğutma çevrimi eşitlikleri, kavramları ve tanımları araştırılmıştır. Bunun yanı sıra bu çevrimde kullanılan R290 soğutucu akışkanının fiziksel, termofiziksel ve çevresel özellikleri incelenmiştir. İkinci kısım olan deneysel çalışmalarda, deney planı oluşturulması, deney hazırlık düzeneğinin kurulması, bu deneylerde kullanılacak olan alet ve ekipmanların tanıtılması, nem, sıcaklık ve basınç ölçer gibi ölçüm aletlerinin hassasiyetlerinden bahsedilmiştir. Çalışma

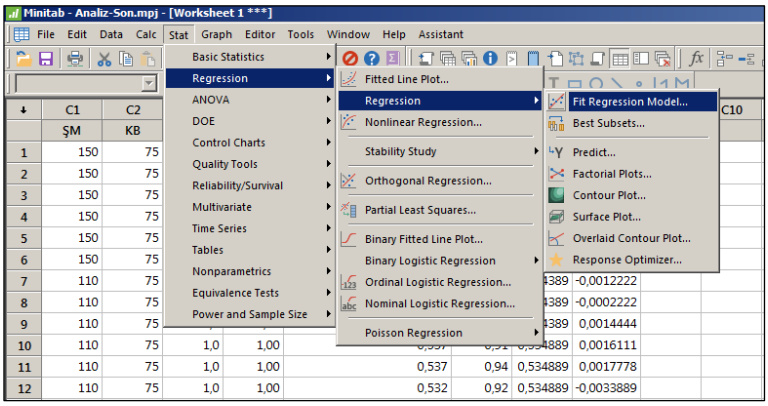
sonunda, belirsizlik analizi uygulaması yapılarak ölçüm aletlerinden gelen gerçek değerlerden sapma ve bu sapmaların sonuçları ne ölçüde etkilediği anlatılmıştır.

Gerçekleştirilen deneysel çalışmalarla, hidrokarbon soğutucu akışkanlarından R290 kullanılan ısı pompası sisteminde kılcal boru uzunluğu, soğutucu akışkan şarj miktarı, buharlaştırıcı boru sayısı ve hava debisi değişiminin, buharlaştırıcı üzerinden geçen havanın yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi üzerine etkisi incelenmiştir.

Deneysel çalışmalar sonunda yoğuşma performansı üzerinde en etkili parametrenin ve en uygun sistem bileşenlerinin istatiksel olarak açıklanabilmesi için bu yüksek lisans tez çalışmasının sonunda Minitab 17' programı üzerinde bir istatiksel analiz çalışması gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuncunda elde edilen tüm grafiklerde şarj miktarı ŞM, kılcal boru uzunluğu KB, hava debisi HD ve buharlaştırıcı boru sayısı EBS şeklinde ifade edilmiştir.

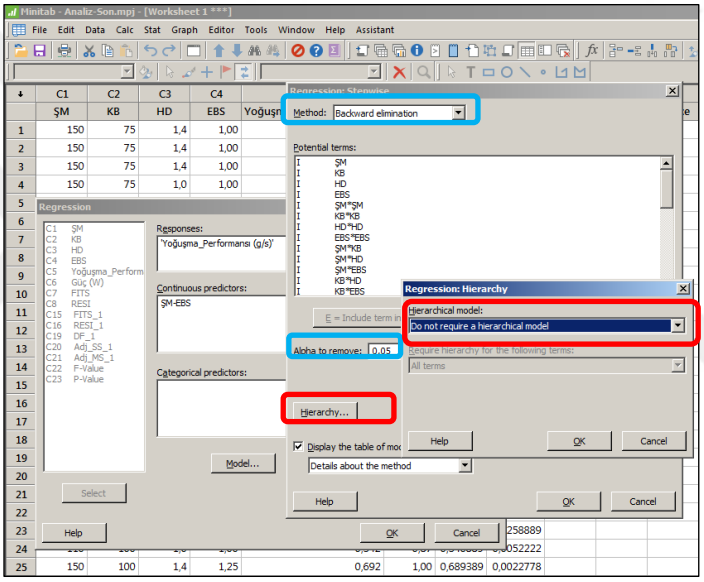
İstatiksel analiz çalışması en küçük kareler yöntemiyle yapılmıştır. En küçük kareler yöntemi, bir fiziksel büyüklük ile bu fiziksel büyüklüğü etkileyen parametre arasındaki matematiksel bağıntıyı, mümkün olduğunca gerçeğine uygun bir eşitlik ile ifade etmek için kullanılan standart bir "regresyon yöntemi" olarak tariflenir. Söz konusu yöntem, gerçek veri değerleri ile regresyon sonucunda oluşturulacak eğri arasındaki farklılıkların mümkün olan en küçük değere sahip olması prensibi ile çalışmaktadır [34].

Yoğuşma performansı değerleri için yapılacak olan istatiksel analizde, yöntem olarak Şekil 7.1'de görülen "fit regression model" seçilmiştir.



Şekil 7.1 İstatiksel analiz yöntemi seçimi

Model üzerinde hiçbir etkisi olmayan parametre ve onların etkileşimlerini modelden çıkartmak için Şekil 7.2' de görülen "stepwise" bölümü seçilmiştir. Bu bölümde yöntem olarak "backward elimination" seçildikten sonra "alpha to remove" bölümüne 0,05 değeri girilerek, analiz sonunda "P-value" değeri 0,05' ten yüksek olan parametrelerin modelden elenip, bu şekilde analizin gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Bu modelde tekli, çiftli, üçlü ve dörtlü etkileşimler göz önünde bulundurulmuştur. Parametrelerin eliminasyon işlemi ile sadeleştirilen modelden hiyerarşi de ortadan kaldırılmıştır. Bunun sebebi, tek başına etkin olmayan bir faktör, ikili veya üçlü etkileşimlerde etkin çıkabilir. Etkin olan parametreyi etkileşimlerin içinde görebilmek için eliminasyon işlemini hiyerarşi gözetmeden yapmak gerekir.



Şekil 7.2 Regresyon modeli oluşturulması ve kısıtların belirlenmesi

İstatiksel model tasarımı yaklaşımında, modelin açıklanabilirlik değeri "R-sq (adj.)" %80' nin üzerinde olması beklenir. Bu değerin altındaki değerlerde model varsayımı yaklaşımı doğruluktan uzaklaşmaktadır. Bu çalışmada eliminasyon işlemi uygulanmış sadeleştirilen modelin açıklanabilirlik değeri Şekil 7.3' de görüldüğü gibi %98,99 olarak bulunmuştur. Yani model varsayımı bu oranda açıklanabilir.

Analysis of Variance

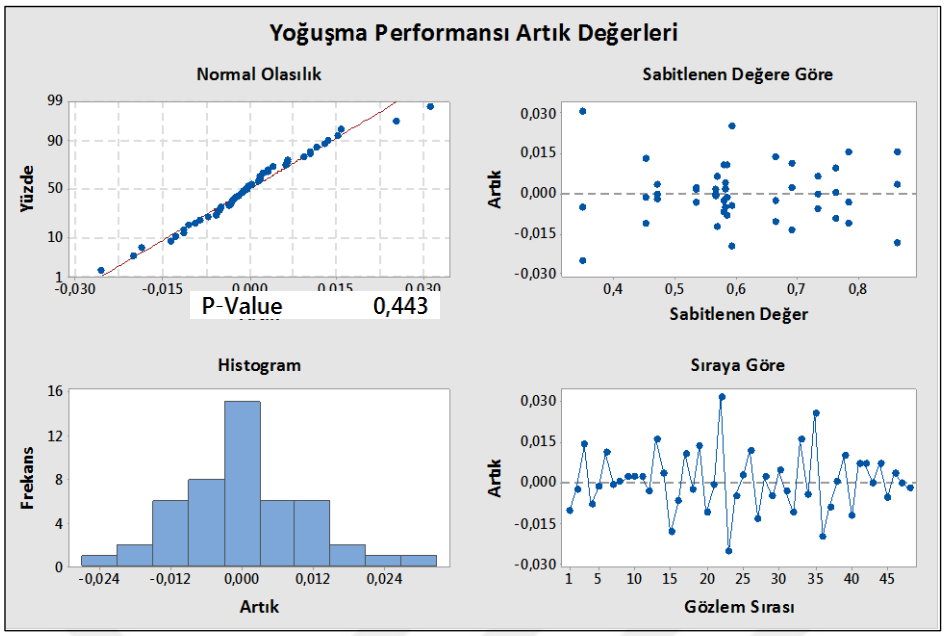
Source	DF	Adj_SS	Adj_MS	F-Value	P-Value
Regression	15	0,809225	0,053948	307,92	0,000
ŞM	1	0,006002	0,006002	34,26	0,000
KB	1	0,002613	0,002613	14,92	0,001
HD	1	0,005362	0,005362	30,61	0,000
EBS	1	0,002580	0,002580	14,73	0,001
ŞM*KB	1	0,007012	0,007012	40,02	0,000
ŞM*HD	1	0,011009	0,011009	62,84	0,000
ŞM*EBS	1	0,007041	0,007041	40,19	0,000
KB*HD	1	0,008397	0,008397	47,93	0,000
KB*EBS	1	0,003299	0,003299	18,83	0,000
HD*EBS	1	0,005746	0,005746	32,79	0,000
ŞM*KB*HD	1	0,015060	0,015060	85,96	0,000
ŞM*KB*EBS	1	0,007999	0,007999	45,66	0,000
ŞM*HD*EBS	1	0,011695	0,011695	66,75	0,000
KB*HD*EBS	1	0,008870	0,008870	50,63	0,000
ŞM*KB*HD*EBS	1	0,015520	0,015520	88,58	0,000
Error	32	0,005607	0,000175		
Total	47	0,814831			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,0132364	99,31%	98,99%	98,45%

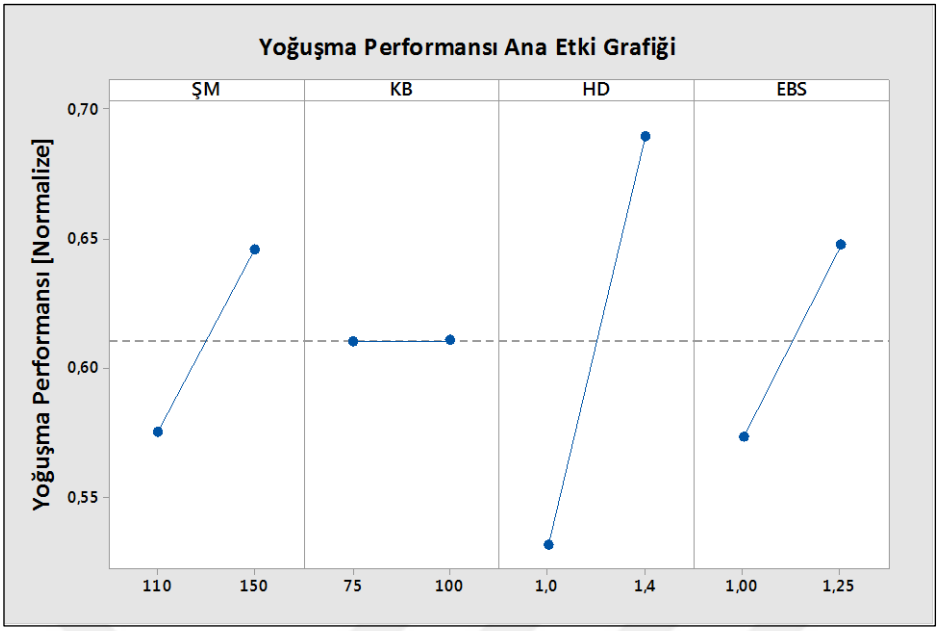
Şekil 7.3 Model varsayımında açıklanabilirlik

Modelde elde edilen değerler ile deneysel olarak elde edilen değerler arasındaki fark ise artık olarak tanımlanmaktadır. Regresyon modeli yukarıda anlatıldığı şekilde oluşturulduktan sonra artıkların analizi yapılmıştır. Bu çalışmanın amacı, modelde elde edilen değerlerden, artıkların ne ölçüde uzaklaştığını görmektir. Eğer artıklar, normal değerlerden çok fazla uzaklaşırsa Şekil 7.4' de görülen "normal olasılık" grafiği üzerinde yer alan "P-value" değeri 0,05' ten küçük olacak ve model varsayımı geçerliliğini yitirecektir. Bu çalışmada "P-value" değeri 0,443 olarak elde edilmiştir. Dolayısıyla regresyon ile oluşturulan model varsayımı geçerlidir.



Şekil 7.4 Artıkların Dağılımı

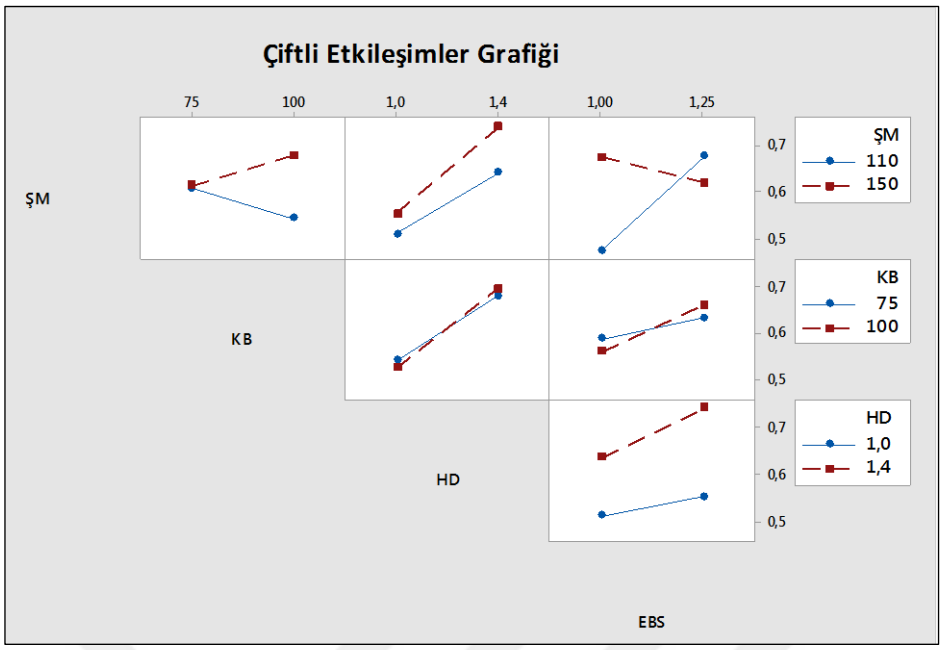
Şekil 7.5 yoğuşma performansı ana etki grafiğini göstermekte olup, deneysel çalışmalarda incelenen sistem parametrelerinin tekil değişimlerinin yani kendi içerisinde yapılan değişimlerin (diğer tüm parametreler sabit iken yani 75 cm kılcal boru uzunluğundan 100 cm kılcal boru uzunluğuna çıkılması gibi) yoğuşma performansını ne yönde etkilediğini göstermektedir. Şekil 7.5' de görüldüğü üzere tek başına kılcal boru uzunluğu değişiminin yoğuşma performansı üzerine etkisi bulunmamaktadır. Soğutucu akışkan şarj miktarı ve buharlaştırıcı boru sayısı değişimi yoğuşma performansını olumlu etkilerken, en yüksek etki hava debisi tarafından gelmektedir. Hava debisi artışı, yoğuşma performansının ciddi bir şekilde yükselmesine neden olmuştur.



Şekil 7.5 İncelenen parametrelerin tekil değişimlernin yoğuşma performansına etkisi

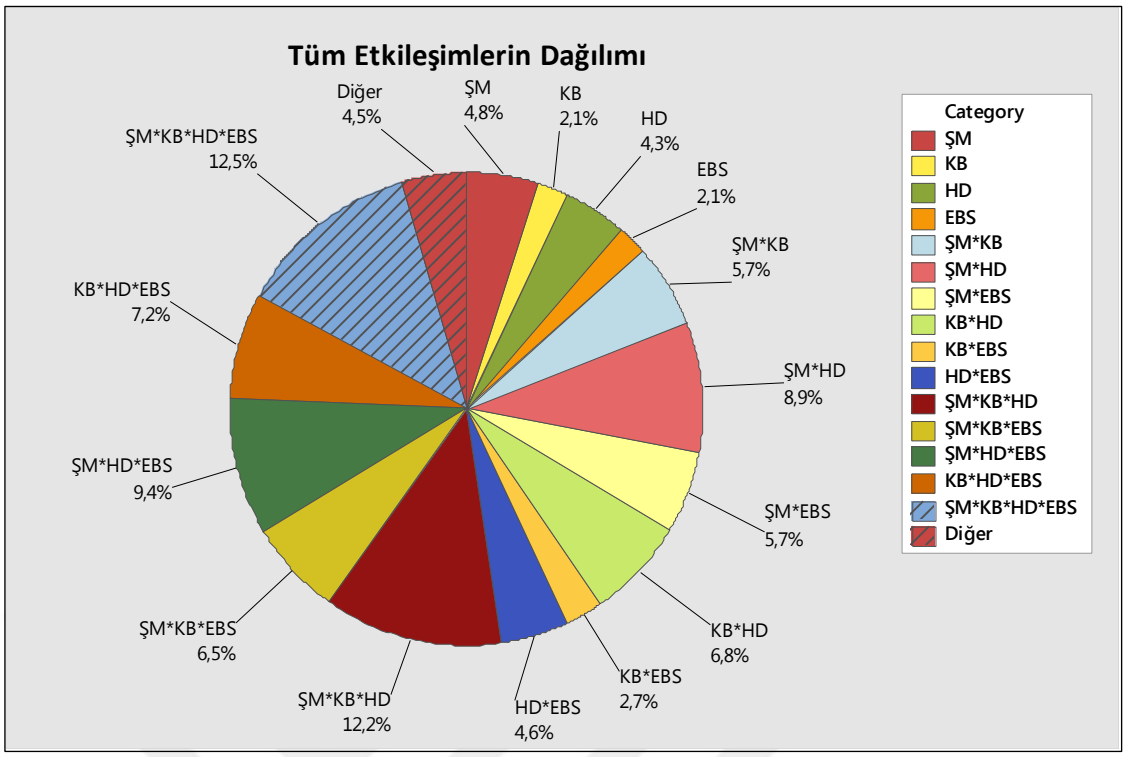
Çalışmada incelenen parametrelerin yoğuşma performansı üzerinde çiftli etkileşimleri Şekil 7.6' da gösterilmiştir. Çiftli etkileşimler, parametrelerin çiftli kombinasyonları anlamında olup, bu analiz çiftli kombinasyonların yoğuşma performansı üzerinde olumlu ya da olumsuz etkilerinin tespiti, en yüksek ve en düşük etkiye sahip etkileşimlerin belirlenmesi için yapılmıştır.

Şekil 7.6' dan da anlaşılabileceği üzere, çiftli etkileşim değişimleri yoğuşma performansını oldukça değişken bir biçimde etkilemektedir. Kılcal boru uzunluğu ve şarj miktarı etkileşimine bakacak olursak, 75 cm kılcal boru uzunluğunda 110 gram ve 150 gram şarj miktarı kullanıldığı durumdan, 100 cm kılcal boru uzunluğuna çıkıldığında 150 gram için yoğuşma performansı yükselirken, 110 gram için düşmektedir. En yüksek yoğuşma performans değeri, hava debisi ve şarj miktarı etkileşiminde, 1,4α hava debisi ve 150 gram şarj miktarında olurken, en düşük yoğuşma performansı ise buharlaştırıcı boru sayısı ve şarj miktarı etkileşiminde, Ω-buharlaştırıcı boru sayısı ve 110 gram soğutucu akışkan şarj miktarında gözlenmiştir.



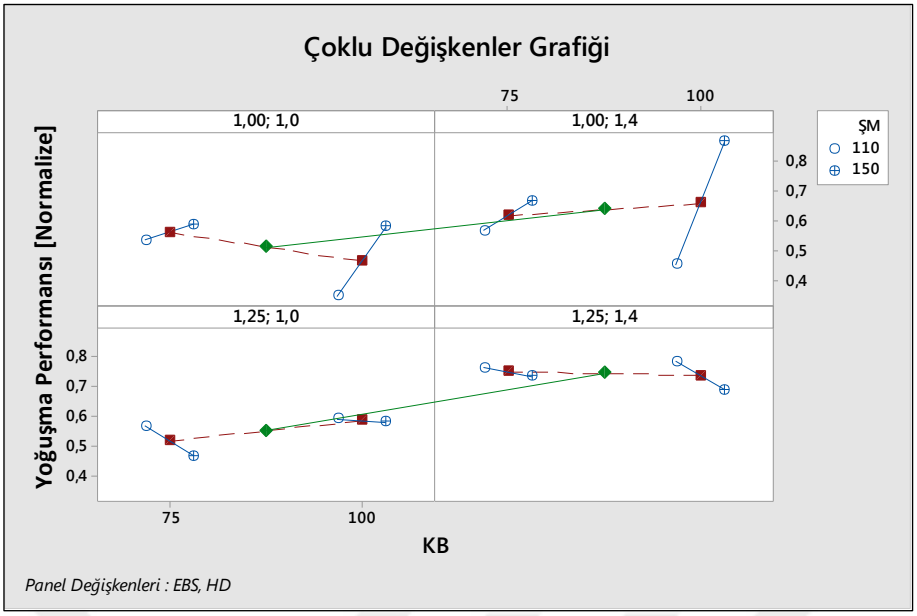
Şekil 7.6 İncelenen parametrelerin çiftli etkileşimlerinin yoğuşma performansına etkisi

Şekil 7.7' de deneysel çalışmalarla incelenen parametrelerin tüm etkileşimlerinin yoğuşma performansı üzerine etkisinin yüzdesel dağılımı pasta grafiği halinde gösterilmektedir. Tekli, çiftli, üçlü ve dörtlü etkileşimlerin yer aldığı analiz çalışmasında, tüm etkileşimlerin etkili olduğu görülmektedir. Yoğuşma performansı üzerinde en etkili etkileşimler sırasıyla %34,4 ve %35,3' lük pay ile çiftli ve üçlü etkileşimler olmuştur. Çiftli etkileşimleri oluşturan parametreler arasında diğerlerine göre daha baskın olan parametre %8,9 etki ile şarj miktarı ve hava debisi ikili etkileşimi olurken, üçlü etkileşimler arasından en baskın olan parametre %12,2 etki ile şarj miktarı, hava debisi ve kılcal boru uzunluğu üçlü etkileşimi olmuştur. Yoğuşma performansı üzerinde etkisi olan tekli ve dörtlü etkileşimler ise sırasıyla %12,5 ve 13,3' lük bir paya sahiptir.



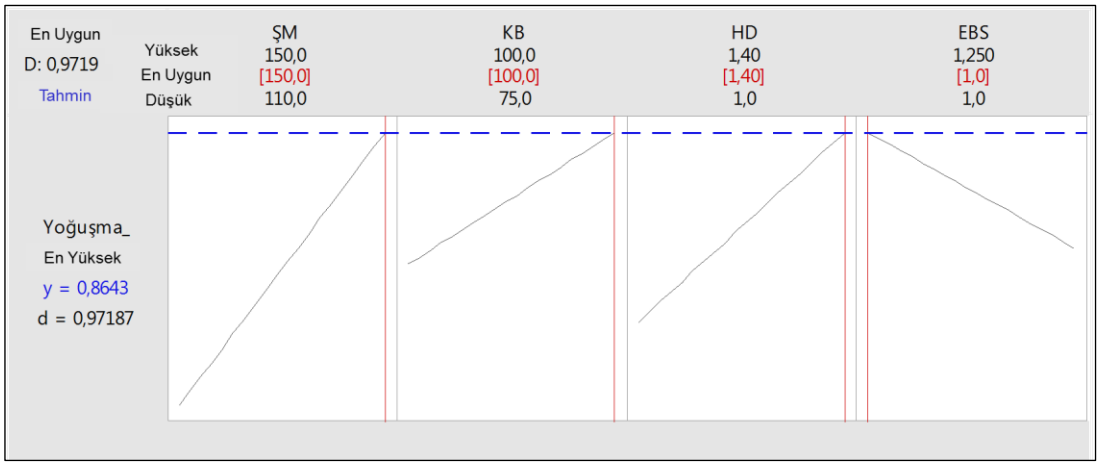
Şekil 7.7 Deneysel parametrelerin tüm etkileşimlerinin yoğuşma performansı üzerine etkisinin dağılımı

Deneysel çalışmalar sonunda oluşturulan istatiksel analiz ile incelenen tüm parametrelerin tekli, çiftli, üçlü ve dörtlü etkileri tespit edilmiş, elde edilen sonuçlar ile bu ısı pompası sistemi için en uygun sistem tasarımının nasıl olması gerektiği belirlenmiştir. Şekil 7.8' de yer alan çoklu değişkenler grafiğinde hangi parametrenin hangi seviyelerde etki ettiği net bir şekilde görülmektedir. Bu grafikten faydalanarak, incelenen ısı pompalı nem alma makinesi için en uygun olan sistem tasarımına karar verilmiştir. En uygun sistem tasarım parametreleri Şekil 7.8' den de anlaşılacağı üzere; 150 gram soğutucu akışkan şarjı, 100 cm kılcal boru uzunluğu, Ω-buharlaştırıcı boru sayısı ve 1,4α hava debisinde olmaktadır. En yüksek yoğuşma performansı bu tasarım ile elde edilmektedir. Yoğuşma performansı açısından en kötü sistem tasarımının ise 110 gram soğutucu akışkan şarjı, 100 cm kılcal boru uzunluğu, Ω-buharlaştırıcı boru sayısı ve α hava debisinde olmaktadır.



Şekil 7.8 Yoğuşma performansı üzerinde etkili olan parametrelerin çoklu etkileşimleri

En yüksek yoğuşma performansını vererek en uygun sistem tasarımını oluşturan parametrik kombinasyon, bu analiz içerisinde Şekil 7.9' da görüldüğü üzere doğrudan elde edilebilir. Grafik üzerinde bulunan D=0,97 ifadesi, bileşik istenirlik anlamındadır. Yani en uygun sistem tasarımı ile %97 oranla en yüksek yoğuşma performans değeri olan y=0,8643 sağlanabilir.



Şekil 7.9 En uygun sistem tasarımı parametrik kombinasyonu

Yoğuşma performansı üzerinde yapılan regresyon model istatiksel analiz sonucunda, Eşitlik (7.1)' deki R^2 değeri %98,99 olan dörtlü parametre etkileşimi geçerli olan korelasyon elde edilmiştir. Korelasyon denkleminde; soğutucu akışkan şarj miktarı gr,

kılcal boru uzunluğu cm, proses hava debisi l/s ve buharlaştırıcı boru sayısı adet, cinsinden yazılıp, yoğuşma performans değeri gr/s olarak elde edilmektedir.

$$\text{Yoğuşma Performansı (gr/s)} = \alpha_1 + \alpha_2 \text{ŞM} + \alpha_3 \text{KB} + \alpha_4 \text{HD} + \alpha_5 \text{EBS} - \alpha_6 \text{ŞM*KB} - \alpha_7 \text{ŞM*HD} - \alpha_8 \text{ŞM*EBS} - \alpha_9 \text{KB*HD} - \alpha_{10} \text{KB*EBS} - \alpha_{11} \text{HD*EBS} + \alpha_{12} \text{ŞM*KB*HD} + \alpha_{13} \text{ŞM*KB*EBS} + \alpha_{14} \text{ŞM*HD*EBS} + \alpha_{15} \text{KB*HD*EBS} + \alpha_{16} \text{ŞM*KB*HD*EBS} \quad (7.1)$$

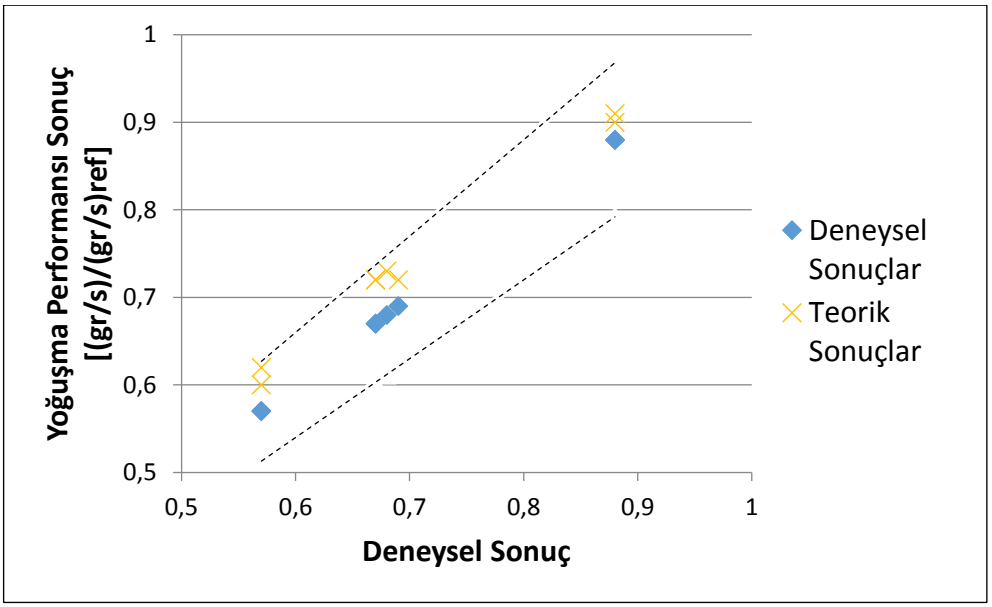
Deneylerden elde edilen sonuçlara bağlı olarak Minitab 17’ de regresyon model ile oluşturulan model varsayımından elde edilen bu korelasyon, ilerleyen zamanlarda benzer deney sistemleri üzerinde yapılabilecek olan çalışmalarda, deney sonuçlarını önceden tahmin etmeye yarayacak matematiksel bir model olarak değerlendirilmektedir.

BÖLÜM 8

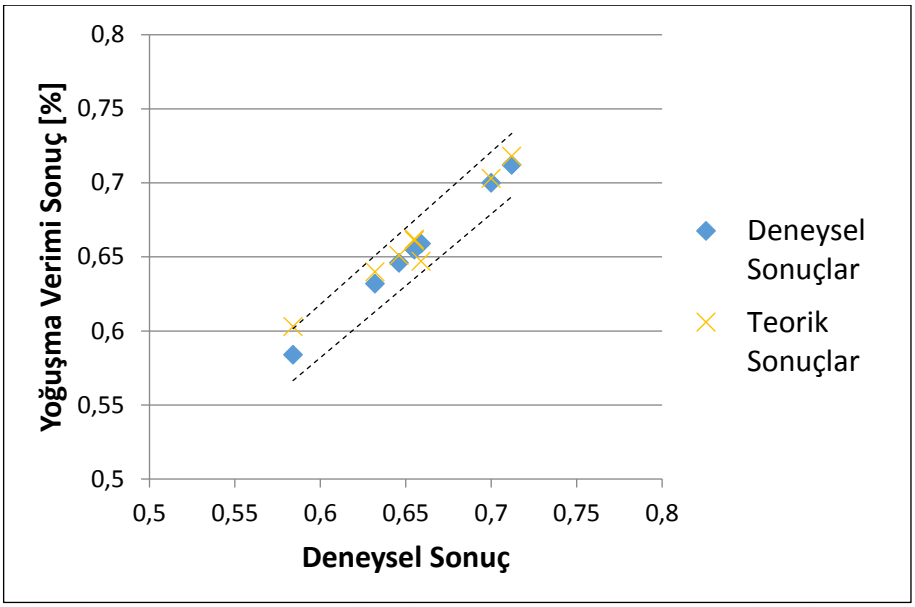
SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu yüksek lisans tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir;

- ✓ Isı pompası sistemiyle çalışmakta olan nem alma cihazında sistem parametrelerinin yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi üzerine etkisi deneysel çalışmalar ve teorik hesaplamalarla incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Deneysel ve teorik olarak elde edilen yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi Çizelge 6.5 ve Çizelge 6.6' da gösterilmiştir. Sonuçlar arasında sapma miktarı her bir durum için farklı değerlerde olmakla birlikte, teorik hesaplamalarla elde edilen sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında, yoğuşma performansında ortalama ±%9 (Şekil 8.1), yoğuşma veriminde ise ortalama ±%2 fark olduğu belirlenmiştir (Şekil 8.2).



Şekil 8.1 Yoğuşma performansı deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması



Şekil 8.2 Yoğuşma verimi deneysel ve teorik olarak karşılaştırılması

- ✓ Kılcal boru özelinde yapılan çalışmalarda, 75 cm için yapılan testlerden 100 cm' e geçildiğinde buharlaştırıcı elemanın soğutma kapasitesinin arttığı, buharlaştırıcı girişinde soğutucu akışkanın 75 cm' de yapılan çalışmalara göre daha düşük kuruluk derecesine sahip olması sebebiyle havanın gizli ısısından daha çok faydalandığı, bunların sonucunda da 75 cm testlerine kıyasla yoğuşma performansının %35, yoğuşma veriminde ise %27' lik bir artış gösterdiği tespit edilmiştir.

- ✓ Deneysel çalışmalarda 150 gram yerine 110 gram R290 soğutucu akışkan şarjı kullanılması, buharlaştırıcı kapasitesi ve aşırı ısıtma sıcaklığını oldukça yüksek mertebelerde etkilemiştir. 110 gram testlerinde soğutucu akışkanın kullanılan buharlaştırıcıyı dolduramadığı, aşırı kızdırma sıcaklığının istenilen sıcaklık aralıklarının dışında kaldığı ve faz değişimi için ihtiyaç duyulan gizli ısıdan etkin bir şekilde yararlanamadığı deneysel verilerin incelenmesi ile tespit edilmiştir. Bunların sonucunda 110 gram çalışmalarında 150 grama göre yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi %15' lik bir azalma göstermiştir.

- ✓ Farklı buharlaştırıcı hacimlerinin yoğuşma performansı ve verimine etkisi doğrudan hava debisi ile ilişkili olduğu yapılan deneysel çalışmalarla desteklenmiştir. Hava debisi azaldıkça ihtiyaç duyulan buharlaştırıcı hacmi bir başka ifadeyle buharlaştırıcı boru sayısı azalmaktadır. Bu çalışmada kullanılan

1,4α (lt/s) hava debisinde Ω-borulu buharlaştırıcının 1,25Ω-borulu buharlaştırıcıya göre yoğuşma performansı %30, yoğuşma verimi ise %10 daha yüksektir.

- ✓ Hava debisinin incelendiği çalışmalarda mevcut sistem tasarımında 1,4α (lt/s) hava debisi çalışmalarının, α (lt/s)' ye göre yoğuşma performansı %18, yoğuşma veriminin %2 daha iyi olduğu gözlenmiştir. 1,4α' da daha yüksek soğutma kapasitesi, soğutucu akışkan için daha düşük kuruluk derecesi elde edilmiştir. Bu da havadan alınan gizli ısı miktarını arttırarak hem yoğuşma performansı hem de yoğuşma verimini olumlu yönde etkilemiştir.
- ✓ Gerçekleştirilen çalışmalarda sekiz farklı durum için ısı pompası sistem performans katsayısı diğer bir ifadeyle COP hesaplanmıştır. COP değerinin yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi üzerinde bir etkisinin olmadığı tespit edilmiştir.
- ✓ Deneysel veriler ışığında Minitab 17' üzerinde elde edilen "regression" modelin açıklanabilirliği %98,99 olarak bulunmuştur. Bu da oluşturulan model varsayımının geçerliliğini koruyacağını, bu oranda açıklanabileceğini göstermektedir.
- ✓ Yoğuşma performansı üzerinde tekli etkileşimlerin etkisine bakıldığında, en baskın ve etkili olan parametrenin hava debisi olduğu tespit edilmiştir.
- ✓ Çiftli etkileşimler incelendiğinde, en yüksek yoğuşma performansı şarj miktarı ve hava debisi etkileşimde elde edildiği görülmektedir.
- ✓ Model üzerinde tekli, çiftli, üçlü ve dörtlü etkileşimler etkili olmaktadır. Bu nedenle benzer çalışmalarda, incelenen parametrelerin tüm kombinasyonlarının incelenmesi gereklidir. Oluşturulan kombinasyonların etkileşimlerine bakıldığında çiftli ve üçlü etkileşimler, tekli ve dörtlü etkileşimlere daha baskındır.
- ✓ İncelenen parametre ve onların kombinasyonlarından hareketle oluşturulan modelin sonuçlarından, en yüksek yoğuşma performansını verecek en uygun sistem tasarımı elde edilmiştir. En uygun sistem tasarımı; 150 gram soğutucu

akışkan şarjı, 100 cm kılcal boru uzunluğu, Ω-buharlaştırıcı boru sayısı ve 1,4α hava debisinden oluşmaktadır.

- ✓ Deneylerden elde edilen sonuçlara bağlı olarak Minitab 17' de regresyon model ile oluşturulan model varsayımıyla yoğuşma performansı için Eşitlik (7.1)' de bulunan bir korelasyon elde edilmiştir. Bu korelasyon ilerleyen zamanlarda benzer deney sistemleri üzerinde yapılabilecek olan çalışmalarda, deney sonuçlarını önceden tahmin etmeye yarayacak matematiksel bir model olarak değerlendirilmektedir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasının devamında aşağıdaki önerilerin literatür için yararlı olabileceği düşünülmektedir.

- ✓ COP artışı, yoğuşma performansını her zaman olumlu yönde etkilememektedir. Bunu göstermek için oluşturulan deney setinin dışında ilave çalışmalar yapılmıştır. Örneğin 75 cm kılcal boru yerine 100 cm kılcal kullanıldığı zaman, COP ve yoğunlaşma performansı artmıştır. Bununla birlikte, 75 cm kılcal boru yerine 125 cm kılcal boru kullanıldığı zaman COP değeri artmış fakat yoğunlaşma performansı olumsuz yönde etkilenmiştir. Bu nedenle yoğuşma performansı üzerine yapılan araştırmalar sadece sistem COP değerlerine göre yapılmamalıdır.
- ✓ Buharlaştırıcı girişinde havanın sahip olduğu bağıl nem ve sıcaklık değişiminin yoğuşma performansı ve yoğuşma verimine hangi yönde etki ettiğinin görülmesinin benzer çalışmalar kapsamında yarar sağlayabileceği düşünülmektedir.
- ✓ Buharlaştırıcı eleman geometrik yapısının ve boruların üzerinde bulunan kanat tiplerinin yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi üzerinde etkisinin incelenmesinin fayda sağlayacağı ön görülmektedir.
- ✓ Havanın yoğuştuğu bölgede karşılaşmış olduğu yüzey tipleri ve bu yüzeylerin kaplamalı ve kaplamasız hallerinin yoğuşma performansı ve yoğuşma verimi üzerinde ne ölçüde etkin olduğunun araştırılmasının fayda sağlayabileceği ön görülmektedir.

KAYNAKLAR

[1] EU Regulations, Fluorinated greenhouse gases, http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/LSU/?uri=uriserv:OJ.L_.2014.150.01.0195.01.ENG, 16 Nisan 2014.

[2] EU Regulations, 517/2014 Fluorinated greenhouse gases, http://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/index_en.htm, 16 Nisan 2014.

[3] Gustafsson, O., Rolfsman, L., Jensen, S. ve Lindahl, M., (2017). "Evaluation of Alternativers to R404–The Most Common Refrigerant in Swedish Grocery Stores", 12th IEA Heat Pump Conference, 29 Mayıs 2017, Roterdam.

[4] The Linde Group, EU F-Gas Regulation EN 517/2014, www.linde-gas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/F-gas%20regulation%20overview%20brochure17_135449.pdf?v=4.0, 2014.

[5] Calm, J.M., (2008). "The next generation of refrigerant- Historical review, considerations, and outlook", International Journal of Refrigeration, 31(7):1123-1133.

[6] Bhargav, A. ve Jaiswal, N., (2010). "Comparative analysis of R290/R600a with commonly used refrigerant", International Journal of Application of Engineering and Technology, 2 (3) :2395-3594.

[7] Bellomare. F. ve Minetto. S., (2015). "Experimental analysis of hydrocarbons as drop-in replacement in household heat pump tumble dryers", Energy Procedia, 81 (1):1212–1221.

[8] Sánchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Arauzo, I., Catalán-Gil, J. ve Torrella, E., (2017). "Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives", International Journal of refrigeration 74:267–280.

[9] Bengtsson, P. ve Eikevik T., (2016). "Reducing the global warming impact of a household heat pump dishwasher using hydrocarbon refrigerants", Applied Thermal Engineering, 99: 1295-1302.

[10] Longhini, M., (2015). New generation refrigerants for domestic heat pumps in Sweden, Yüksek Lisans Tezi, Lizbon Teknik Üniversitesi, Portekiz.

[11] Meyer, J.P., (2000). “The performance of the refrigerants R-134a, R-290, R404A, R-407C and R-410A in air conditioners and refrigerators”, ZSITS International Thermal Science Seminar Bled, , 11-14 Haziran 2010, Slovenya.

[12] Jwo, C. S., Ting, C.C. ve Wang, W.R., (2009). “Efficiency analysis of home refrigerators by replacing hydrocarbon refrigerants”, Measurement 42, 45(2):697–701.

[13] Choudhari, C.S. ve Sapali, S.N., (2017). “Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems”, Energy Procedia 109:346–352.

[14] Ghoubali., R., Byrne., P. ve Bazantay., F., (2017). “Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters”, International Journal of Refrigeration, 76:230–244.

[15] Nawaz, K., Shen, B., Elatar, A., Van Baxter. ve Abdelaziz, O., (2017). ”R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters”, Applied Thermal Engineering, 127:870–883.

[16] Koh, J. H., Zakaria, Z. and Veerasamy, D., (2017). “Hydrocarbons as Refrigerants-A Review”, ASEAN Journal on Science and Technology for Development, 34(1):35–50.

[17] Hundy, G.H., Trott, A.R. ve Welch, T.C., (2016). Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps, Fifth Edition, Elsevier.

[18] Birleşmiş Milletler, (1997). Kyoto Protocol to The United Nations Framework Convention on Climate Change, Avrupa.

[19] Brander, M., Greenhouse Gases, CO2, CO2e, and Carbon: What Do All These Terms Mean?, https://ecometrica.com/assets//GHGs-CO2-CO2e-and-Carbon-What-Do-These-Mean-v2.1.pdf, Ağustos 2012.

[20] Arikan, Y., Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi ve Kyoto Protokolü Metinler ve Temel Bilgiler, https://rec.org.tr/wp-content/uploads/2016/11/iklimkyoto1.pdf, Nisan 2006, Ankara.

[21] Skačanová, K., F-Gas Regulation Shaking up the HVAC&R Industry, Shecco, http://publication.shecco.com/upload/file/org/57fe03c438c881476264900fdfko.pdf, 12 Ekim 2016.

[22] EPA, Summary Guide to the HFC Phase Down, https://www.epa.ie/pubs/advice/air/ods/6%20%20IRL%20Summary%20Guide%20to%20the%20HFC%20Phase%20Down%20V1.0.pdf, Eylül 2015.

[23] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (2006). Thermodynamics: An Engineering Approach, Fifth Edition, McGraw-Hill.

[24] Yamankaradeniz, B., (2011). Isı Pompası Kullanılarak Kurutma İşlemlerinde Enerji Tasarrufunun İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya.

[25] Sır, G., (2012). Nem Alma Prosesinde Buharlaştırıcı Yapısının Yoğuşma Verimine Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[26] Mirza, M., (2006). Isı Pompalı Kurutucunun Isıl Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.

[27] Yeşilata, B., Harran Üniversitesi Ders Notları 10. Bölüm Soğutma Çevrimi, http://eng.harran.edu.tr/moodle/moodledata/17/yesilata/Ders_Notlari/Thermo2_ch10_pg164-169.pdf, Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Eylül 2015, Şanlıurfa.

[28] Bulut, H., Harran Üniversitesi Ders Notları Soğutma ve Klima Tekniği, http://eng.harran.edu.tr/~hbulut/SKT.pdf, Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, 2017, Şanlıurfa.

[29] Balioğlu, Ö., (2008). Soğutma Sistemlerinde Sistem Bileşenlerinin Termodinamiksel Toplam Performansa Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[30] Özkol, N., (2010). Uygulamalı Soğutma Tekniği, Sekizinci Baskı, Türkiye Makine Mühendisleri Odası, Ankara.

[31] Minitab 17, (2017). Tutorials, Yazılım programı.

[32] ASHRAE 34, (2013). Designation and Safety Classification of Refrigerants, Atlanta, U.S.A.

[33] REFPROP Version 9.0, (2010). NIST Standard Reference Database 23.

[34] Özaydın, H. C., (2014). Buharlaştırıcı Hava Giriş Koşullarının ve Buharlaştırıcı Sıcaklığının Nem Alma Performansı Üzerine Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[35] CoolPack v1.46, (2000). Danimarka Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Samet HOCAOĞLU

Doğum Tarihi ve Yeri : 10.01.1992 – İZMİT

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : hocaoglusamet@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Isı-Proses / Mak. Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2018
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2015
Lise	Fen Bilimleri	İzmit Lisesi	2010

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2016 – Devam ediyor	Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi	Proje Mühendisi
2015 – 2016	Heinen&Hopman Mühendislik A.Ş	Proje Mühendisi
2015 – 2015	Türk Demir Döküm Fabrikaları A.Ş	Stajyer
2012 – 2012	Anadolu Döküm Sanayi A.Ş	Stajyer

YAYINLARI

Makale

1. Hocaoglu, S. ve Ozkan, D.B., (2018). “ The Effect of System Parameters on the Condensatıon Performance of Heat Pump System Using R290”, Journal of Thermal Engineering, 4(5):2248-2262.

DOI: 10.18186/journal-of-thermal-engineering.436137