T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNALARINDA SİSTEM ELEMANLARI PARAMETRELERİNİN YOĞUŞMA PERFORMANSINA ETKİSİ

Ömer Ensar DURMUŞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Mart, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNALARINDA SİSTEM ELEMANLARI PARAMETRELERİNİN YOĞUŞMA PERFORMANSINA ETKİSİ

Ömer Ensar DURMUŞ tarafından hazırlanan tez çalışması 13.03.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ebru MANÇUHAN, Üye
Marmara Üniversitesi _____

Doç. Dr. CENK ONAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan "EV TİPİ ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNALARINDA SİSTEM ELEMANLARI PARAMETRELERİNİN YOĞUŞMA PERFORMANSINA ETKİSİ" başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Ömer Ensar DURMUŞ

İmza

Aileme

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans hayatım boyunca bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman eksik etmeyip, yaşadığım zorluklar karşısında umutsuzluğa düştüğümde yol gösterici olan değerli hocam Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN' a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam boyunca gerekli laboratuvar altyapısını ve her türlü olanaklarını sunarak destek olan Arçelik A.Ş. Ar-Ge Direktörü Emre OĞUZ' a, yaşadığım problemler karşısında her zaman çözüm kapılarını aralayan Temizleme ve Tekstil Teknolojileri Aile Lideri Sayın Songül BAYRAKTAR'a, teknik desteğini ve tecrübelerini esirgemeyen Temel Bilimler Aile Lideri Gökhan SIR'a teşekkürü borç bilirim.

Yüksek lisans tez çalışmalarımda çok değerleri yardımları olan Sayın Salih GÖK ve Sayın Sergen ARSLAN'a minnet ve teşekkürlerimi sunarım. Prototip hazırlığı konularında desteklerini esirgemeyen Özcan HATİPOĞLU, Sayın İlhan BALIKÇI ve Sayın Faruk KOCABIYIK' a teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans dönemimde, proje mühendisi olarak başladığım günden bu yana değerli desteklerini esirgemeyen Sayın Mutlu İPEK, Sayın Aykut EFE, Sayın M. Emin ÇOBAN başta olmak üzere ARÇELİK A.Ş. Ar-Ge Temizleme ve Tekstil Teknolojileri 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 tüm içtenliğimle minnet, teşekkürlerimi ve sevgilerimi sunuyorum.

Ömer Ensar DURMUŞ

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR **v**

SİMGE LİSTESİ **vii**

KISALTMA LİSTESİ **viii**

ŞEKİL LİSTESİ **ix**

TABLO LİSTESİ **xii**

ÖZET **xiii**

ABSTRACT **xv**

1 GİRİŞ **1**

1.1 Literatür Özeti 2

1.2 Tezin Amacı 29

2 ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNELERİNDE NEM ALMA PROSESİ **30**

2.1 Psikrometrik diyagram ve Nemli Havanın Termodinamiği 30

2.2 Isı Pompası Sistemi 34

2.3 Ev Tipi Isı Pompalı Çamaşır Kurutma Makinelerinde Kullanılan Isı Pompası Elemanları 35

2.4 Isı Pompalı Çamaşır Kurutma Makinelerinde Nem Alma Prosesi 36

3 DENEYSEL ÇALIŞMALAR **39**

3.1 Deney Düzeneğinde Kullanılan Ekipmanlar ve Konumları 40

3.2 Belirsizlik Analizi 44

3.3 Deney Prosedürü 46

3.4 Deney Tasarımının Oluşturulması 46

3.5 Nem Alma Performansının Teorik Analizi 47

3.6 Nem Alma Hızlarının Deneysel Olarak İncelenmesi 48

3.7 Deneysel Bulgular 50

3.8 İstatistiksel Analiz 62

4 SONUÇ **67**

KAYNAKÇA **69**

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **72**

SİMGE LİSTESİ

φ	Bağıl Nem
P	Basınç
h_{fg}	Buharlaşma Entalpisi
v	Doymuş Buhar
h	Entalpi
R	Gaz Sabiti
V	Hacim
Q	Kapasite
CO_2	Karbondioksit
a	Kuru Hava
m	Kütle
$\dot{m}$	Kütlesel Debi
T	Sıcaklık
v	Su Buharı
ρ	Yoğunluk

KISALTMA LİSTESİ

COP	Performans Katsayısı
EEV	Elektronik Genleşme Vanası
GLM	Genelleştirilmiş Lineer Model
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli
HFC	Hidroflorokarbon
ID	Isı Değiştirici
IEC	Uluslararası Elektroteknik Komisyonu
MER	Nem Alma Hızı
rpm	Dakikadaki Devir Sayısı
SMER	Spesifik Nem Alma Hızı
TE	Termoelektirik

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 W. TeGrotenhuis ve arkadaşlarının çalışmalarında modellenen sitemin şeması [4] **5**

Şekil 1.2 Pero ve arkadaşlarının deney düzeneği [6] **8**

Şekil 1.3 R. Somdalen ve J. Köhler'in modellediği sistemin şeması [7] **9**

Şekil 1.4 S. Hocaoğlu ve D. B. Özkan'ın çalışmalarında kullandıkları deney düzeneği [8] **10**

Şekil 1.5 N. Brandt ve arkadaşlarının çalışmalarında incelediği standard R744 soğutucu akışkanlı ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makinesi şeması [9] **12**

Şekil 1.6 N. Brandt ve arkadaşlarının iç ısı değiştiricili ev tipi ısı pompalı kurutucu sistem topolojisi [9] **13**

Şekil 1.7 N. Brandt ve arkadaşlarının ejektörlü ev tipi ısı pompalı kurutucu sistem topolojisi [9] **13**

Şekil 1.8 N. Brandt ve arkadaşlarının ejektörlü ve iç ısı değiştiricili ev tipi ısı pompalı kurutucu sistem topolojisi [9] **13**

Şekil 1.9 L. Novak ve arkadaşlarının çalışmaları için kullandığı kullandığı test düzeneği [11] **16**

Şekil 1.10 (a) Hesaplanmış hız alanları, (b) 2 kg yükte, 36 rpm tambur hızında, 400 g yoğuşmuş su kütlesinde belirlenen zamanda ortalama grilik seviyesi [11] **16**

Şekil 1.11 36 rpm tambur devrinde ve 2 kg ve 4 kg yük miktarlarında tambur çıkışındaki havanın bağıl nemi, yoğuşturulan su miktarları; %30, %60 ve %90 nem içeriğindeki kumaş konsantrasyonu [11] **17**

Şekil 1.12 Çalışmada kullanılan kompresör algoritması [13] **19**

Şekil 1.13 Kompresör farklı çalışma modlarında SMER ve MER değerleri [13] **20**

Şekil 1.14 V. Patel ve arkadaşlarının deney düzeneği [17] **23**

Şekil 1.15 Peltier bloklarının detay CAD görüntüsü [17] **24**

Şekil 1.16 D. Lee ve arkadaşlarının deney düzeneği [18] **25**

Şekil 2.1 Soğutma ile nem alma prosesi [22] **33**

Şekil 2.2 Isı pompası ve soğutma çevrimi şematik gösterimi [22] **34**

Şekil 2.3 Isı pompalı çamaşır kurutma makinelerinde proses havası ve soğutucu akışkan çevriminin şematik gösterimi **36**

Şekil 2.4 Proses havası çevriminin psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi **37**

Şekil 2.5 Soğutucu akışkan çevriminin basınç-entalpi grafiği üzerindeki gösterimi [23] **38**

Şekil 3.1 Deney düzeneği şeması **39**

Şekil 3.2 Sensörler ve veri toplama sistemi bağlantılarının şematik gösterimi **40**

Şekil 3.3 Isı değiştiriciler üzerindeki ısıl çift konumları **40**

Şekil 3.4 Basınç Fark Sensörü **42**

Şekil 3.5 Rüzgar tüneli kalibrasyonu **43**

Şekil 3.6 Sensörün kalibrasyon denklemi ve eğrisi **43**

Şekil 3.7 Deney Düzeneği **44**

Şekil 3.8 MINITAB programı ile deney planının oluşturulması **47**

Şekil 3.9 Yoğuşma hızının zamana bağlı değişimi **49**

Şekil 3.10 Kompresör devri değişiminin yoğuşma hızına etkisi fan devri: 2500 rpm EEV açıklığı: %60 ..... **50**

Şekil 3.11 Fan devri: 2500 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı kompresör devirleri için soğutma çevrimleri **51**

Şekil 3.12 Fan devri: 2500 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde kompresör devri değişimi ile COP ve SMER değerleri **52**

Şekil 3.13 Farklı kompresör devrilerinde ölçülen ve teorik olarak hesaplanan yoğuşma performansı **53**

Şekil 3.14 Fan devri değişiminin yoğuşma hızına etkisi kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60 ..... **54**

Şekil 3.15 Kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı fan devirleri için soğutma çevrimleri **54**

Şekil 3.16 Kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde fan devri değişimi ile COP ve SMER değerleri **55**

Şekil 3.17 Kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı fan devri ölçülen ve teorik olarak hesaplanan yoğuşma performansı **.56**

Şekil 3.18 EEV açıklığı değişiminin yoğuşma hızına etkisi kompresör devri: 2100 rpm fan devri: 2400 rpm **57**

Şekil 3.19 Kompresör devri: 2100 rpm fan devri: 2400 rpm parametrelerinde farklı EEV açıklıkları için soğutma çevrimleri **57**

Şekil 3.20 Kompresör devri: 2100 rpm fan devri: 2400 rpm parametrelerinde EEV açıklığı değişimi ile COP ve SMER değerleri **59**

Şekil 3.21 Farklı EEV açıklıklarında ölçülen ve teorik olarak hesaplanan yoğuşma performansı **60**

Şekil 3.22 Kompresör devri: 2100 rpm, Fan devri: 2500 rpm ve EEV açıklığı: %55 parametrelerinde yoğuşma hızı grafiği **61**

Şekil 3.23 Kompresör devri: 2100 rpm, Fan devri: 2500 rpm ve EEV açıklığı: %55 parametrelerinde ölçülen ve teorik olarak hesaplanan yoğuşma performansı **61**

Şekil 3.24 Yoğuşma performansı için oluşturulan modelin artık grafikleri **62**

Şekil 3.25 Modelin özet ekranı **63**

Şekil 3.26 Sistem elemanları parametrelerinin tekil değişimlerinin yoğuşma performansına etkisi **64**

Şekil 3.27 Sistem elemanları parametrelerinin çiftli değişimlerinin yoğuşma performansına etkisi **65**

Şekil 3.28 Sistem elemanları parametreleri etkileşimlerinin yoğuşma performansı üzerindeki etkisinin dağılımı **66**

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Deneysel Çalışma Sonuçları [1] **2**

Tablo 1.2 S.Erdem'in çalışmasında kullandığı parametreler [2] **3**

Tablo 1.3 L. Bing Hung ve arkadaşlarının çalışmalarında incelediği parametreler [5] **6**

Tablo 1.4 G. Pero ve arkadaşlarının deney parametreleri [6] **7**

Tablo 1.5 S. Hocaoğlu ve D. B. Özkan'ın deney parametreleri [8] **10**

Tablo 1.6 R. A. Sian ve C. Wang'ın çalışmasında kullandığı parametreler [10] **14**

Tablo 1.7 L. Novak ve arkadaşlarının testler için kullandıkları tekstillerin özellikleri [11] **15**

Tablo 1.8 L. Novak ve arkadaşlarının test yükü içerikleri [11] **15**

Tablo 1.9 P. Boudreaux ve arkadaşlarının çalışmalarında kullandıkları makine konfigürasyonları tablosu [12] **18**

Tablo 1.10 J.Y. Choi ve arkadaşlarının çalışmalarında kullandığı çalışma modlarına göre kompresör frekansları [13] **20**

Tablo 1.11 Lee ve arkadaşlarının deney parametreleri [18] **25**

Tablo 1.12 G.Sir ve Ş.Atayılmaz'ın çalışmasında kullandıkları deney parametreleri [21] **27**

Tablo 3.1 Isı pompası sistemine yerleştirilen ısıl çiftlerin konumları **41**

Tablo 3.2 Proses havası geçişi üzerine yerleştirilen ısıl çiftlerin konumları **41**

Tablo 3.3 Tez çalışmasında kullanılan sensörlerin ölçüm belirsizlikleri **45**

Tablo 3.4 Laboratuvar koşulları **46**

Tablo 3.5 Regresyon modeline ait katsayılar **48**

Tablo 3.6 Fan devri: 2500 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı kompresör devirleri için istikrarlı süreç sistem sıcaklıkları **51**

Tablo 3.7 Kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı fan devirlerinde istikrarlı süreç sistem sıcaklıkları **55**

Tablo 3.8 Kompresör devri:2100 rpm fan devri: 2400 rpm parametrelerinde farklı EEV açıklıkları için istikrarlı süreç sistem sıcaklıkları **58**

ÖZET

EV TİPİ ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİ SİSTEM ELEMANLARI PARAMETRELERİNİN YOĞUŞMA PERFORMANSINA ETKİSİ

Ömer Ensar DURMUŞ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Dünya genelinde ev tipi çamaşır kurutucu kullanımı her geçen yıl artarak devam etmektedir. Enerji verimliliği göz önüne alındığında ısı pompalı ev tipi çamaşır kurutucular, bacalı ve kondenserli ev tipi çamaşır kurutma makinelerden düşük enerji tüketimiyle ayrışmaktadır. Isı pompalı ev tipi çamaşır kurutucularında her ısı pompası sisteminde bulunan buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör ve genleşme elemanı kullanılmaktadır. Kompresör tercihinde inverter kompresörlü modeller son dönemde artışa geçmiştir ve pazardaki A+++ ve A+++ -%10 ürünlerde genellikle tercih edilmektedir. Aşırı kızdırma sıcaklığının optimize edilmesinin ısı pompalı sistemlerde enerji verimliliği arttırdığı bilinmektedir. Ancak ev tipi kurutma makinelerinde yaygın ısı pompalı sistemlerden farklı olarak kondenser ve evaporatör aynı hava akışı üzerinde bulunduğundan, sistemdeki değişiklikler aşırı soğutma sıcaklığını etkilemektedir. Elektronik genleşme vanaları (EEV) ısı pompası sistemlerinde aşırı kızdırma sıcaklığını ayarlamak için genleşme elemanı

olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada, farklı inverter kompresör ve fan devirlerinde elektronik genleşme valfinin açıklık derecesinin ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutucuların yoğuşma performansı üzerinde etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Yoğuşma performansı üçer farklı kompresör devri, fan devri ve EEV açıklığında incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan 4 kg ağırlığındaki pamuk tekstiller ve ortam şartları EN 61121 Avrupa Birliği ev tipi çamaşır kurutucu standardına uygun olarak hazırlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ev tipi ısı pompalı kurutucu, Elektronik genleşme vanası, İnverter kompresör, Yoğuşma hızı

ABSTRACT

THE EFFECT OF SYSTEM ELEMENT PARAMETERS ON CONDENSATION PERFORMANCE IN HOME TYPE HEAT PUMP WASHING DRYERS

Ömer Ensar DURMUŞ

Department of Mechanical Engineering

Master of Science

Supervisor: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

The use of household tumble dryers around the world continues to increase every year. Considering energy efficiency, heat pump home type tumble dryers differ from chimney and condenser home type tumble dryers with their low energy consumption. In heat pump home type clothes dryers evaporator, condenser, compressor and expansion element found in every heat pump system are used. Models with inverter compressors have recently increased in compressor preference and are generally preferred for A+++ and A+++ -10% products in the market. Optimizing the superheat temperature is known to increase energy efficiency in heat pump systems. However, unlike common heat pump systems in home dryers, since the condenser and evaporator are located on the same air flow, changes in the system affect the subcooling temperature. Electronic expansion valves (EEV) are used as expansion elements in heat pump systems to adjust the superheat temperature. In this study, the effect of the opening degree of the electronic expansion valve at different inverter compressor and fan speeds on the condensation rate of household heat pump clothes dryers was investigated experimentally. The

condensation performance was examined at three different compressor speeds, fan speeds and EEV openings. The 4 kg cotton textiles and environmental conditions used in the experimental studies were used in accordance with the EN 61121 European Union household clothes dryer standard.

Keywords: Domestic heat pump dryer, Electronic expansion valve, Inverter compressor, Condensation rate

1
GİRİŞ

Ev tipi çamaşır kurutma makineleri, ıslak çamaşırların asılarak kurutulmasına kıyasla daha dar bir hacimde ve zorlu iklim koşulları da dahil olmak üzere daha kısa sürede kurutmaya olan ihtiyacı karşılayarak hayatımıza girmiştir.

Günümüzde bacalı, kondenserli ve ısı pompalı olmak üzere evlerde kullanılan 3 farklı tip ev tipi çamaşır kurutma makinesi bulunmaktadır.

Bacalı ev tipi çamaşır kurutma makineleri ortamdan emilen havanın ısıtılması ile bağıl nemi düşürülerek çamaşırların üzerinden geçirilmesi ile çamaşırlar kurutulmaktadır. Nemli hava ise bir baca yardımı ile dış ortama yönlendirilebilir. Ancak bacalı kurutma makineleri açık çevrim çalışması nedeniyle en verimsiz çamaşır kurutma makineleridir.

Kondenserli ev tipi çamaşır kurutma makinelerinde tamburdan çıkan nemli ve ılık havanın bir plakalı ısı değiştiricide ortam havası ile karıştırılmadan karşılaştırılarak soğutulup nemi alınmakta ve bir elektrikli ısıtıcı üzerinden geçirilerek ısıtılır, kuru ve sıcak hava tambura yönlendirilmesiyle çamaşırları kurutmaktadır. Bacalı makinelerden farklı olarak proses havasının nemi alındığı için bacalı makinelere kıyasla daha düşük proses havası sıcaklıklarında kurutma işlemini gerçekleştirebilir. Ancak bu makinelerin verimliliği ortam sıcaklığına duyarlıdır.

Isı pompalı kurutma makinelerinde ise iki farklı kapalı çevrim bulunmaktadır. Tambur çıkışındaki ılık ve nemli hava ısı pompası sisteminin evaporatöründe soğurken nemi alınır, evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan kompresöre ulaşarak sıkıştırılır ve kondensere ulaşır. Kondenserde soğutucu akışkan yoğuşarak kılcal boruda kısılarak evaporatöre ulaşır ve çevrimini tamamlar, ısı pompasının kondenserine ulaşan proses havası ısınır ve tambura ulaşarak çamaşırlardan nem alır böylece çevrimini tamamlar. Isı pompalı kurutma makinelerinde proses havasının nemini alırken ortaya çıkan atık ısı tekrar proses havasını ısıtmak için kullanır. Güncel olarak satışta olan en verimli ev tipi çamaşır kurutma makinesi ısı pompalı ev tipi çamaşır kurutma makineleridir.

1.1 Literatür Özeti

Literatür çalışmasında ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makinelerinin sistem performansı ve yoğuşma hızına etki eden parametrelerin çalışıldığı makaleler irdelenmiştir.

F. Bellomarea, S. Minettob [1], çalışmalarında ev tipi kurutuculardа kullanılan HFC soğutucu akışkan olan R407C'nin çevre dostu hidrokarbon ikamesi olarak R290 ve R441A'yı kullanarak kurutma performansına ve enerji tüketimine etkisini incelemişlerdir. R290 (8 GWP) ve R441a(5 GWP) GWP değeri R407C (1725 GWP) ile kıyaslandığında oldukça düşük kalmaktadır, ancak ASHRAE tarafından A3 (yüksek yanıcı) olarak sınıflandırıldığı için şarj miktarları 150 gr ile sınırlandırılmıştır. Bir adet ticari R407C soğutucusu kullanan ısı pompalı kurutucu alınarak önce test edilmiştir, sonrasında soğutucu akışkanların beraberinde soğutma kapasitesini aynı seviyede tutacak şekilde kompresörü değiştirmiş ve kapiler boruyu modifiye etmişlerdir, geriye kalan sistem elemanları boyutları sabit tutulmuştur. R290 ve R441A için kullanılan kompresörlerin strok hacmi değişimi ürünün kompresörüne göre sırasıyla %28 ve %67 oranında daha büyük seçilmiştir. Kompresörler tüm testlerde 2900 rpm devrinde harici bir soğutucu fan ile beraber kullanılmıştır. Testler IEC 61121:2013 standardına göre hazırlanmış 9kg pamuklu test yükü ile gerçekleştirilmiştir.

Tablo 1.1 Deneysel Çalışma Sonuçları [1]

Soğutucu Akışkan	R290	R441A
Toplam Enerji Tüketimi	6%	15%
Kurutma Süresi	8%	7%
Kompresör Enerji Tüketimi	9%	20%
Soğutucu Şarjı	-50%	-50%

Her iki hidrokarbon soğutucu akışkanda enerji tüketimi göz önüne alındığında R407C'nin gerisinde kaldı. Teorik hesaplarda R290'ın daha yüksek enerji

tüketimine sahip olması bekleniyorken, deney sonuçlarında R441A'nın enerji tüketiminde R290'nın gerisinde kaldığı görülmüştür. R441A'nın çok düşük kompresör verimliliğine sahip olduğu ve bu durumun R441A'nın potansiyel faydasını yok ettiği belirtildi (-23% steady-state koşullarda R407C ile karşılaştırıldığında). Bu çalışmanın sonucunda düşük çevresel etkiye sahip yeni soğutucularla ilerlemenin sistem performanslarını kötüleştirmemesi için yeni soğutucu akışkanlara uygun şekilde tasarlanmış bileşenler tarafında teknoloji desteğine sahip olmasının zorunlu olduğu, aksi taktirde soğutucu akışkan değişiminin daha yüksek enerji tüketimine yol açabileceği sonucuna varılmıştır.

Serkan Erdem [2],çalışmasında kanatlı ısı değiştirici geometrisinin nem alma prosesi sırasında ısı pompası performansına etkisini incelemiştir. Bu amaçla trans kritik karbondioksit çevrimine sahip bir tamburlu kurutucu modeli geliştirilmiş ve literatürdeki deneysel veriler ile modeli doğrulamıştır. Bu model ile kanatlı ısı değiştiricinin yatayda ve dikeyde sıralanan boru sayılarının, boru çaplarının ve lamel aralığının COP, MER, SMER sistem performans değerleri üzerindeki etkisini incelemiştir. Bunlara ek olarak yoğuşturucunun ısı transfer katsayısı, hava ve soğutucu akışkan tarafındaki basınç düşüşü, kütle transfer katsayısını hesaplamıştır.

Tablo 1.2 S.Erdem'in çalışmasında kullandığı parametreler [2]

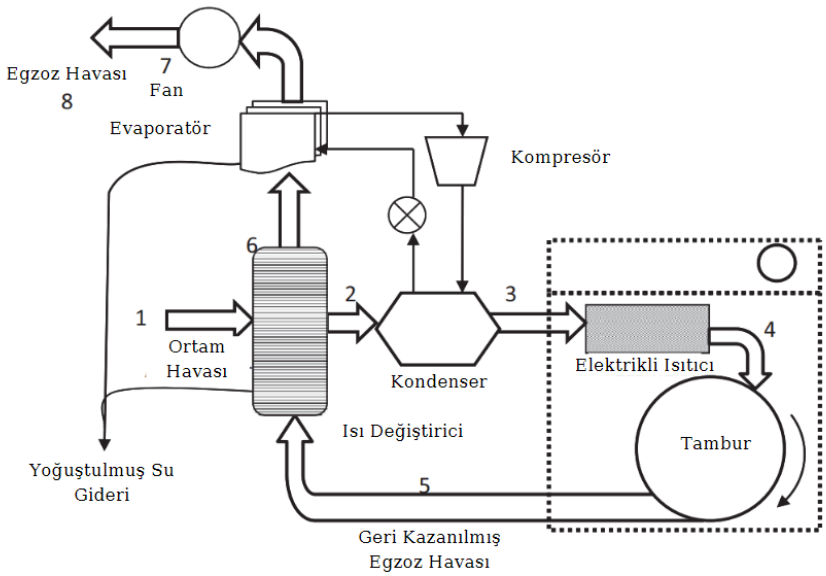
Evaporatör Boru Sıra Sayısı	**Evaporatör Boru Sütun Sayısı**	**Evaporatör Boru Dış Çapı (mm)**	**Evaporatör Lamel Aralığı (mm)**
2	2	6	10
4	4	8	20
6	6	10	30
8	8	12	40

Bu çalışmanın sonucunda evaporatörün boru sıra sayısının ikiden dörde çıkarılmasıyla enerji tüketiminin 12%, kurutma süresinin 14% iyileştiği hesaplanmıştır. Ancak, altı ve sekize çıkarıldığında dikkate değer bir değişikliğe neden olmamıştır. Evaporatörün boru sütun sayısının ikiden dörde çıkarılmasıyla enerji tüketiminde 8% ve kurutma süresinde 4% iyileşme gözlenmiştir. Ancak

dördün üzerindeki boru sütün sayısında dikkate değer bir iyileşme hesaplanmıştır. Evaporatör boru çapının 6 milimetreden 8 milimetreye çıkarılmasıyla enerji tüketimi ve kurutma süresinde 9%, 8 milimetreden 10 milimetreye ve 10 milimetreden 12 milimetreye çıkarılmasıyla enerji tüketiminde 8% ve kurutma süresinde 4% iyileşme hesaplanmıştır. Evaporatörün Lamel aralığı 10 milimetreden 20 milimetreye çıkarılmasıyla enerji tüketiminde 14% kurutma süresinde 6% iyileşme, 20 milimetreden 30 milimetreye artırılmasıyla enerji tüketiminde 9% ve kurutma süresinde 6% iyileşme hesaplanmıştır. Evaporatör lamel aralığının 30 milimetreden 40 milimetreye geçişte kayda değer bir iyileşme hesaplanmamıştır. Çalışmanın sonucunda optimum bir ısı değiştirici tasarımı önerilmiştir. Bu model ile evaporatör olarak kullanılan ısı değiştiricinin yatayda ve dikeyde sıralanan boru sayıları, boru çapları ve lamel aralığı parametrelerinin tümünün sistem performans ölçütünde kullanılan parametreler üzerinde dikkate değer bir etkisi olduğu sonucuna varılmıştır.

P. Bansal ve arkadaşları [3],çalışmalarında ev tipi ısı pompalı kurutuculardaki kurutucu içerisindeki hava kaçağının olduğu bölgeleri belirlemeyi ve hava kaçaklarını ölçmek için yeni bir yöntem geliştirmeyi hedeflemişlerdir. Yöntem olarak Amerikan Test ve Malzeme Topluluğu standardını takip etmişlerdir. Bu yöntemi, ev tipi kutuya uygulayarak ve kaçağın olduğu bölgedeki alanı, hacimsel debi-basınç ilişkisinin analizi ile hava kaçağına katkıda bulunan bileşenleri belirleyen bir yöntem oluşturulmuştur. Bu yöntem ile yapılan testlerde tahminlenen hava kaçağı bölgesinin alanı ile ölçülen değer arasında en fazla %7 sapma içerisinde kalmıştır. Ön ve arka keçe, hava kanalı, filtre bölgelerindeki hava kaçağı bu yöntem ile hesaplanmış ve sonuçların uyumu yöntemin kaçak saptanan bölgelerdeki alanı iyi tahminlendiği görülmüştür.,

W. TeGrotenhuis ve arkadaşları [4] , çalışmalarında ev tipi kurutma makinelerinde yer alan dört farklı aşamayı de içeren bir hesaplamalı model ile mevcut kurutma makinelerinde %50 daha verimli bir hibrit ısı pompalı kurutma makinesi tasarlanması amaçlanmıştır. Bu kurutma aşamaları sırasıyla ısınma, sabit nem alma, azalan nem alma ve soğutma ile kurutmayı sonlandırma aşamalarını içermektedir.



Şekil 1.1 W. TeGrotenhuis ve arkadaşlarının çalışmalarında modellenen sitemin şeması [4]

Bu çalışma kapsamında kullanılan model ticari ev tipi bacalı kurutma makinelerinin kurutma süresini ve enerji tüketimini doğru bir şekilde tahminlemiştir. Aynı kurutucuya hibrit kurutma tasarımı eklendiğinde, enerji faktörü ayni çevrim süresinde fan gücündeki artışa bağlı olarak 3 lbs/kWh'den 5,4 ile 6,0 lbs/kWh'e arttığını kadar hesaplanmıştır.

L. Bing Hung ve arkadaşları [5], ev tipi ısı pompalı kurutucular için hem proses hava çevriminin hem de soğutucu akışkan çevriminin davranışlarının zamana bağlı etkisini yansıtabilecek bir model geliştirmişlerdir. Geliştirilen modeli ile elde edilen sonuçlar literatürdeki deneysel sonuçlar ile karşılaştırıp doğrulamışlardır ve literatürdeki deneysel veriler ile arasında başarılı bir şekilde uyum sağladığını belirtmişlerdir. Literatürde sabit evaporasyon ve kondenzasyon basınçları veya sıcaklıkları gibi limitlere bağlı kalmadan kullanılabilecek bir model geliştirmişlerdir. Bunlara ek olarak bu modelde ısı pompası üzerindeki evaporatör, kondenser, kılcal boru, kompresör ve kurutucunun karmaşık geometrik konfigürasyonları da dikkate alınarak geliştirilmiştir. Çalışmanın yayınladığı tarihten önce yayınlanan modelleme çalışmalarının aksine bu çalışmada tamburdaki kurutma hızı sabit olduğu kabulü yapılmamıştır, tambur içerisindeki kurutma hızı tambur içerisindeki kütle transferi modellenerek etkin bir şekilde hesaplanabilmektedir. Bu model ile kondenser boru sıra sayısı ve evaporatör boru

sıra sayısı, ısı değiştirici genişliği ve hava debisi değiştirilerek sistem performansına etkisi incelenmiştir.

Tablo 1.3 L. Bing Hung ve arkadaşlarının çalışmalarında incelediği parametreler [5]

Isı Değiştiricilerin Sıra Sayıları	**Isı Değiştiricilerin Genişlikleri (m)**	**Hava Debisi (m^3/s)**
3	0,2	0,04
4	0,25	0,05
5	0,2	0,06

Simülasyon sonuçları tipik bir kurutma işleminde üç aşama bulunduğunu göstermiştir. Tambur içerisindeki kıyafetlerin sıcaklığın kayda değer bir artış gösterdiği ön ısıtma aşaması, kıyafetlerin sıcaklığının neredeyse değişmediği sabit nem alma aşaması ve son olarak kıyafetlerin sıcaklıklarının kayda değer ölçüde yükseldiği azalan nem alma aşaması. SMER değerinin prosesin ikinci aşamasının sonunda zirveye ulaştığı ve COP değerinin sürekli olarak düştüğü hesaplanmıştır. Basma ve emme basıncının kurutmanın kıyafetlerin sıcaklığına benzer olarak ilk aşamada arttığı, ikinci aşamada neredeyse sabit kaldığı ve son aşamada ise tekrar yükselmeye başladığı gözlemlenmiştir.

Hava debisi ile yapılan parametrik çalışmada hava debisini arttırmanın emme ve basma basıncının daha düşük seyretmesi ve kurutma süresinin kısalmasıyla sonuçlandığı hesaplanmıştır. Çalışmanın sonuçları COP değerlerini maksimize etmek için düşük debi değerleri ile kurutma prosesine başlamanın ve sabit nem alma bölgesinde debiyi arttırmayı, kurutmanın son aşamasında debi değerlerini düşürmeyi önermektedir.

Model ısı değiştirici boyutlarını sıra sayıları ve genişliklerini arttırmak vasıtasıyla büyütmenin daha düşük emme, basma basıncı ve daha kısa kurutma süresine ulaşıldığını hesaplamıştır. Her iki değişiklikte ısı değiştiricilerin yüzey alanlarını arttıracak değişiklikler olsa da fan gücünü düşüreceği için ısı değiştiricilerin

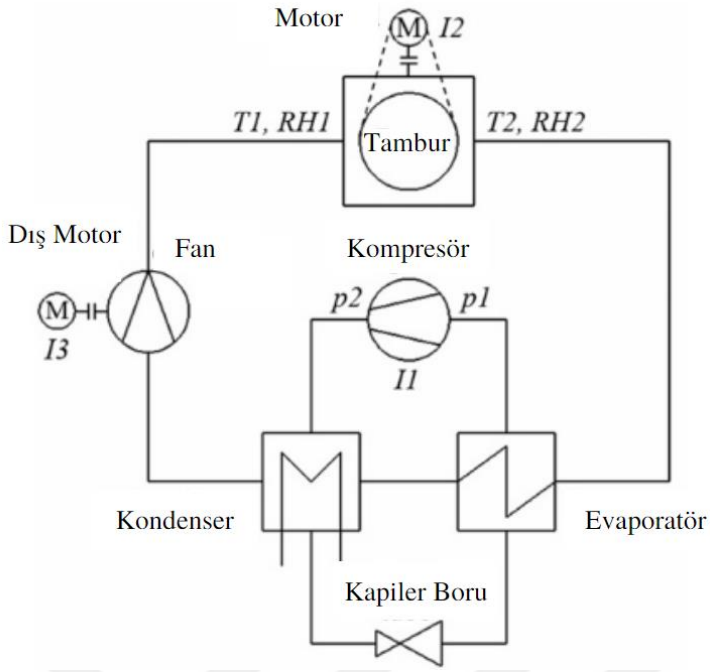
genişliğini arttırmanın, yüksekliğini arttırmaya kıyasla daha etkili olduğu hesaplanmıştır.

G. Pero ve arkadaşları [6], çalışmalarında ev tipi ısı pompalı kurutucuda 27 kurutma testi deneyi sonucunu kullanarak kurutma süresini ve enerji tüketimini hesaplayan bir lineer regresyon modeli geliştirmişlerdir.

Tablo 1.4 G. Pero ve arkadaşlarının deney parametreleri [6]

Fan Devri (rpm)	Tambur Devri (rpm)	Yük (kg)
2400	36	4
2900	47	6
3400	58	8

Deney tasarımlarında üç farklı fan devri, tambur devri ve yük kütlesi kullanmışlardır. Ev tipi kurutucularda fan ve tambur aynı motordan tahrik edilmektedir ve kayış kasnak mekanizması vasıtasıyla farklı devirlerde dönmektedirler. Kullanılan deney düzeneğinde tambur devri ve fan devri parametrelerini bağımsız olarak kullanabilmek amacıyla fan farklı bir motordan tahrik edilmiştir. Isı pompası sistemi basınçlarını ölçmek amacıyla kompresör giriş ve çıkışına basınç sensörleri yerleştirilmiştir. Tambur giriş ve çıkışındaki nem ve sıcaklık değerlerini ölçmek amacıyla bu bölgelerde sıcaklık ve nem sensörleri yerleştirmişlerdir.



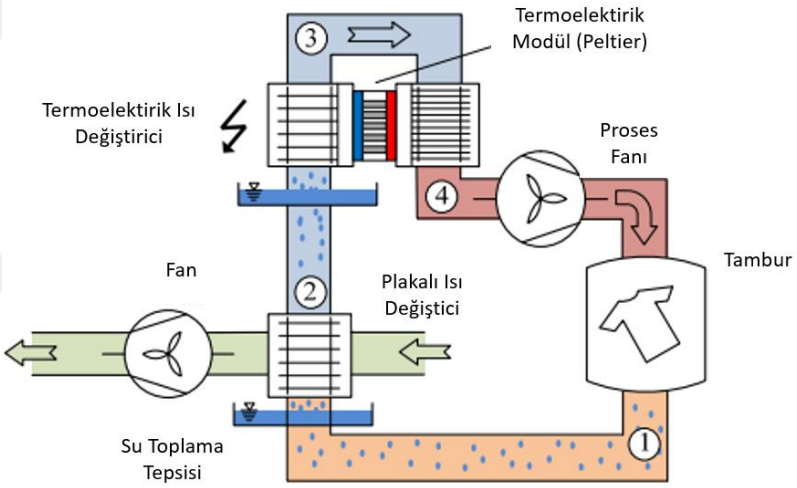
Şekil 1.2 Pero ve arkadaşlarının deney düzeneği [6]

Çalışmalarda kompresör soğutma fanının sistem performansı üzerinde bozucu etki yaratmaması için devre dışı bırakılmıştır. Testler 23±2 ^{o}C ortam sıcaklığı ve 55±5 % ortam bağıl neminde gerçekleştirilmiştir. Elektrik voltajı bir regülatör yardımıyla 240V±2% ve frekans 50 Hz ±1% sınırları içerisinde tutulmuştur. Kullanılan yükler enerji etiketi standardında belirtilen sayıda yastık kılıfı, havlu ve çarşaf içermektedir. Yükler 20±2 sıcaklığa ve 65±5% bağıl neme sahip olan bir odada şartlandırılmıştır. Test yükleri kurutma testleri öncesinde çamaşır makinesinde 60±1% nem oranına sahip olacak şekilde durulanmıştır. Testler kurutma makinesi algoritmasının nem sensöründen aldığı bilgi ile otomatik olarak sonlandırılmıştır. Enerji tüketim ve kurutma süresi değerleri Avrupa standardında belirlenen formüller ile düzeltilmiştir.

Bu çalışmanın sonucunda düzeltilmiş enerji ve süre değerlerinin oluşturulan lineer regresyon modeli ile iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmüştür. Yapılan testler sonucunda yüksek tambur devri ve yük miktarlarının enerji verimliliğini iyileştirdiği, fan devrini yükseltmenin ise enerji verimliliği açısından negatif bir etki yarattığı belirtilmiştir. Fan devri ve tambur devri arttıkça kurutma süresinin kısaldığı ve yük ağırlığı arttıkça sürenin uzadığı gözlemlemişlerdir. Hava kaçaklarının kurutma süresi üzerinde önemli bir etken parametre olduğunu belirtmişlerdir. Yüksek fan devirlerine çıkıldıkça çevrimdeki hava debisinin

yükseldiği, bu sebeple nemli hava kaçağının arttığı ve bu durumun sonucu olarak kurutma süresinin kısaldığını belirtmişlerdir.

R. Somdalen ve J. Köhler [7] Modelica yardımıyla termoelektrik elemanların kurutma makinesinde kullanılması konseptini modellemiş ve teorik olarak bu konsepti incelemişlerdir. Tasarladıkları modelde kondenserli kurutuculara benzer olarak tambur çıkışında ortam havası ve proses havası arasında ısı transferini sağlayan bir plakalı ısı değiştirici yerleştirmişlerdir. Bu plakalı ısı değiştiricinin çıkışında termoelektirik elemanın (peltier) iki yüzeyine de ısı değiştirici yerleştirerek havanın önce soğuk yüzeyden geçerek içerisindeki nemin yoğuşturulduğu, sonra sıcak yüzeyinde ısınarak fan ile tambura tahrik edildiği bir sistem modellemişlerdir.



Şekil 1.3 R. Somdalen ve J. Köhler'in modellediği sistemin şeması [7]

Bu çalışma ile beraber termoelektirik çamaşır makinesi konsepti ortaya koyulmuştur. Yapılan çalışma sonucunda TE modulleri ile ısı değiştirici arasındaki temas direncinin performans üzerindeki en önemli yapısal etki olduğunu bulmuşlardır. Yaklaşık 0,05 K/W veya daha yüksek bir temas direnci, termoelektrik kurutucunun sıradan bir kondenserli kurutucuya benzer bir davranış sergilediğini ortaya koymuşlardır. Sonuçlar ısı pompalı ve kondenserli kurutucular ile modellenen sistem simülasyon ortamında karşılaştırıldığında, modellenen sisteminin mevcut sistemler ile rekabet ettiğini göstermiştir.

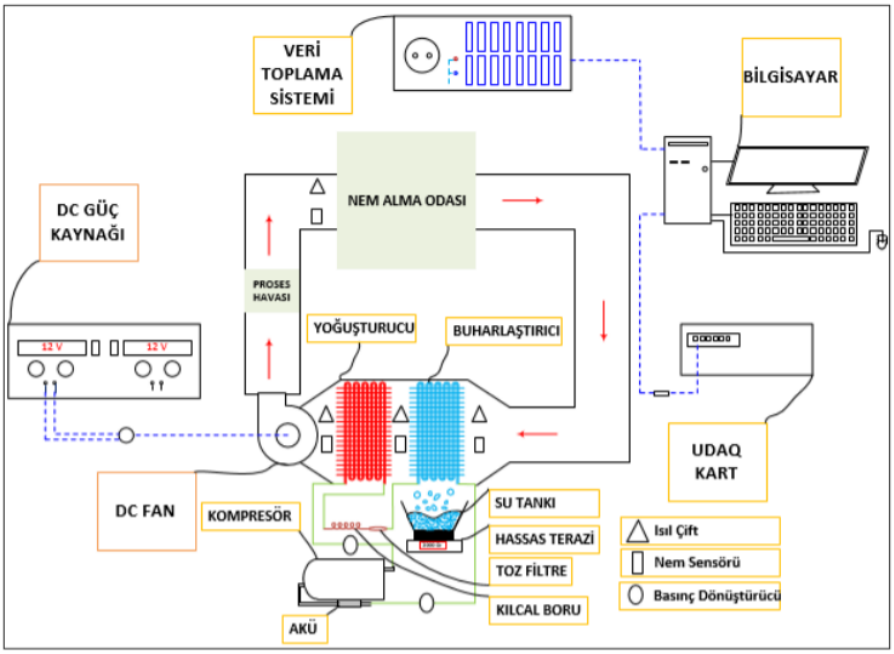
S. Hocaoğlu ve D. B. Özkan [8], R290 soğutucu akışkan kullanılan ısı pompalı kurutma makinesi üzerinden sistem elemanlarının yoğuşma performansı üzerindeki

etkisini deneysel tasarım yaklaşımıyla incelemişlerdir. Kullandıkları deneysel parametreler aşağıdaki tabloda belirtildiği gibidir.

Tablo 1.5 S. Hocaoğlu ve D. B. Özkan'ın deney parametreleri [8]

Kapiler Boru Uzunluğu (cm)	Şarj Miktarı (g)	Evaporatör Boru Sayısı
75	110	24
100	130	30
125	150	

Sistem parametrelerinin yoğuşma performansı üzerindeki etkisini incelemek amacıyla evaporatör öncesine, evaporatör ve kondenser arasına, kondenser sonrasına ve tambur girişine nem ve sıcaklık sensörleri yerleştirmişlerdir.



Şekil 1.4 S. Hocaoğlu ve D. B. Özkan'ın çalışmalarında kullandıkları deney düzeneği [8]

100 cm kapilerili sistemin sıcaklıkları ve 75 cm kapilerili sistem sıcaklıkları ile karşılaştırıldığında düşerek birbirlerine yaklaştığı gözlemlenmiştir. Evaporasyon basıncındaki hafif düşüş ile beraber gerçekleşen kapasite artışıyla R290 daha büyük bir alanda çift fazlı bölgede kalmıştır. Sonuç olarak yoğuşma performansı %35

oranında iyileşmiştir. 125 cm kapilerinin kullanıldığı durumunda, sistemin çift fazlı bölgede 75 cm kapilerili sistem ile karşılaştığında daha küçük bir alanda kaldığı ve nem alma performansının %11 oranında düştüğünü kaydetmişleridir.

30 borulu ve 24 borulu evaporatör ile yapılan deneyler sonucunda, 24 borulu evaporatöre geçildiğinde yoğuşma performansında %30 iyileşme gözlemlemişlerdir. Aynı deney daha düşük hava debisinde gerçekleştirildiğinde 24 borulu evaporatörün, 30 borulu evaporatörden %8 daha iyi yoğuşma performansı gösterdiği görülmüştür.

110 gram, 130 gram ve 150 gram soğutucu akışkan şarjıyla gerçekleştirilen deneyler sonucunda, yoğuşma performansı sırasıyla %8 ve %20 arttığı kaydedilmiştir. Bunun nedeni, evaporatörün çok fazlı bölgede daha uzun süre kalması ve daha verimli kullanılmasıyla açıklanmıştır.

Bu çalışmanın sonucunda sistem çalışma sıcaklıkları ve çift fazlı bölgede geçirilen ısı değiştirici boru uzunluğunun yoğuşma performansıyla doğrudan ilişkili olduğunu belirlenmiştir. Nemli hava evaporatör üzerinden geçerken soğutucu akışkanın evaporasyon sıcaklığının ve çift fazlı bölgede bulunmasının yoğuşma verimini iyileştirdiği görülmüştür.

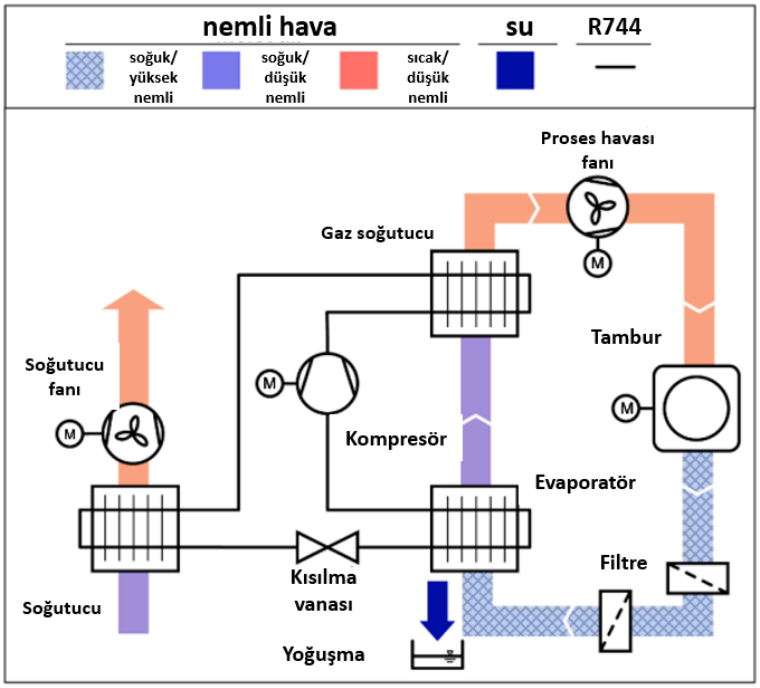
N. Brandt ve arkadaşları [9] , ev tipi ısı pompalı kurutuculardа alternatif soğutucu akışkan olarak R744'ün kullanılması ve R744 için üç farklı sistem topojisini incelemişlerdir. R744 soğutucu akışkanlı iç ısı değiştiricisine sahip ev tipi ısı pompalı kurutucu için kullandığı transient modeli Modelica dili ile geliştirerek çalışmalarında kullanmışlardır. Ejektör yapısı içeren sistem topolojilerini yalnızca simülasyon üzerinden incelemişlerdir.

• 40–60 [1/sn] kompresör devri

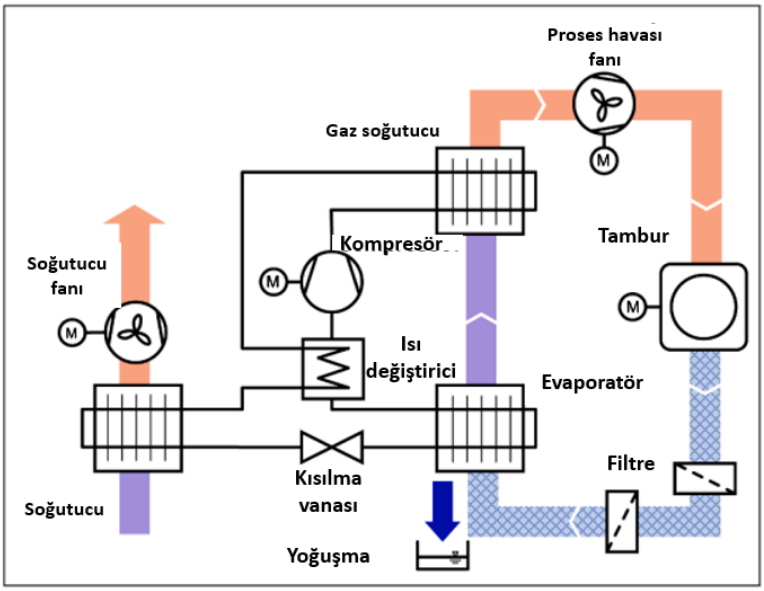
• 0.1–2 [mm] kısılma vanası orifis çapı

• 0.5–0.7 [kg] soğutucu akışkan şarjı (yalnızca topoloji 1 + 2)

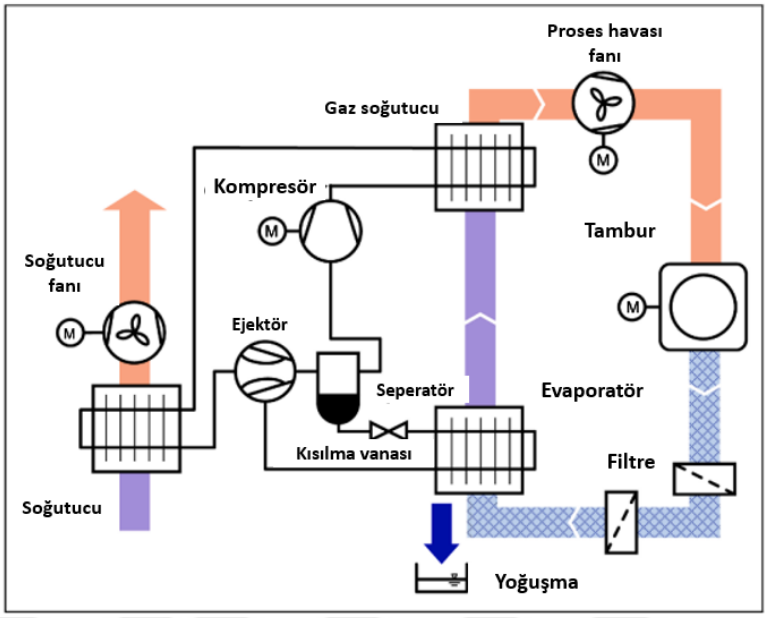
• 0.5–0.7 [mm] ejektör nozül çapı (yalnızca topoloji 3 + 4)



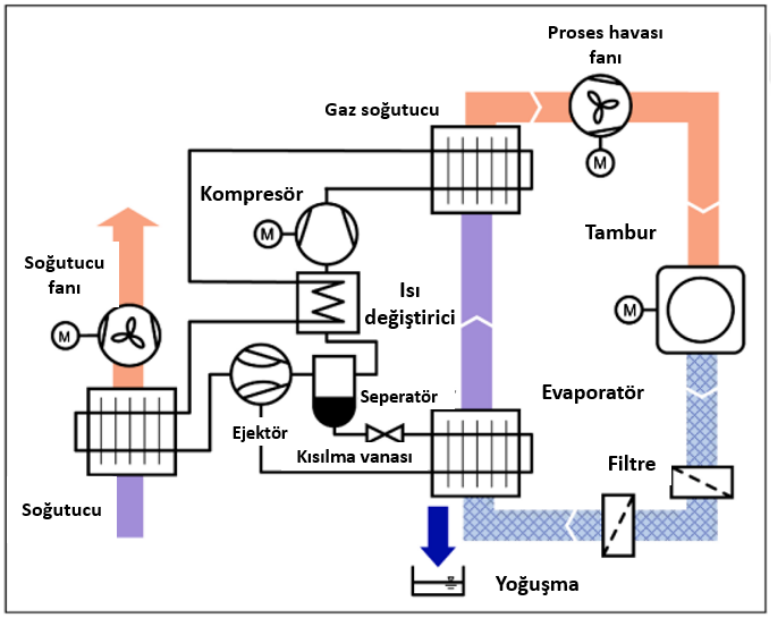
Şekil 1.5 N. Brandt ve arkadaşlarının çalışmalarında incelediği standard R744 soğutucu akışkanlı ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makinesi şeması [9]



Şekil 1.6 N. Brandt ve arkadaşlarının iç ısı değiştiricili ev tipi ısı pompalı kurutucu sistem topolojisi [9]



Şekil 1.7 N. Brandt ve arkadaşlarının ejektörlü ev tipi ısı pompalı kurutucu sistem topolojisi [9]



Şekil 1.8 N. Brandt ve arkadaşlarının ejektörlü ve iç ısı değiştiricili ev tipi ısı pompalı kurutucu sistem topolojisi [9]

Bu çalışmanın sonucunda simülasyon ile optimize edilmiş R744 soğutucu akışkana sahip ev tipi ısı pompalı kurutucunun farklı topolojileri için bileşenler arasındaki ekserji akışlarını ve her bir bileşenin ekserji yıkımını için bir analiz gerçekleştirmişlerdir. Topoloji değiştirmeden kompresör hızı, kısılma elemanının

kesit alanı ve soğutucu akışkan şarjı üzerinden gerçekleştirdikleri optimizasyon ile % 4,8 verim artışı sağladıklarını belirtmişlerdir. En büyük ekserji yıkımının (%60) ısı pompası elemanlarında gerçekleşmiş ve en büyük payın kompresöre ait olduğunu belirtmişlerdir. Ejektör yapısının kompresörde gerçekleşen ekserji yıkımını önemli bir ölçüde düşürdüğü, ancak kurutma makinesinin ısınma fazını yavaşlattığını kaydetmişlerdir. İç ısı değiştiricili topolojinin hızlı kurutma için en verimli topoloji olduğu sonucuna varmışlardır. R744 ile hızlı kurutma için aşırı kızdırma sıcaklığının önemli olduğunu belirtmişlerdir.

R. A. Sian ve C. Wang [10] rasyonel bir yaklaşım ile CO_2 ve R134a soğutucu akışkanlarının kurutma performansını ev tipi ısı pompalı kurutucu için geliştirdikleri model ile karşılaştırmışlardır. Üç farklı hava debisi, evaporatörün sıra sayısı, kondenserin sıra sayısı ve ısı değiştiricilerin genişlikleri parametrelerini kullanarak analiz sonuçlarını değerlendirmişlerdir.

Tablo 1.6 R. A. Sian ve C. Wang'ın çalışmasında kullandığı parametreler [10]

Hava Debisi (m^3/s)	**Isı Değiştirici Genişliği (m)**	**Evaporatör ve Kondenser Sıra Sayısı**
0,04	0,2	3 sıralı: 3 sıralı
0,05	0,25	3 sıralı: 4 sıralı
0,06	0,3	4 sıralı: 3 sıralı

Bu çalışmanın sonucunda, CO_2 soğutucu akışkan ile çalıştırılan ev tipi ısı pompalı kurutucu analizinin sonucunda sistem sıcaklıklarının R134a'ya kıyasla daha yüksek olduğu ortaya konulmuştur. Tamburdaki yük sıcaklığı göz önüne alındığında sıcaklık farkının 6 ile 13 ^oC daha yüksek olduğu hesaplanmışlardır. Kurutma evreleri detaylı olarak karşılaştırıldığında ön ısıtma periyodunun CO_2 soğutucu akışkanlı sistem için daha uzun sürdüğü, sabit nem alma hızı periyodunun ise kayda değer biçimde daha kısa sürdüğü ve düşen nem alma hızı periyodunun ise her iki soğutucu akışkan için de neredeyse aynı olduğunu hesaplamışlardır. Sonuç olarak CO_2 soğutucu akışkanı ile hesaplanan sonuçlarda %13,5 kurutma süresinin

kısaldığı bildirilmiştir. SMER değerinin CO_2 soğutucu akışkanlı sistemde diğer sisteme göre daha erken pik yaptığı ve %15 daha yüksek olduğu hesaplanmıştır.

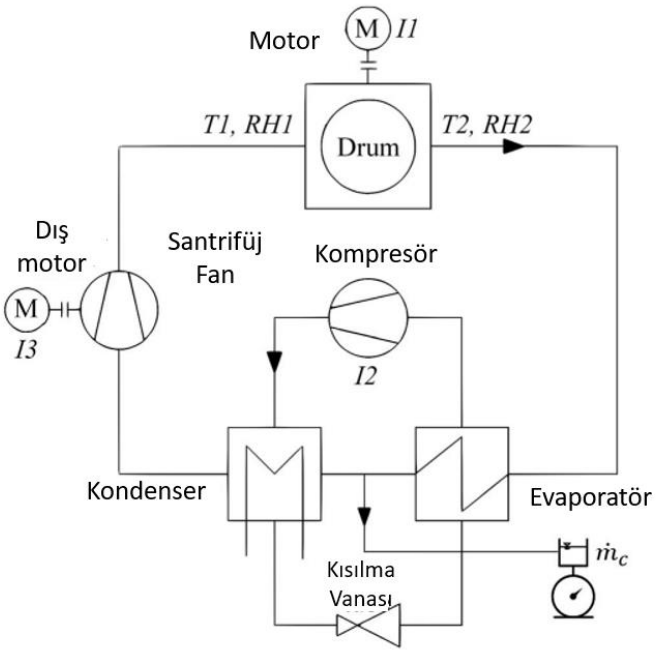
L. Novak ve arkadaşları [11] çalışmalarında farklı yük miktarları ve tambur devirlerinde tekstil hareketlerini yüksek hızda bir kamera ile kaydetmişlerdir. Bu görüntüleri tambur içerisindeki tekstillerin dağılımı ile kurutucu performans parametreleri arasındaki ilişkiyi belirlemek için istatiksel olarak incelemişlerdir. Bu çalışma sonucunda; yoğuşturulan nem kütlesi, tambur devri, yük miktarı ve kurutma periyodu parametreleri çoklu regresyon analizi fonksiyonu olarak kullanılıp enerji tüketimi modellenmiştir. Kurutma yükleri IEC 61121 standardı göz önünde bulundurularak hazırlanmıştır.

Tablo 1.7 L. Novak ve arkadaşlarının testler için kullandıkları tekstillerin özellikleri [11]

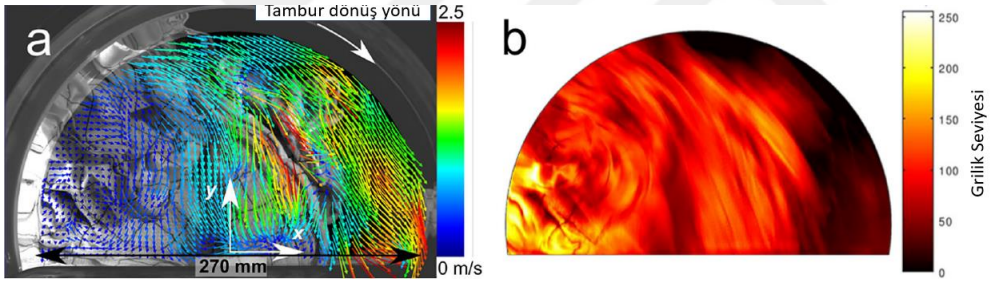
	Çarşaf	**Yastık Kılıfı**	**Havlu**
Alan başına düşen kütle (g/m^2)	185 ± 10	-	220 ± 10
Uzunluk (mm)	2400 ± 150	800 ± 50	1000 ± 50
Genişlik (mm)	1600 ± 40	800 ± 20	500 ± 30
Parça başına ağırlık (g)	725 ± 15	240 ± 5	110 ± 3

Tablo 1.8 L. Novak ve arkadaşlarının test yükü içerikleri [11]

Yük Kapasitesi (kg)	**Kullanılan Adet**		
	Çarşaf	**Yastık Kılıfı**	**Havlu**
2	0	4	9
4	2	4	14
6	2	8	24



Şekil 1.9 L. Novak ve arkadaşlarının çalışmaları için kullandığı kullandığı test düzeneği [11]

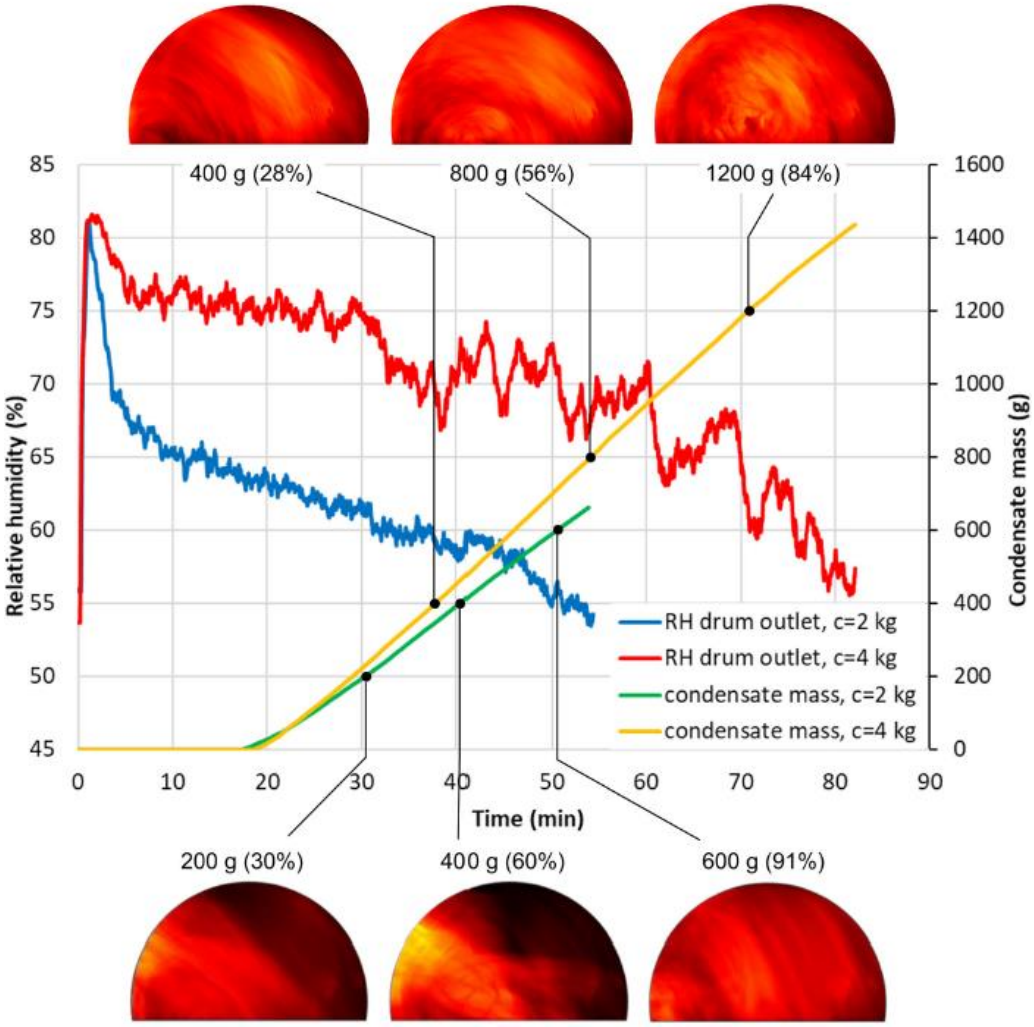


Şekil 1.10 (a) Hesaplanmış hız alanları, (b) 2 kg yükte, 36 rpm tambur hızında, 400 g yoğuşmuş su kütlesinde belirlenen zamanda ortalama grilik seviyesi [11]

Kumaş dağılımı ve hareketi, ADM-akış kodu kullanılarak gözlenen pencerede kumaş yüzeylerinin anlık hız alanları tahmin edilerek ve Matlab'da eş zamanlı yerel kumaş konsantrasyonu hesaplanarak ilgili ilişki incelenmiştir. Belirlenmiş süre için hesaplanan hız alanları ve grilik seviyeleri birlikte incelendiğinde tekstil yoğunluğunun yüksek olduğu bölgede grilik seviyesinin yüksek olduğu ve grilik seviyesi ile tekstilin tambur içerisinde belirli bir konumda geçirdiği süre hakkında bilgi edinilebileceği sonucuna varmışlardır.

Toplam enerji tüketimi ve kilogram başına kurutma süresi ölçümleri sonucunda, yük miktarı arttıkça her iki performans parametresini pozitif şekilde etkilediğini

kaydetmişlerdir.



Şekil 1.11 36 rpm tambur devrinde ve 2 kg ve 4 kg yük miktarlarında tambur çıkışındaki havanın bağıl nemi, yoğuşturulan su miktarları; %30, %60 ve %90 nem içeriğindeki kumaş konsantrasyonu [11]

Şekil 1.11 incelendiğinde iki kilogram ve dört kilogram yük için yapılan testlerde yüksek kapasitedeki tekstillerin tambur içerisinde daha homojen bir dağılım gösterdiğini belirtmişlerdir. Kumaş hareketi ve dağılımının sunulan analizi, hareketli bir tambur içindeki kumaş dağılımının ısı ve kütle transferine önemli bir katkısı olduğu ve sonuç olarak çamaşır kurutma makinesi performansını etkilediği sonucunu paylaşmışlardır. Kumaştan kurutma havasına kütle transferini iyileştirmek için homojen bir kumaş dağılımı elde etmek, yerel kumaş birikimini ve tamburda kumaş olmayan alanların oluşumunu azaltmayı önermişlerdir.

Tambur devri parametresinin 2 kg yük ile gerçekleştirilen ölçümlerde etkisinin lineer olmadığı görülmüş ve ikinci dereceden polinom fonksiyon olarak modellemişlerdir. Optimal tambur devrinin yaklaşık olarak 47 dev/dk olduğunu belirtmişlerdir. Yüksek kapasite yüklerde (4 kg ve 6 kg) etkinin lineer olduğu, bu nedenle araştırılan aralıkta optimum bir değer bulamadıklarını belirtilmiştir.

Gözlenen bölgedeki alan ve zaman ortalamalı kumaş konsantrasyonu ile modellenen kurutucu performansı arasındaki ilişkinin ilk kurutma aşamasında güçlü bulunduğunu belirtmişlerdir. Ancak, kurutmanın son aşamasına doğru ilerledikçe ilişkinin zayıfladığı bildirmişlerdir.

Bu durumu kumaşın kurudukça hacim kazanmasıyla gözlemlenen alanda artan kumaş varlığına, sonuç olarak daha yüksek alan ve zaman ortalamalı kumaş konsantrasyonu ile raslantısal şekilde ortalama kumaş konsantrasyonu değerlerinin kurutucu performansıyla daha düşük korelasyonuna neden olabileceği şeklinde yorumlamışlardır.

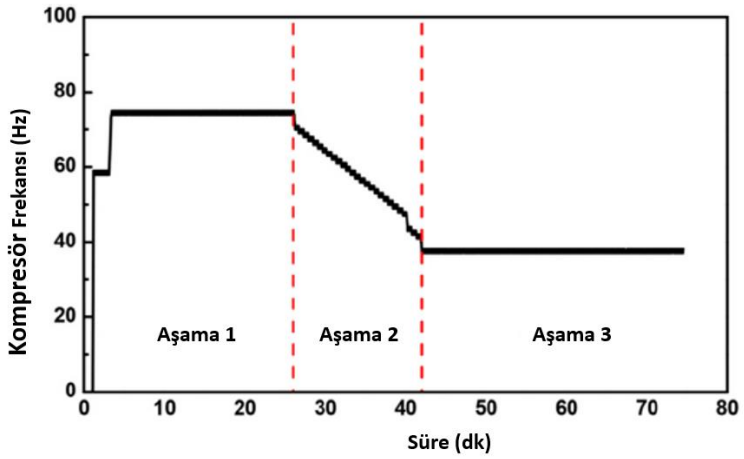
P. Boudreaux ve arkadaşları [12], çalışmalarında hem açık çevrim hem de kapalı çevrim çalışan kurutma makineleri için çalışma içerisinde tanımlanan bölümlerine giren ve bölümlerinden çevrim dışına çıkan hava sızıntısını deneysel olarak ölçmek için bir teknik geliştirmişlerdir. Bu çalışmada kurutma makinelerini tambur içerisindeki basıncın atmosfer altı veya üstü olması, ısı değiştirici sayısı, açık ve kapalı çevrim olması üzerinden 6 tipe ayırmışlardır. Bu çalışmada kullanılan kurutma makinesi tiplerini belirttikleri ve çalışmada kullandıkları kurutucu tiplerini yanında "*" işareti bulunan Tablo 1.9'te yer almaktadır.

Tablo 1.9 P. Boudreaux ve arkadaşlarının çalışmalarında kullandıkları makine konfigürasyonları tablosu [12]

		Açık Çevrim		**Kapalı Çevrim**	
		1 Isı Değiştirici	**2 Isı Değiştirici**	**1 Isı Değiştirici**	**2 Isı Değiştirici**
Tambur Basıncı	**Negatif**	1*	3*	-	5*
	Pozitif	2	4	-	6

Bu çalışmanın sonucunda, bir kanalın bölümleri ile çevre ortamı arasındaki diferansiyel basıncın bir fonksiyonu olarak akış ölçümleri alındıktan sonra, sonuçlar bir kurutucunun bölümlerindeki hacimsel kaçak oranlarını karakterize etmek için kaçak katsayılarına dönüştürülmüştür. Metodoloji, üç ev tipi çamaşır kurutma makinesinin yolu boyunca sızıntıyı karakterize etmek için kullanılmış. Bu sonuçlar, çamaşır kurutma makinelerinin model tabanlı tasarım iyileştirmelerini araştırmak için kullanılmıştır.

J.Y. Choi ve arkadaşları[13], çalışmalarında tambur içerisinde meydana gelen dinamik kütle ve ısı transferi davranışlarını modellemek için yapay sinir ağları modelinden, ısı değiştiricilerde meydana gelen dinamik kütle ve ısı transferi davranışlarını simüle etmek için sonlu hacimler yönteminden faydalanmışlardır. Bu iki yöntem ile ev tipi ısı pompalı kurutucunun dinamik davranışlarını tamburdaki ısı ve kütle transferinin doğal çalışma koşulları altındaki gerçek zamanlı davranışlarını da dikkate alan bir model geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri bu model ile ev tipi ısı pompalı kurutucunun kurutma süresi, enerji tüketimi, MER değerini farklı çalışma modlarında ve ısı değiştirici uzunluklarında analiz etmişlerdir.



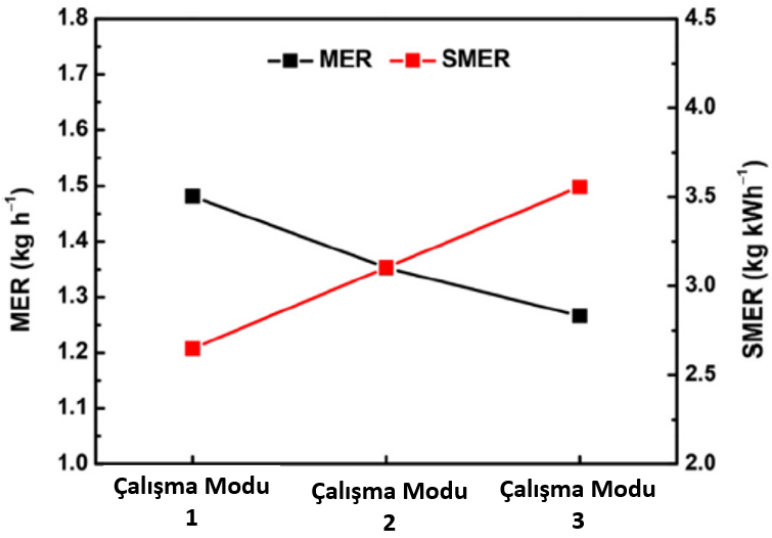
Şekil 1.12 Çalışmada kullanılan kompresör algoritması [13]

Çalışmada değişken devirli kompresör kullanmışlardır. Kompresörün belirli bir devirde kurutma işlemine başlaması ve kompresör belirli bir sınır sıcaklığa ulaştığında belirledikleri hedef devire düşmesiyle sonlandıracak şekilde algoritmayı kurgulamışlardır. Çalışma modlarını bu başlangıç ve hedef değerlerini değiştirerek üç farklı çalışma modu ile testlerini gerçekleştirmişlerdir.

Tablo 1.10 J.Y. Choi ve arkadaşlarının çalışmalarında kullandığı çalışma modlarına göre kompresör frekansları [13]

Çalışma Modu	Aşama 1	Aşama 3
1	%120	%60
2	%100	%50
3	%80	%40

Bu çalışmanın sonucunda oluşturulan model ile doğrulama testlerinde ölçülen değerler soğutucu akışkan tarafında %6,1, hava tarafında %2,2, kuruma süresi için %3,6 ve güç tüketimi için %4,9 ortalama hata ile tahminlenmiştir. Daha yüksek kompresör frekansına sahip çalışma modunda (çalışma modu 1), buharlaşma miktarındaki artış nedeniyle MER, %16,5'e kadar arttığını gözlemlemişlerdir. Ancak daha düşük kompresör frekansına sahip çalışma modunda (çalışma modu 3), güç tüketimindeki azalma nedeniyle SMER %34,8'e kadar arttığını gözlemlemişlerdir. Bu nedenle, kuruma süresini azaltmak için kompresör frekansının artırılması ve enerji verimliliğini artırmak için kompresör frekansının düşürülmesi önermişlerdir.



Şekil 1.13 Kompresör farklı çalışma modlarında SMER ve MER değerleri [13]

Isı değiştirici uzunlukları arttıkça, daha düşük bir kompresör frekansındaki evaporatör uzunluğundaki değişimler dışında, MER ve SMER değerlerinin artma

eğilimi gösterdiğini hesaplamışlardır. Ek olarak, ev tipi ısı pompalı kurutucunun performansını kompresör frekansındaki artışla optimum ısı değiştirici uzunluğunun arttığı hesaplamışlardır. Sonuç olarak, kompresör çalışma modu, ısı değiştirici uzunluğu, kurutma süresi, güç tüketimi ve başlangıç maliyetinin amaç fonksiyonuna göre optimize edilebileceği sonucuna varmışlardır.

X. Cao ve arkadaşları [14], çalışmalarında ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makineleri için sürekli durum benzeri (quasi-steady-state) bir model geliştirmişlerdir. Bu çalışmada ısı pompası sistemi sürekli durum halinde modellerken, tambur içerisinde gerçekleşen ısı ve kütle transferini dinamik olarak modellemişlerdir. Ayrıca bu çalışmada modele bağlı olarak, kompresör boyutunun, evaporatör alanın toplam alana oranı, proses havası debisi, yoğuşma sıcaklığı üst sınırı ve soğutucu akışkan şarjının özgül nem alma oranı (SMER) ve kuruma süresi üzerindeki etkileri Box-Behnken tasarımına dayalı olarak analiz edilmiştir. Yeniden tasarlanan ısı pompasının çamaşır kurutma makinesinin SMER'i orijinal tasarıma göre %5,8 artış göstererek 2,92 kg/kWh ve kurutma süresi %14,6 azalarak 129 dakikaya düştüğünü aktarmışlardır.

Bu çalışmanın sonucunda oluşturulan model ev tipi bir ısı pompalı çamaşır kurutma makinesinin test verileriyle iyi bir uyum gösterdiğini, kuruma süresi hatasını 3 dakika ve enerji tüketim hatasını -%2,3 olarak gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Modelin kurutma işlemi sırasında tambur içerisindeki yükün nem miktarını ve sıcaklığını, ısı pompası sisteminin kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklığını iyi bir şekilde simüle edebildiğini iletmişlerdir.

P. Gataric ve L. Lorbek [15], çalışmalarında ev tipi ısı pompalı kurutma makinelerinde R134a alternatifi olarak R450A'nın IEC 61121 standardına göre enerji tüketimi değerlendirmişlerdir. Bu değerlendirmeyi yaparken sistemin zamana bağlı davranışını inceleyebilmek ve değerlendirebilmek adına ısı pompası sistemine sıcaklık ve basınç sensörleri yerleştirmişlerdir. Enerji tüketimi, kompresörün çektiği anlık güç, kurutma süresi, kompresör için volümetrik verim, COP ve ısı değiştirici kapasitelerini ölçümler ve hesaplamalar ile toplamış ve analiz etmişlerdir.

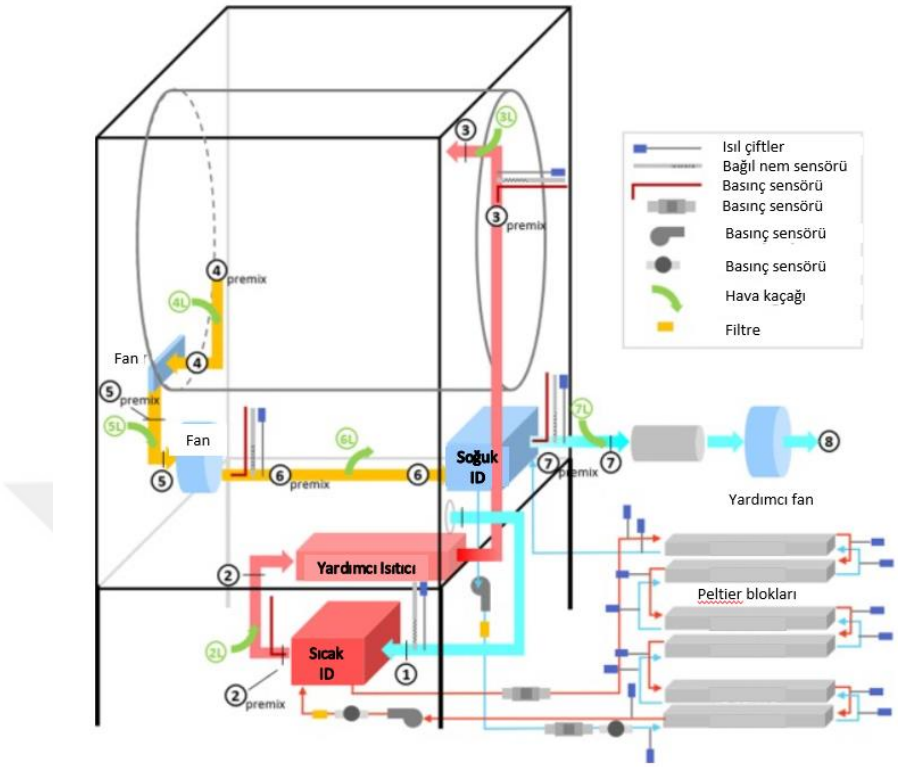
Bu analizin sonucunda evaporatör yüzey alanı daha düşük aşırı kızdırma sıcaklığı ile kurutma boyunca daha efektif kullanıldığını, daha düşük kompresör çıkış

sıcaklığının kompresörün muhafazasından kaynaklanan kayıpları ortalama olarak %14,7 oranında azaldığını belirtmişlerdir. Ayrıca soğutucu akışkan değişiminden sonra kurutma çevriminin toplam enerji tüketiminin %3,7 azaldığına ve kurutma süresinin %4,2 arttığına yer vermişlerdir. Kurutma süresinin uzamasını, R450A'nın daha düşük yoğuşma sıcaklığı nedeniyle daha düşük sıcaklıkta kurutma havasının tamburdaki çamaşırlara ulaşmasıyla açıklamışlardır. Öte yandan, soğutucu akışkan değişiminden sonra kompresörün hacimsel verimliliğinde veya çalışma güvenilirliğinde herhangi bir azalma gözlemlememişlerdir. Optimum soğutucu akışkan şarjı %14 artmasına rağmen, soğutucu akışkan şarjının CO_2 eşdeğeri %50'den fazla azaltıldığına, R450A'nın ev tipi ısı pompalı kurutucular için genel performansı düşürmediği ve iyi bir R134a alternatifi olduğu sonucuna varmışlardır.

P. Gataric ve arkadaşları [16], çalışmalarında bir ev tipi ısı pompalı tamburlu kurutucuda kurutmanın homojenliğini araştırmışlardır. Kurutmanın homojenliği, kurutma makinesine atılan her kumaş öğesinin kurutma sonu nem oranının standart sapması olarak tanımlanmıştır. Kurutma yükleri IEC 61121 standardına göre yükleri hazırlamış ve şartlandırmışlardır. Yük miktarı ve tambur hızının bir fonksiyonu olarak kurutmanın homojenliğine yönelik modeller geliştirmek için regresyon analizi kullanmışlarıdır. Bunun yanı sıra kurutma makinesinin enerji verimliliği parametreleri ile kurutmanın homojenliği arasındaki benzerlikler de bu çalışmada incelenmiştir. Bu çalışmada kullanılan yüklerin içerikleri ve boyutları Tablo 1.7 ve Tablo 1.8'de standartta belirtildiği gibidir.

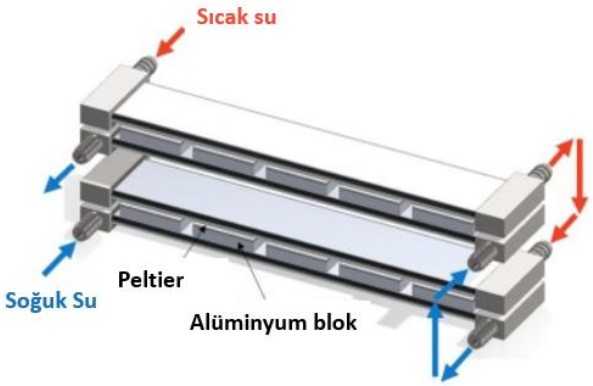
Tambur hızı değişikliklerine enerji verimliliği, kuruma süresi ve kurutma homojenliği tepkileri arasında ilişki olduğunu gözlemlemişlerdir. Bununla birlikte, yük miktarının etkilerinin ise daha karmaşık olduğunu ve kurutma homojenliğini ile arasında doğrusal olmayan bir ilişki olduğunu belirtmişlerdir. En iyi kurutma homojenliği 2 kg yük miktarında, ardından sırasıyla 6 kg ve 4 kg yük miktarında elde etmişlerdir. Yük bileşimi, kurutma homojenliğini etkileyen önemli bir faktör olarak iletmişlerdir. Daha büyük yük miktarlarında, bir çarşaf veya yastık kılıfının ortalama olarak havludan daha fazla kurutma homojenliğini etkilediği belirlemişlerdir. Çarşafların varlığı ve muhtemelen diğer yük tiplerine (yastık kılıfı ve havlu) oranı, kurutma homojenliğini olumsuz etkileyen en muhtemel faktörler olarak saptamışlardır.

V. Patel ve arkadaşları [17] , peltier teknolojisini kullanarak yeni bir termoelektrik tamburlu kurutma makinesi tasarımı önermişlerdir.



Şekil 1.14 V. Patel ve arkadaşlarının deney düzeneği [17]

Kapalı çevrim kurutma makinelerinin aksine, bacalı kurutma makinelerinin tasarımına benzer açık çevrim bir kurutma makinesi tasarlamışlardır (Şekil 1.14). Kurutucu kabini içerisinden emilen nemli hava 1 numaralı durum noktasına ulaşır ve sıcak kanatlı borulu ısı değiştiriciden geçerek (sıcak ID) peltierler tarafından ısıtılmış suyun ısısı havaya aktarılır. Hava, sıcak ID'den 2 noktasında çıkar ve bu çalışmada herhangi bir deneme için etkinleştirilmeyen ancak basınç düşüşü ve hava kaçakları üzerindeki etkilerinden dolayı diyagrama dahil edilen yardımcı elektrikli ısıtıcıya girer. Hava, kurutma tamburuna 3 noktasında girer ve tambur içerisindeki yükün nemini alarak tamburu terk eder. Daha sonra 4 noktasında tamburdan filtrede havları ayrıştırılmak üzere girer ve 5 noktasından fana ulaşır. Fandan çıkar ve 6 noktasında soğuk kanatlı borulu ısı değiştiriciye (soğuk ID) girer. Soğuk ID'de dolaşan peltierler tarafından soğutulmuş suya havadan ısı aktarılır. Isı değiştiriciyi terk eden hava 7 noktasında hava akış hızı ölçümü için ulaşır. Daha sonra 8 noktasında ortama atılmadan önce yardımcı fandan geçer.

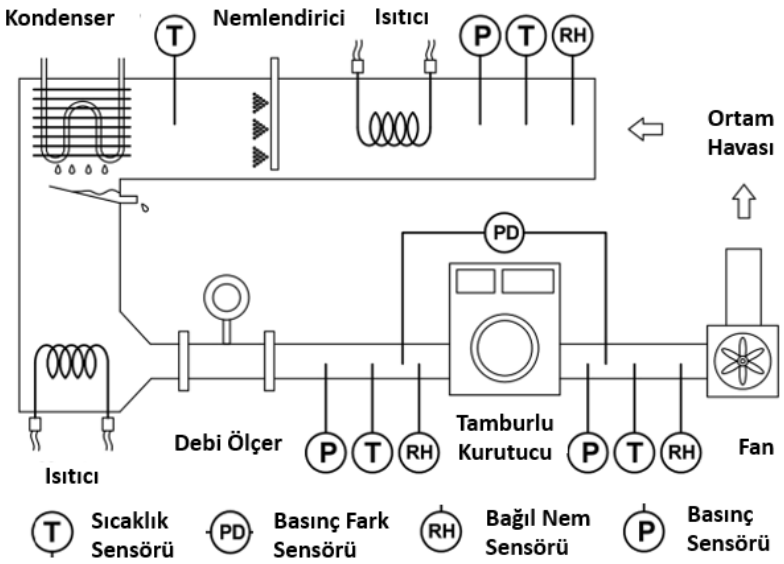


Şekil 1.15 Peltier bloklarının detay CAD görüntüsü [17]

Çalışma kapsamında oluşturdukları yeni kurutucu prototip tasarımı, suyu ısıtmak ve soğutmak için kullanılan bir termoelektrik ısı pompası tertibatından oluşuyordu. Isı pompası düzeneği, her bir grupta beş peltier bulunan (toplam 30 modülle sonuçlanan) altı blok oluşturmuşlardır. Peltierler, ısıyı suya ve sudan aktarmak için kullanılan iki alüminyum mini kanallı ısı eşanjörü arasına sıkıştırmışlardır (Şekil 1.15). Su, pompalanan döngüler boyunca dolaştırıldı ve ısı, ikincil kanatlı borulu ısı değiştirici aracılığıyla kurutucu proses havasına aktarılması sağlanmıştır.

Bu çalışmada bildirilen kurutucu prototipi, 3,83 kg'lık (8,45 lb) standart yük boyutu için 84 dakikalık kuruma süresi ile 1,71 kg/kWh SMER değeri ile kurutmayı başardığını iletmişlerdir. Bunun, literatürde önerilen önceki termoelektrik kurutucuya göre %47 daha hızlı ve birleşik enerji faktöründe %85'lik bir iyileşmeyi temsil ettiğini hesaplamışlardır. Birleşik enerji faktöründe kurutma için kullanılan yükün kemik kuruluğu ağırlığının, tekstilin yaklaşık olarak %57.5 başlangıç nem oranından %4 final kurutma neminin altına indirilmesi için harcanan enerjiye bölünmesi ile elde edilir. Elde ettikleri sonuçların, çalışmanın gerçekleştirildiği tarihte piyasada bulunan en son teknolojiye sahip buhar sıkıştırmalı ısı pompalı kurutucularla benzer olduğunu iletmişlerdir. Bu çalışmada deneysel sonuçlara ek olarak termoelektrik kurutucunun termodinamik sistem modeli de geliştirmişlerdir.

D. Lee ve arkadaşları [18], tamburdaki giysilerin ısı ve kütle transfer modelini geliştirmek amacıyla bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, bir çamaşır kurutma makinesinin tamburundaki ısı kaybı da dahil olmak üzere, suyun giysilerden havaya ısı ve kütle transferini, nem, hava akış hızı, giysilerin sıcaklık ve su içeriği ile beraber ölçecek bir deney düzeneği oluşturmuşlardır.



Şekil 1.16 D. Lee ve arkadaşlarının deney düzeneği [18]

Ölçülen verilere dayanarak, çeşitli parametrelere sahip yapay sinir ağları kullanılarak ısı, kütle aktarım hızları ve ısı kaybının tahmini için model eğitmişlerdir. Geliştirilen tahmin modelleri mevcut çalışmalara göre daha iyi tahminler ortaya koyduğunu belirtmişlerdir.

Tablo 1.11 Lee ve arkadaşlarının deney parametreleri [18]

Parametre	Birimler	Aralık
Havanın giriş sıcaklığı	^{o}C	20-80
Havanın giriş bağıl nemi	%	4-28
Havanın mutlak nemi	kg /kg kuru hava	0,003-0.043
Hacimsel hava debisi	lt/s	41,6 - 51,6
Yükün nem oranı	%	0-60

Bu çalışma kapsamında ulaştıkları sonuçlar aşağıda listelenmiştir;

- Kütle ve duyulur ısı transfer hızları, giriş havası sıcaklığı, hava debisi ve giysilerdeki su içeriğinin artmasıyla artmasına rağmen, giriş havası bağıl neminin artmasıyla azalmıştır.

- Kütle ve duyulur ısı transfer hızları benzer bir eğilim göstermiştir. Çünkü giysilerdeki suyun buharlaşması, giysilerle hava arasındaki ısı transferiyle yakından ilişkilidir
- Kütle transfer hızındaki artış, hava akış hızına göre giriş sıcaklığının artmasıyla domine edildiğinden, çamaşırlara verilen zarar dikkate alınarak kuruma süresinin azaltılmasında hava sıcaklığındaki artış tercih edilir.
- Tamburdaki ısı kaybı, giriş havası sıcaklığının artmasıyla giriş havası bağıl nemi ve çamaşırların su içeriğinin azalmasıyla artmıştır.
- Tamburdaki ısı kaybı, ortam havası ve giysi sıcaklıkları arasındaki farkla doğrusal orantılıyken, hava akış hızıyla önemsiz bir ilişki sergilemiştir

H. Kim ve arkadaşları [19], yaptıkları çalışmada ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makinesinin kurutma performansını geliştirmek için, kurutucunun mekanik hareketinin bir fonksiyonu olarak numune giysilerin hareketini incelemişlerdir. Numune hareket modelleri, doluluk ve hız dağılımı ile temsil edilen pamuklu gömleklerin çamaşır kurutma makinesi içindeki hareketi, numune hareket indeksleri kullanarak niceliksel olarak analiz etmişlerdir. Numune hareketindeki ve ardından gelen kurutma performansındaki farklılıklarını, tamburun dönme hızını ve yönünü değiştirilerek değerlendirmişlerdir.

Çalışmanın sonucunda, numunelerin hareketine dayalı olarak kurutma performansını artırmak için bir kurutma programı önerilmiştir. Çalışma kapsamında ulaştıkları sonuçlar aşağıda listelenmiştir.

- Numuneler öncelikle tamburun merkezinde aktif olarak hareket ettiğinden, 50 rpm'lik tambur dönüş hızı en iyi numune özelliklerini ve tambur devri parametreleri arasında en kısa kuruma süresini sağlandığını gözlemlemişlerdir.
- Korelasyon ve regresyon analizi, numune hareketlerinin tamburun merkezinde meydana geldiği, numunelerin karmaşık hareketlere tabi tutulması ve aralarındaki karışımın artması nedeniyle kurutma performansının arttırdığı koşullarda kuruma süresinin azaldığını gözlemlemişlerdir.
- Çekme dahil incelenen kumaş hasarlarının, giysilerin nem oranının %10'a düştüğünde büyük ölçüde değişmeye başladığını belirlemişlerdir.

- En iyi kurutma performansının çamaşırların nem oranının %10'dan daha az olduğu bölümde tambur devrinin 50 rpm'den 57,5 rpm'e çıkarılması ve dönüş yönünün her 2 saniyede bir değiştirilmesiyle elde etmişlerdir.

P. Gataric ve arkadaşları [20], ev tipi ısı pompalı kurutma makinelerinde hava kaçaklarının belirlenmesi üzerine çalışma gerçekleştirmiştir. Her potansiyel hava kaçağı konumu, sistem basınçlandırma yöntemi kullanılarak izole edilmiş veya kümülatif ölçümlerle elde edilen hava kaçağı eğrisiyle karakterize edilmiştir. Bu çalışma, yerinde ev tipi ısı pompalı bir çamaşır kurutma makinesinin kapalı devre sistemindeki hava kaçakları araştırılması ve miktarını belirlenmesi için bir yöntem önerilmiştir. Kapalı devre sistem içindeki statik basınç dağılımına dayanarak hava kaçağının dışarı ve içeri doğru akışı ölçülmüştür. Arka ve ön tambur contasındaki hava sızıntısı tambur hareketsizken değerlendirmişlerdir. Çalışmanın sonucunda, tamburun hareketli durumda olmadığı kapalı devre sistem içindeki toplam kurutma havası akış oranının %12,6'sını temsil eden en yüksek hava kaçağı oranının şasi üzerindeki hava kanalı üzerinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Çalışma kapsamında kullanılan makinenin hava kanalı üzerindeki kaçak noktaları kapatılarak, IEC 61121'e göre yoğuşma verimliliğini B sınıfından A sınıfına çıkardıklarını belirtmişlerdir.

G. Sır ve Ş. Atayılmaz [21], yayınladıkları çalışmada tambur devri, kompresör hızı ve hava debisinin tamburda gerçekleşen ısı ve kütle transferi üzerindeki etkisini incelemiştir.

Tablo 1.12 G.Sir ve Ş.Atayılmaz'ın çalışmasında kullandıkları deney parametreleri [21]

Yük Kapasitesi (kg)	Tambur Devri (rpm)	Hava Debisi (l/sn)	Kompresör Devri (rpm)
2	42	48	2100
5	52	58	2400
8	62	68	3000

Aşağıdaki kabuller ile ısı transfer ve kütle transfer katsayısını hesaplamışlardır.

- Kullanılan tekstil malzemesinin termo-fiziksel özellikleri kullanılan hacmin tamamında aynıdır.

- Tekstil malzemesinin içindeki nem dağılımı homojendir.
- Kurutma havasının anlık nem değişimi eşittir.
- Tekstil malzemesinin içindeki sıcaklık dağılımı homojendir olur.
- Kurutma havasının tekstil malzemesini kurutma işlemi belirlenen kontrol hacminde gerçekleşir.
- Belirlenen kontrol hacmi statik veya hareketli olabilir; her iki durum da dikkate alınır.
- Nem oranı düşük proses havası bir noktadan girip diğer noktadan çıkar.

Çalışmanın sonucunda aşağıdaki sonuçlara ulaşmışlardır.

- Tamburdaki ısı ve kütle transfer katsayısını en çok etkileyen parametrenin yük kapasitesi olduğu görülmüştür. Yük kapasitesini sırasıyla kompresör hızı, hava akış hızı ve tambur hızı takip eder.
- En yüksek kütle ve ısı transfer katsayısı değerleri 2 kg yük kapasitesinde elde edilmiştir.
- Kurutma çevrimi sırasında hava debisinin artması kütle ve ısı transfer katsayısının artmasına neden olmuştur. Ancak her bir hava debisi değeri için kurutmanın 60. dakikasından sonra kütle transfer katsayısının sabit kaldığı ve değerlerin birbirine yaklaştığı görülmektedir.
- Kurutma prosesi sırasında tambur devrinin artması kütle ve ısı transfer katsayısının artmasına neden olmuştur.
- İnverter kompresör devri sistemdeki ısıtma ve soğutma kapasitesini doğrudan etkiler. Kompresör devri arttıkça ısıtma kapasitesi artar. Ancak sistemdeki soğutucu akışkan akışı doğrudan kondensere gittiği için nem almanın gerçekleştiği evaporatördeki soğutucu akışkan miktarı azalmış ve buna bağlı olarak nem alma kapasitesi de düşmüştür. Bu deneysel çalışmada en verimli kompresör çalışma hızının 2100 rpm olduğu görülmüştür.

Literatür incelendiğinde soğutucu akışkan şarjı, kapiler boru uzunluğu, hava debisi ve ısı değiştirici boyutlarının yoğuşma performansına etkisinin deneysel olarak incelendiği tespit edilmiştir. Ayrıca, farklı invertör kompresör çalışma modları ve ısı değiştirici geometrisinin kurutma performansına ve enerji tüketimine etkisinin incelendiği çalışmalarına rastlanmıştır. Bu tez çalışmasında literatürden farklı olarak, ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makinelerinde farklı elektronik

genleşme vanası açıklıkları, kompresör devri ve fan debilerinde yoğuşma performansına etkisi deneysel olarak çalışılmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Ev tipi çamaşır kurutma makineleri pazarı her geçen gün büyümektedir. Avrupa birliği beyaz eşyaların enerji tüketim değerlerini düşürmek üzere belli aralıklar ile regülasyonlar yayınlamaktadır ve etiketler aracılığıyla enerji tüketim değerlerine göre beyaz eşyaları sınıflandırmaktadır. Avrupa'da tamburlu ev tipi kurutucuların enerji etiketini düzenlemek amacıyla en son 2012 yılında EN 61121:2012 koduyla regülasyon yayınlanmıştır. Ev tipi çamaşır kurutma makineleri için enerji tüketimi hesaplamalarında ürün için belirtilen kapasite ve yarı kapasitesinin enerji tüketimlerinin içerisinde bulunduğu bir formülasyon da yer almaktadır. 2024 yılının kasım ayında yeni bir regülasyon yayınlanması beklenmektedir. Bu regülasyonun taslak belgelerinde tam yükün formülasyondaki ağırlığı %43'ten %24'e düşürülmüş yarım yük enerji tüketiminin etkisinin %57'den %76'ya çıkarılmıştır.

Farklı yük miktarları için sistem elemanları boyutlarının değiştirilmesi mümkün olmadığı için yarım yük için sitem elemanları parametrelerinin optimizasyonun önemi artmaktadır.

Literatür incelendiğinde faklı invertör kompresör devri, fan devri ve elektronik genleşme vanası açıklıklarında yoğuşma performansının incelenmesine dair bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Bu çalışmada invertör kompresör devri, fan devri ve elektronik genleşme vanası açıklığı parametrelerinin ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makinesinde yarım yük kapasitede kararlı rejim bölgesinde yoğuşma performansına etkisi deneysel olarak incelenmiştir.

2
ISI POMPALI ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNELERİNDE NEM ALMA PROSESİ

Kapalı çevrim evaporatif nem alma prosesine sahip çamaşır kurutma makinelerinde, nem alma işleminin gerçekleştirilebilmesi için kurutulması amaçlanan çamaşırların sahip olduğu suyun buharlaştırılması gerekmektedir. Kapalı çevrim evaporatif nem alma prosesine sahip çamaşır kurutma makinelerinde suyun buharlaştırılması için gereken enerjiyi hava aktarmak amacıyla çamaşırlar üzerinden geçen proses havasına ısıyı aktaran bir ısı kaynağı ve çamaşırların üzerinden geçtikten sonra nemi artan havanın sıcaklığını çiğ noktası sıcaklığının altına kadar düşüren bir ısı değiştirici yer almaktadır. Bu ısı değiştiricinin görevi havanın içerisinde bulundurduğu su buharının bir kısmını yoğuşturmak ve bu işlem sırasında ortaya çıkan ısıyı proses havasından uzaklaştırmaktır. Isı pompalı çamaşır kurutma makinelerinde ıslak çamaşırların üzerinden geçerek nemi artan havanın nemini alma ve ısıtılması görevini gerçekleştirmesi için ısı pompası sistemi kullanılmaktadır. Çamaşırları terk eden nemli havanın sıcaklığının havanın çiğ noktası sıcaklığının altına düşürülmesi ve içerisindeki su buharının yoğuşması ısı pompası sisteminin evaporatöründe gerçekleşmektedir, havanın duyulur ısıtılması ise ısı pompası sisteminin kondenserinde gerçekleşmektedir.

2.1 Psikrometrik diyagram ve Nemli Havanın Termodinamiği

Psikrometri, nemli hava ile ilgili termodinamik özelliklerin incelenmesi ve bu özelliklerin nemli hava işlemleri ve koşulları üzerindeki etkilerinin değerlendirilmesiyle uğraşan termodinamiğin bir alt dalıdır.

Bu alanda, "nemli hava" terimi, atmosferik hava ile eşanlamlı olarak kullanılır. Tamamen su buharından yoksun hava "kuru hava" olarak adlandırılırken, atmosferik hava, büyük oranda kuru hava içermekle birlikte, değişken miktarlarda su buharı da barındırır. Su buharının miktarı, çevresel koşullar, yerel konum, yükseklik ve termodinamik proseslere bağlı devingen olarak değişir. İklimlendirme sistemlerinde incelenen hava, bu nedenle atmosferik hava olarak kabul edilir. Dolayısıyla, incelenen havada su buharının varlığı göz ardı edilemez bir faktördür.

Nem alma ve iklimlendirme uygulamalarında, hava sıcaklığı genellikle -10 ºC ile 50 ºC arasında değişir. Bu sıcaklık aralığında kuru hava, %0,02 sapmayla 1,005 kJ/(kg . K) değerindeki özgül ısı değeri kabulüyle ile mükemmel gaz olarak davranır [22]. Ayrıca, yapılan araştırmalar bu sıcaklık aralığında su buharının da benzer bir sapma payı ile mükemmel gaz gibi hareket ettiğini göstermiştir. Bu sebeple, iklimlendirme uygulamalarında su buharı için de mükemmel gaz varsayımı geçerlidir. Eşitlikler (4.7) ve (4.8), sırasıyla kuru hava ve su buharı için mükemmel gaz denklemlerini temsil eder.

$$P_a v_a = RT \tag{2.1}$$

$$P_v v_v = RT \tag{2.2}$$

Nemli hava, yani iklimlendirme işlemlerinde kullanılan atmosferik hava, kuru hava ve su buharının bir karışımı olarak mükemmel gaz karışımı şeklinde ele alınabilir. Bu durumda, atmosferik hava yani toplam basınç P, kuru hava basıncı P_a ve su buharı basıncı P_v olmak üzere, şu denklemle ifade edilir:

$$P_a + P_v = P \tag{2.3}$$

Toplam basınç kuru havanın kısmi basıncı ve su buharı kısmi basıncının toplamı olarak ifade edilir.

2.1.1 Nem Kavramı

Atmosferik havanın içerisinde bulundurduğu su buharı kütlesinin, kuru hava kütlesine oranına özgül nem adı verilmektedir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} (kg\ su\ buharı/kg\ kuruhava\ ) \tag{2.4}$$

Bir önceki bölümdeki mükemmel gaz denklemleri özgül nem denklemine uygulandığında ve kısmı su buharı basıncı ile toplam basınç cinsinden özgül nemin formülü aşağıdaki belirtildiği gibi yazılabilmektedir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = 0{,}622\ \frac{P_v}{P_a} = \ 0{,}622\ \frac{P_v}{P - P_v} \tag{2.5}$$

Ancak sıcaklığa ve basınca bağlı olarak kuru havanın taşıyabileceği su buharının bir limiti bulunmaktadır. Kuru havanın belirli bir sıcaklıkta ve basınçta taşıyabileceği maksimum su buharı miktarına ulaştığı duruma doymuş hava denilmektedir. Kuru havanın belirli sıcaklık ve basınçta taşıdığı su buharı miktarının, aynı basınç ve sıcaklıkta taşıyabileceği maksimum su buharı miktarına oranına bağıl nem adı verilmektedir. Bu değer 0 ila 1 arasında değişmektedir. Bağıl nem formülü aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\varphi = \frac{m_v}{m_g} \tag{2.6}$$

bu denklemde v alt indisi kuru havanın içerisinde bulunan su buharı kütlesini temsil ederken, g alt indisi kuru doyma durumunda içerisinde bulunan su buharı kütlesini temsil eder.

Aynı şekilde mükemmel gaz denklemleri özgül nem formülüne uygulandığında aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\varphi = \frac{m_v}{m_d} = \frac{P_v}{P_g} \tag{2.7}$$

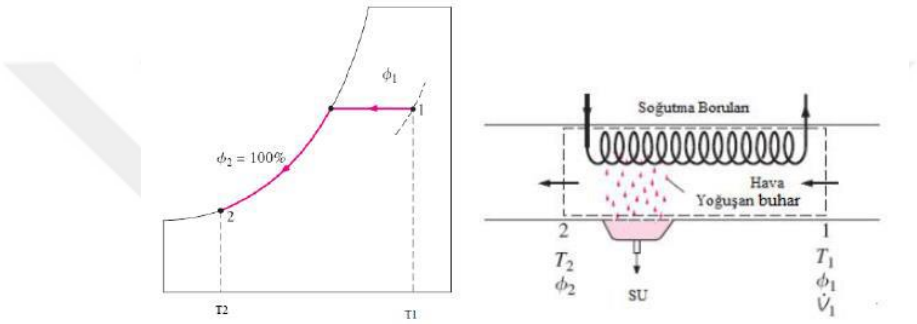
Özgül nem ve bağıl nem kavramları birbirleri ile bağlantılı kavramlardır. Bu kavramlardan birinin bilinmesi ile diğerinin belirlenmesi için bazı bağlantılar geliştirilmiştir. Mükemmel gaz denklemlerinin uygulandığı ifadeler bir araya getirildiğinde aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$\varphi = \frac{\omega P}{(0{,}622+w)P_g} \tag{2.8}$$

$$\omega = \frac{0{,}622\varphi P_g}{P-\varphi P_g} \tag{2.9}$$

2.1.2 Soğutma ile Nem Alma

Soğutma ile nem alma prosesinde, proses havası çiğ noktası sıcaklığına kadar özgül neminde değişim olmadan soğutulmaktadır. Bu sırada havanın bağıl nemi artar ve doymuş hava eğrisine ulaşır. Doyma eğrisine ulaştıktan sonra soğutma prosesi devam ederse, sıcaklığın çiğ noktasının altına düşmesi ile havanın içerisindeki su buharı yoğuşur ve havanın özgül nem değeri düşmeye başlar. Bu süreç soğutma prosesi devam ettiği sürece devam eder. Sonuç olarak bu prosesin ardından havanın hem sıcaklığı hem de içerisindeki su buharı miktarı düşmüş olur. Bu prosese diğer bir ifade ile soğuk yüzeyde soğutma ile nem alma prosesi denir.



Şekil 2.1 Soğutma ile nem alma prosesi [22]

Soğutma ile nem alma Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Kontrol hacminin girişindeki ve çıkışındaki noktalar arasında kütle ve enerji korunumu yasaları ile proses incelendiğinde aşağıdaki eşitlikler elde edilir[22]

Kuru hava için kütle dengesi,

$$\dot{m}_{kh} = \dot{m}_{kh1} = \dot{m}_{kh2} \tag{2.10}$$

Su için kütle dengesi,

$$\dot{m}_{ys} = \dot{m}_{kh}(\omega_1 - \omega_2) \tag{2.11}$$

Enerji dengesi,

$$\dot{m}_{kh}h_1 = \dot{Q}_{çıkan} + \dot{m}_{kh}h_2 + \dot{m}_{ys}h_f \tag{2.12}$$

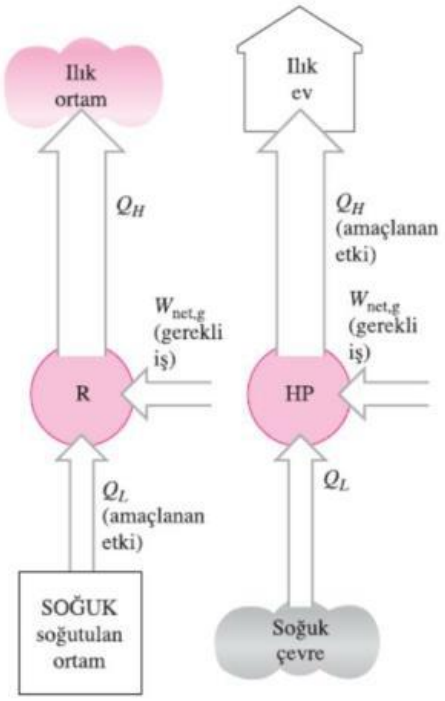
Soğutma kapasitesi,

$$\dot{Q}_{soğutma} = \dot{m}_{kh}(h_1 - h_2) \tag{2.13}$$

Denklemleri elde edilir.

2.2 Isı Pompası Sistemi

Termodinamiğin ikinci yasası, ısı enerjisinin sıcak bir cisimden soğuk bir cisime doğru kendiliğinden akacağını belirtir. Bu yasanın belirttiği akışının tersine bir ısı enerjisi akışı yaratmak amacıyla ısı pompası veya soğutma makineleri kullanılmaktadır. Isı pompaları soğutma çevrimi prensibiyle çalışmaktadır, soğutma çevriminde kullanılan aracı akışkana soğutucu akışkan denir.



Şekil 2.2 Isı pompası ve soğutma çevrimi şematik gösterimi [22]

Şekil 2.2'de de görüldüğü üzere soğutma makinelerinin amacı bir ortamı soğutmak amacıyla o ortamdaki ısıl enerjinin taşındığı ortamdan daha yüksek sıcaklıktaki ortama uzaklaştırılması iken ısı pompası sisteminde bir ortamı ısıtmak amacıyla daha düşük sıcaklıktaki ortamdan ısının o taşınılması istenen ortama taşınmasıdır.

Bu sistemlerin amaçlarını yerine getirmesi için etkinlik katsayısı (COP) denklem (2.14'de ifade edildiği gibidir.

$$\mathrm{COP} = \frac{\text{amaçlanan etki}}{\text{harcanan enerji}} \tag{2.14}$$

2.3 Ev Tipi Isı Pompalı Çamaşır Kurutma Makinelerinde Kullanılan Isı Pompası Elemanları

Ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makinelerinde, ısı pompası 5 ana sistem elemanı bulunmaktadır. Bunlar kompresör, evaporatör, kondenser ve kısılma elemanı ve soğutucu akışkandır.

2.3.1 Kompresör

Buhar fazında evaporatörden gelen soğutucu akışkanı sıkıştırarak kızgın buhar fazında kondensere ileten sistem elemanıdır. Isı pompalı çamaşır kurutma makinelerinde kompresör olarak dönel tip kompresörler kullanılmaktadır. Kompresörler ısı pompası sisteminde elektrik enerjisine ihtiyaç duyan elemanlardır.

Kurutucu makinelerde son dönemde invertör dönel tip kompresör kullanımı artmıştır. Avrupa pazarında en yüksek enerji sınıfına sahip (A+++) modellerde belirli markalar tarafından kullanıldığı görülmektedir. İnvertör kompresörler ihtiyaç duyulan kapasiteleri elde edebilmek amacıyla devrinin ayarlanabilmesi ve enerji tasarrufu sağlaması yönüyle bilinmektedir.

2.3.2 Kondenser

Kondenserler kompresörden gelen kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkanın ısısını dışarı atması ile görevli elemanlardır. Ev tipi ısı pompalı çamaşır makinelerinde kondenserler soğutucu akışkanın ısısını proses havasına atmasını ve yoğuşmasını sağlar.

2.3.3 Kısılma Elemanı

Kondenserden iletilen soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını gerekli buharlaşma basınç ve sıcaklığına düşürmek ile görevli ısı pompası sistem elemanıdır.

2.3.4 Evaporatör

Evaporatör kısılma elemanından iletilen sıvı-buhar fazındaki soğutucu akışkanın dışarıdan ısı alarak buharlaştığı sistem elemanıdır. Ev tipi ısı pompalı çamaşır makinelerinde evaporatör proses havasının gizli ve duyulur ısısının soğutucu

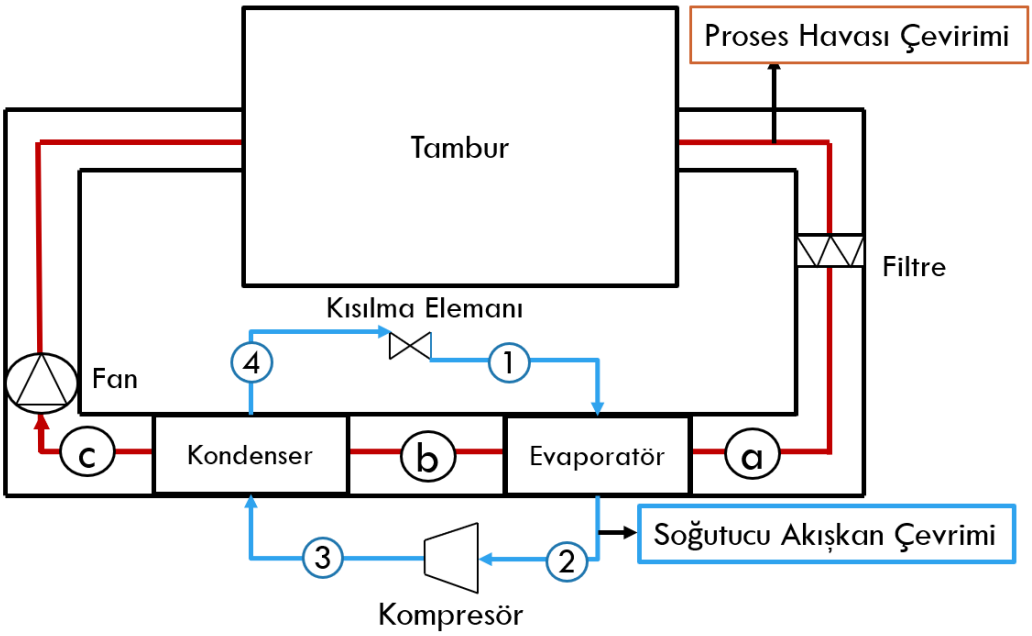
akışkana iletilmesi sağlar. Evaporatörde soğutucu akışkanın buharlaşırken, proses havası içerisindeki su buharı yoğuşur.

2.3.5 Soğutucu akışkan

Soğutucu akışkanlar ısı pompasının sisteminde düşük basınç ve sıcaklıkların bulunduğu bölgede(evaporatör) ısıyı soğurabilen ve yüksek basınç ve sıcaklıkların bulunduğu bölgede(kondenser) ısıyı iletmek ile görevli sistem elemanıdır. Bir başka deyişle ısıyı bir yerden başka bir yere aktarılmasını sağlayan aracı akışkandır.

2.4 Isı Pompalı Çamaşır Kurutma Makinelerinde Nem Alma Prosesi

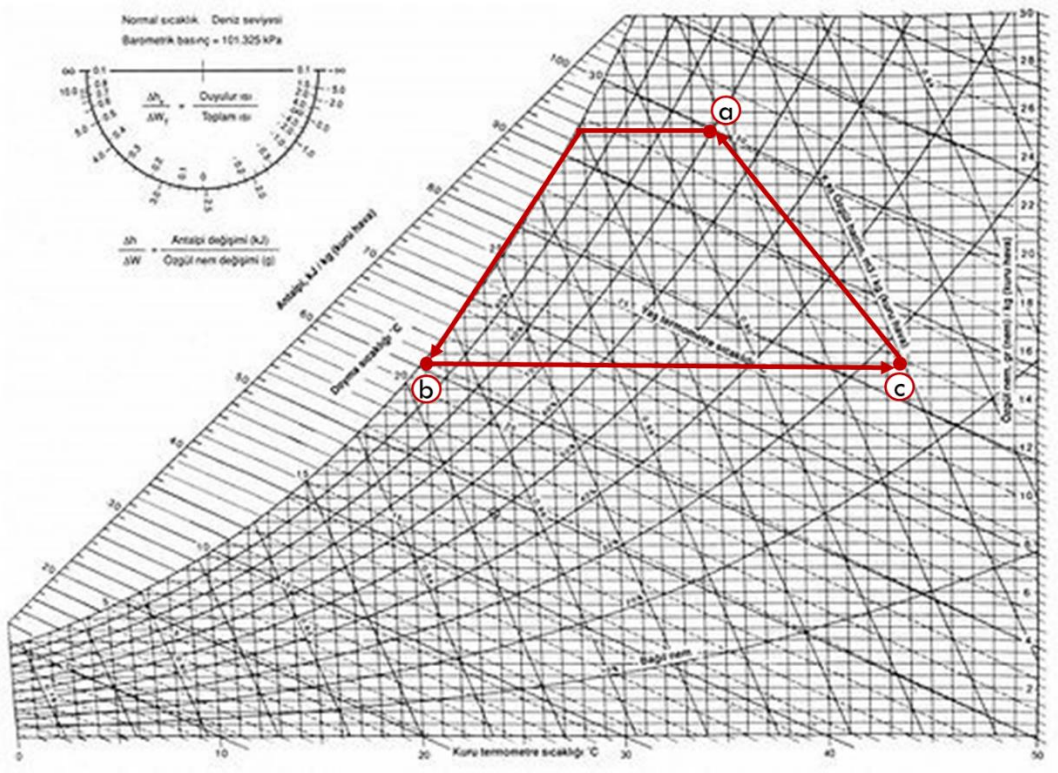
Isı pompalı çamaşır kurutma çevriminde iki farklı çevrim bulunmaktadır. Bunlar proses havası çevrimi ve ısı pompası sistemindeki soğutucu akışkan çevrimidir.



Şekil 2.3 Isı pompalı çamaşır kurutma makinelerinde proses havası ve soğutucu akışkan çevriminin şematik gösterimi

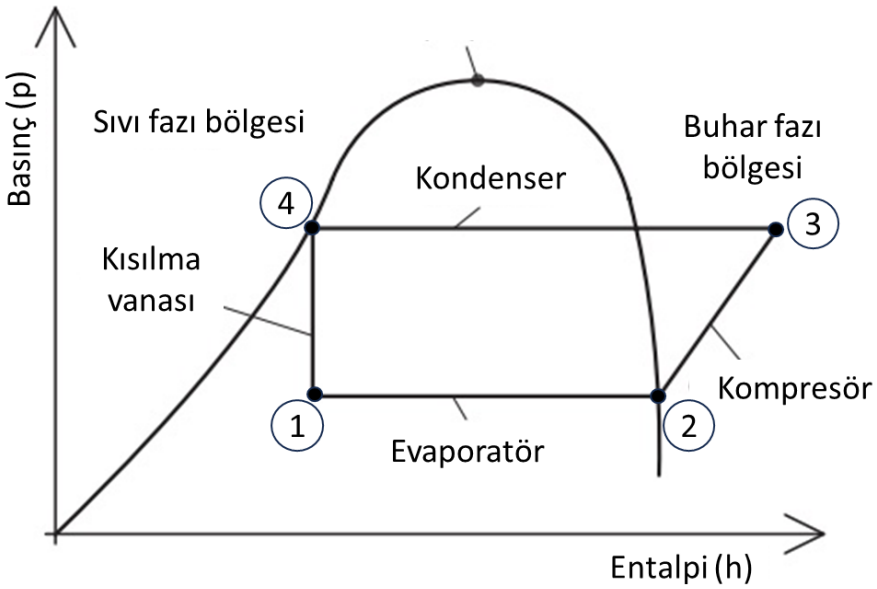
Bir fan vasıtası ile sirkülasyonu sağlanan hava çamaşırların üzerinden geçerek çamaşırlara ısı verir, bu esnada çamaşırlardan havaya doğru bir su buharı yani kütle geçişi olur ve Şekil 2.3'de görülebileceği üzere a noktasına ulaşır. Bağıl nemi artan hava evaporatörün üzerinden geçerken sıcaklığı düşer doymuş halde üzerindeki nemi bırakarak evaporatörü terk eder. Kondenser üzerinden geçerken duyulur

ısıtılan hava fana ulaşır ve yeniden tambura gönderilir bu şekilde proses havası çevrimini tamamlamış olur. Proses havası çevriminin psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi Şekil 2.4'deki gibidir.



Şekil 2.4 Proses havası çevriminin psikrometrik diyagram üzerindeki gösterimi

Soğutucu akışkan kısılma elemanını terk eder sıvı buhar fazında, evaporatöre ulaşarak proses havasının ısısını çeker ve buhar fazında evaporatörü terk eder. Buhar fazındaki soğutucu akışkan kompresöre ulaşır ve kompresör tarafından sıkıştırılır, bu sıkıştırma işlemi sırasında basıncı ve sıcaklığı artmış şekilde kompresörü terk eder. Yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkan kondensere ulaşır ısıl enerjisini proses havasına aktarır bu esnada yoğuşarak sıvı fazda kondenseri terk eder. Sıvı fazda kondenseri terk eden soğutucu akışkan kısılma elemanına ulaşır, kısılma elemanından geçerken basıncı ve sıcaklığı düşen soğutucu akışkan evaporatöre ulaşarak çevrimini tamamlamış olur. Soğutucu akışkan çevriminin basınç-entalpi grafiği üzerindeki gösterimi Şekil 2.5'deki gibidir.

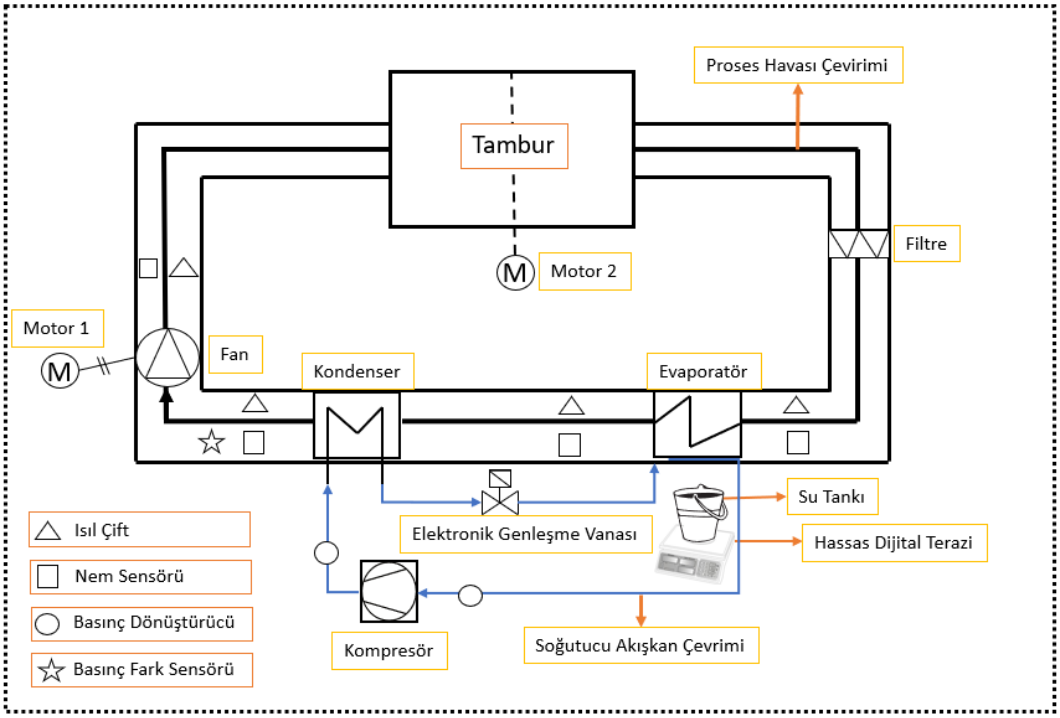


Şekil 2.5 Soğutucu akışkan çevriminin basınç-entalpi grafiği üzerindeki gösterimi [23]

Isı pompalı çamaşır kurutma makinesinin çalışması sırasında proses havası ve soğutucu akışkan çevrimleri aynı anda gerçekleşir. Bir motor ve kayış kasnak sistemi ile tahrik edilen tambur dönerek kurutma programı boyunca homojen bir kurutma elde etmek amacıyla çamaşırları karıştırır.

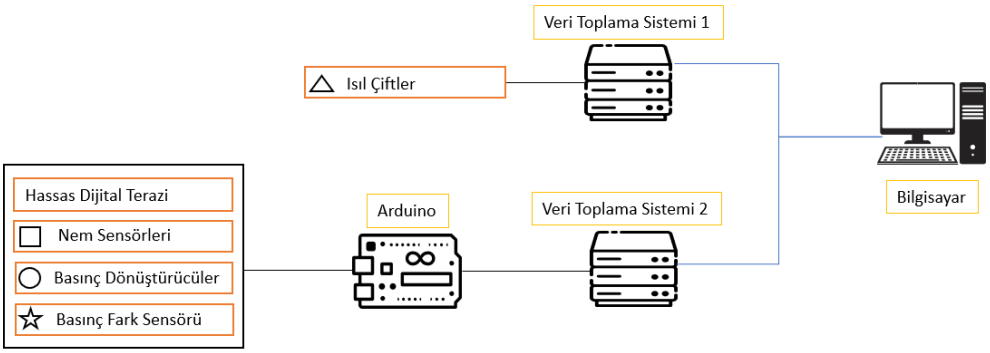
3
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmalar için ev tipi ısı pompalı çamaşır kurutma makinesi üzerinde tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Genellikle ısı pompalı çamaşır makinelerinde motordan çıkan mil tamburu doğrudan tahrik etmektedir ve fanı tahrik eden motordan bir kayış kasnak vasıtası ile tamburun dönmesi sağlanmaktadır. Bu çalışmada tambur devri parametresinin sabit tutulması amacıyla fanı ve tambur farklı motorlar tarafından tahrik edilmiştir. Deney düzeneği şeması Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Deney düzeneği şeması

Bu çalışma kapsamında hazırlanan deney düzeneği, ısı pompalı çamaşır kurutma makinesinde 1500 rpm, 1800 rpm, 2100 rpm kompresör devri; 2300 rpm, 2400 rpm ve 2500 rpm fan motoru devri ve %50, %55, %60 elektronik genleşme vanası açıklıklarında sistem elemanları parametrelerinin yoğuşma performansında üzerindeki etkisini incelemek amacıyla kullanılmıştır. Tartı, nem sensörleri, basınç fark sensörü ve basınç fark sensörü ile okunan veriler Arduino kart ile veri toplama sistemine (VTS) bağlanmıştır. Isıl çiftler üzerinden toplanan veriler ikinci bir VTS'ye bağlanmıştır. Sensörlerin VTS bağlantılarının şematik gösterimi Şekil 3.2'de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.2 Sensörler ve veri toplama sistemi bağlantılarının şematik gösterimi

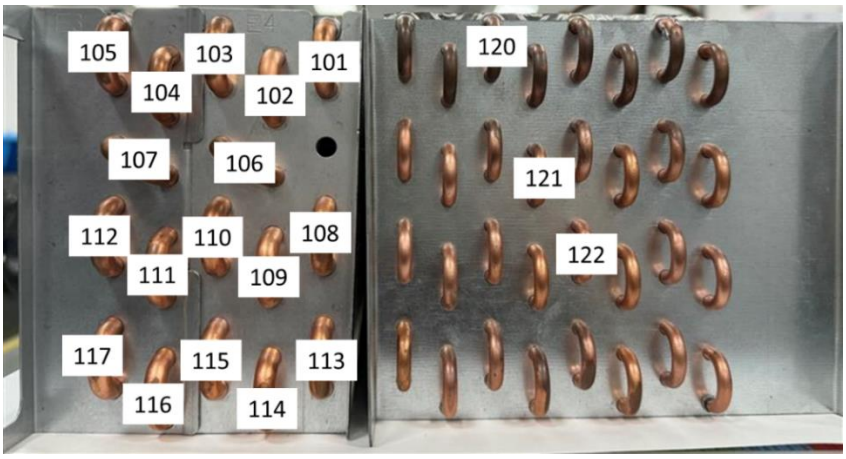
Kurutma prosesi sırasında eş zamanlı olarak VTS sistemleri üzerinden toplanmıştır.

3.1 Deney Düzeneğinde Kullanılan Ekipmanlar ve Konumları

Bu çalışmada evaporatör ve kondenser sistem elemanı olarak kanatlı borulu ısı değiştirici, kompresör olarak dönel tip invertör kompresör ve kısılma elemanı olarak elektronik genleşme vanası kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak R290 gazı kullanılmıştır.

3.1.1 Sıcaklık Ölçüm Sensörü

Deney düzeneğinde ısı pompası sisteminin çalışma noktalarını belirlemek ve proses havasının sıcaklık değişimlerini takip etmek amacıyla T tipi ısıl çiftler konumlandırılmıştır. Isı pompası sistemine yerleştirilen ısıl çiftlerin konumları Tablo 3.1'de yer almaktadır.



Şekil 3.3 Isı değiştiriciler üzerindeki ısıl çift konumları

Tablo 3.1 Isı pompası sistemine yerleştirilen ısıl çiftlerin konumları

Isıl Çift Numarası	Isıl Çift Konumu
101	Evaporatör 1.Pas
102	Evaporatör 2.Pas
103	Evaporatör 3.Pas
104	Evaporatör 4.Pas
105	Evaporatör 5.Pas
106	Evaporatör 6.Pas
107	Evaporatör 7.Pas
108	Evaporatör 8.Pas
109	Evaporatör 9.Pas
110	Evaporatör 10.Pas
111	Evaporatör 11.Pas
112	Evaporatör 12.Pas
113	Evaporatör 13.Pas
114	Evaporatör 14.Pas
115	Evaporatör 15.Pas
116	Evaporatör 16.Pas
117	Evaporatör 17.Pas
118	Evaporatör Giriş
119	Evaporatör Çıkış
120	Kondenser 9.Pas
121	Kondenser 15.Pas
122	Kondenser 20.Pas
123	Kondenser Giriş
124	Kondenser Çıkış
125	Kompresör Yüzey

Proses havasının sıcaklık değişimlerini takip etmek amacıyla yerleştirilen ısıl çiftlerin konumları ise Tablo 3.2'de yer almaktadır.

Tablo 3.2 Proses havası geçişi üzerine yerleştirilen ısıl çiftlerin konumları

Isıl Çift Numarası	Proses Havası
126	Tambur Giriş
127	Evaporatör Giriş
128	Evaporatör Çıkış
129	Kondenser Çıkış

3.1.2 Bağıl Nem Sensörü

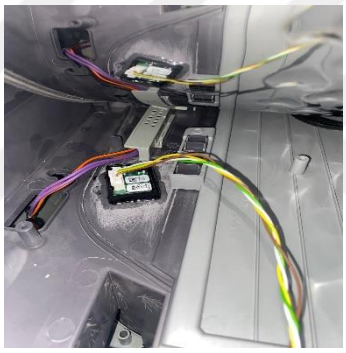
Proses havasının bağıl nemini ölçmek amacıyla anlık bağıl nem değerlerini ölçebilen analog çıkışlı Sensirion SHT-31 nem sensörleri kullanılmıştır.

3.1.3 Basınç Dönüştürücüleri

Isı pompası sisteminin emme ve basma hattındaki basınç değerlerinin belirlenmesi amacıyla ısı pompası sisteminde kompresör basma ve dönüş borularına birer adet Baumer ED701 basınç dönüştürücüleri bağlanmıştır. Kullanılan sensörlerin ölçüm hassasiyeti %0,4'tür.

3.1.4 Basınç Fark Sensörü

Proses havasının debisini belirlemek amacıyla sisteme Sensirion SDP31 basınç farkı sensörü kullanılmıştır.



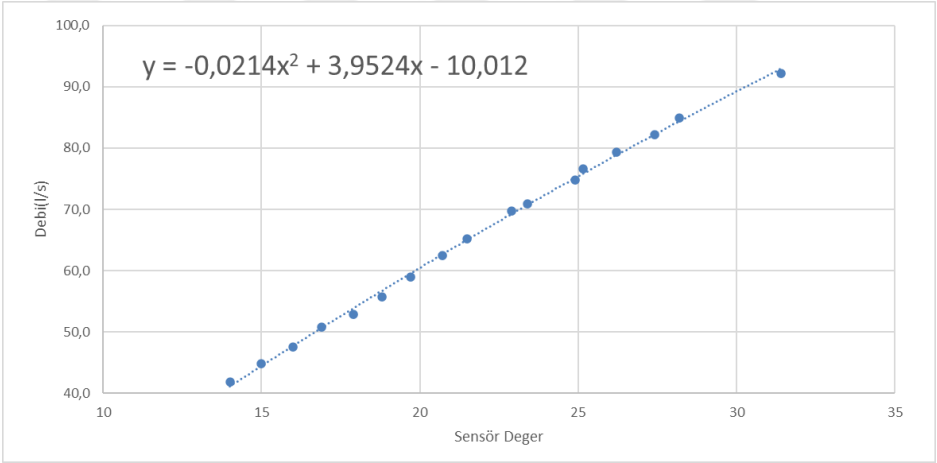
Şekil 3.4 Basınç Fark Sensörü

Sensör makine üzerine monte edildikten sonra veri toplaması için programlanmış bir Arduino kart ile Arçelik Merkez Ar-Ge Akışkanlar Dinamiği laboratuvarında rüzgâr tüneline bağlanarak kalibre edilmiştir.



Şekil 3.5 Rüzgar tüneli kalibrasyonu

Kalibrasyon testinde 1800 rpm'den 3400 rpm'e kadar 100 rpm motor devri arttırılarak debi ve sensör değerleri kaydedilmiştir. Bu testler sonucunda Şekil 3.6'deki denklem ve sonuçlara uyan eğri oluşturulmuştur.



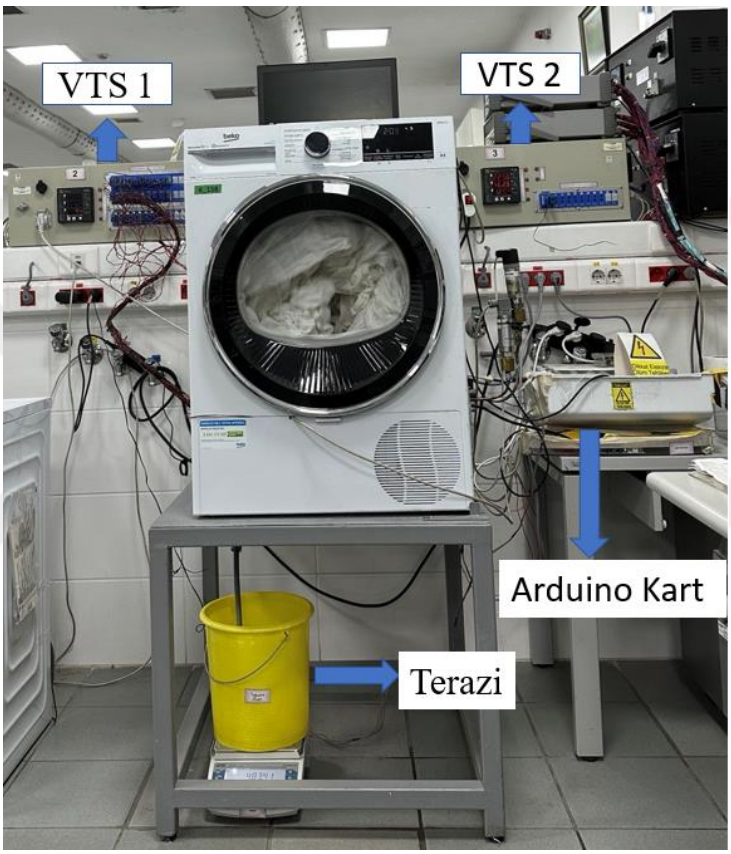
Şekil 3.6 Sensörün kalibrasyon denklemi ve eğrisi

3.1.5 Tartı

Makinenin yoğuşturduğu suyun su tankına pompalanmadan önce şasinin arkasında bulunan içerisinde bir su pompasının da bulunduğu bölmede toplanmaktadır. Deney düzeneğinde yoğuşan su miktarın anlık olarak takip edilmesi amacıyla pompa yuvadan çıkarılarak, yuvanın altı delinmiştir. Bu delinen bölgeye bir hortum bağlanması vasıtasıyla su bir hassas terazi üzerinde bulunan kovaya yönlendirilmiştir. Radwag PS 6100 hassas terazi veri toplama ile görevli Arduino karta bağlanmıştır. Kullanılan tartının ölçüm hassasiyeti ±0,01 g'dır.

3.1.6 Veri Toplama Sistemi

Isıl çiftler, tambura döndüren motor ve fanı tahrik eden motorun güç bağlantıları Arçelik tarafından kurulan veri toplama sistemine bağlanmıştır. Bağıl nem sensörleri, basınç fark sensörü, tartı ve basınç dönüştürücüleri veri toplaması için programlanmış Arduino karta bağlanmıştır. Arçelik veri toplama sistemi ile Arduino arasında bağlantı kurularak haberleşmesi sağlanmıştır. Böylece veriler aynı anda iki Arçelik veri toplama sistemi ile toplanmıştır.



Şekil 3.7 Deney Düzeneği

3.2 Belirsizlik Analizi

Bu tez çalışmasında yoğuşma hızının hesaplanmasında bağıl nem sensörleri, sıcaklık sensörleri ve hava debisi değerleri kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan sensörlerin ölçüm belirsizlikleri (hassasiyetleri) Tablo 3.3'de gösterilmiştir.

Tablo 3.3 Tez çalışmasında kullanılan sensörlerin ölçüm belirsizlikleri

Sensör Tipi	Ölçüm Belirsizliği
Nem Sensörleri	2%
Isıl Çiftler	± 0,3
Hava Debisi	±0, 1lt/s

Yoğuşma hızının belirlenmesi için literatürde Kline ve McClintock [24] tarafından oluşturulan yöntem kullanılmıştır. Bu yöntemde hesaplamalar ile elde edilen büyüklüğün belirsizlik değeri M, deneysel olarak elde edilen n adet bağımsız değişken x_1, x_2….x_n olmak üzere,

$$M = M(x_1, x_1 \ldots . xn) \tag{3.1}$$

şeklinde yazılabilir. Bağımsız değişkenlere ait hata oranları w_1,w_2 …. w_n ve M büyüklüğünün hata oranı ise w_m olarak gösterilmektedir. Bu durumda belirsizlik analizi yöntemine göre w_m,

$$w_m = \pm\left[\left(\frac{\partial M}{\partial x_1}w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial M}{\partial x_2}w_2\right)^2 + .. + \left(\frac{\partial M}{\partial x_n}w_n\right)^2\right]^{1/2} \tag{3.2}$$

şeklinde ifade edilmektedir. Yoğuşma hızı ($\dot{m}_{ys}$) bağımsız değişkenler evaporatörün girişine ve çıkışına yerleştirilen nem ve sıcaklık sensörleri ile hava debisi değerleri oluşturmaktadır. Yoğuşma hızı için belirsizlik,

$$w_1 = f(\varphi_1, T_1) \tag{3.3}$$

$$w_2 = f(\varphi_2, T_2) \tag{3.4}$$

$$\dot{m}_a = f(\dot{V}, \rho) \tag{3.5}$$

$$\Delta w = f(w_1, w_2) = w_1 - w_2 \tag{3.6}$$

$$\dot{m}_{ys} = f(\Delta w, \dot{m}_a) \tag{3.7}$$

$$w_{\dot{m}_{ys}} = \pm\left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{ys}}{\partial \Delta\omega}w_{\Delta w}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_{ys}}{\partial x_{\dot{m}_a}}\dot{m}_a\right)^2\right]^{1/2} \tag{3.8}$$

şeklinde ifade edilir. Denklem çözümlendiğinde yoğuşma hızı için tespit edilen hata oranı %9,33 olmaktadır.

3.3 Deney Prosedürü

Deneylerde yükler EN 61121:2012 standardında %100 pamuklu yükler için belirtilen içeriğe göre hazırlanmıştır. Deney prosedürü olarak testlerde EN 61121:2012 standardının belirttiği prosedür takip edilerek çamaşırlar, kurutma makinesi ve makinenin bulunduğu laboratuvar şartlandırılmıştır. Bu çalışma Arçelik Merkez Ar-Ge Tekstil ve Temizleme Teknolojileri Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Testlerin gerçekleştirildiği laboratuvar koşulları Tablo 3.4'de belirtildiği gibidir.

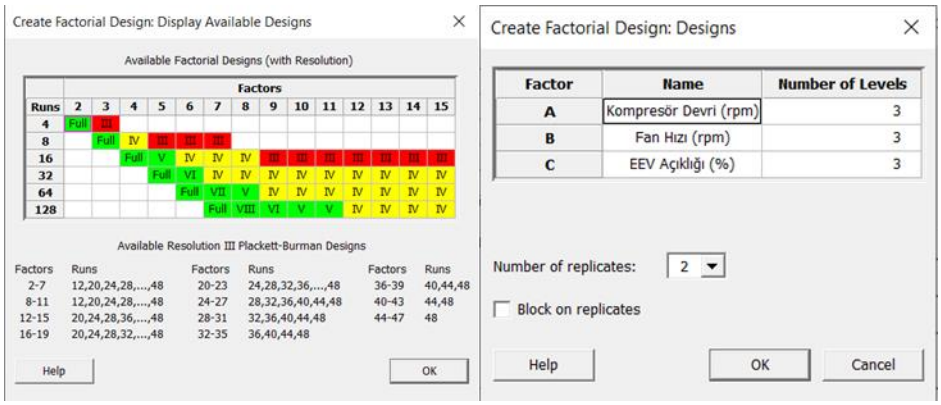
Tablo 3.4 Laboratuvar koşulları

Değişken	**Değer Aralığı**
Sıcaklık	23±2 °C
Bağıl Nem	%55 ±5
Şebeke Gerilimi	230±2 V

Tüm deneylerde standarda uygun olarak yükler çamaşır makinesinde 15 ^{o}C sıcaklıkta şartlandırılmış su ile çalışan çamaşır makinelerinde standardın belirttiği referans deterjan ile yıkanmış ve durulanmıştır. %60 nem içeriğine ulaşana dek sıktırılmıştır. Testlere başlamadan önce ortam koşullarının standartta belirtilen aralıkta olduğuna, sensörlerin ve VTS'nin çalıştığına emin olunduktan sonra deneye başlanmıştır.

3.4 Deney Tasarımının Oluşturulması

Deneysel çalışmalarında deney setini oluşturmak amacıyla istatiksel veri analiz yazılımı olan MINITAB programının 21.1 sürümünün deney tasarımı (design of experiment) aracından faydalanılmıştır. Deney tasarımı bir süreci etkileyen girdiler ile o sürecin çıktısı arasındaki ilişkiyi belirlemekte kullanılan yöntemdir.



Şekil 3.8 MINITAB programı ile deney planının oluşturulması

Faktöriyel dizayn alanından 3 farklı kompresör devri(rpm), fan hızı(rpm), EEV açıklığı (%) ve iki farklı kapasite için toplamda 2 tekrarlı olacak şekilde 54 deney yapılması gerektiği hesaplanmıştır.

3.5 Nem Alma Performansının Teorik Analizi

Ev tipi ısı pompalı kurutma makinesinin evaporatöründe yoğuşan su miktarının ve yoğuşma hızının hesaplanması için tezin Soğutma ile Nem Alma bölümünde su için kütle dengesi formülü kullanılmıştır. Zamana bağlı toplanan sensör verileri, Python programlama dili ve Pandas kütüphanesi kullanılarak her deney için zaman düzleminde birleştirilmiştir. Bu sensör verilerinden Coolprop[25] kütüphanesi yardımıyla evaporatör giriş ve çıkışındaki mutlak nem değerleri ve kuru hava kütlesel debi değerleri her saniye için elde edilmiştir. Denklem (2.11 kullanılarak yoğuşma hızları hesaplanmıştır ve her bir dakika için ortalaması alınarak yoğuşma hızı grafikleri elde edilmiştir. Elde edilen yoğuşma hızları ve zaman değerleri referans değere bölünerek normalize edilmiştir.

Farklı sistem elemanları parametrelerinin belirli bir zaman dilimi içerisinde yoğuşma performansına etkisi incelendiğinden, kompresör kapasiteleri ve soğutucu akışkan debisi değişmektedir.

Kompresör belirli evaporasyon, kondenzasyon sıcaklıklarında ve çalışmada kullanılan kompresör devirlerinde kalorimetre testine alınmıştır. MINITAB programının 21.1 sürümü yardımıyla evaporasyon sıcaklığı, kondenzasyon sıcaklığı ve kompresör frekansı girdileri ile sistemdeki soğutucu akışkan miktarını hesaplayan bir çok değişkenli regresyon modeli ile denklem türetilmiştir.

$$\dot{m_{sa}} = x_1 + x_2 f_k + x_3 T_e + x_4 f_k * f_k + x_5 T_e * T_e + x_6 f_k * T_k + x_7 f_k * T_e + x_8 T_k * T_e \quad (3.9)$$

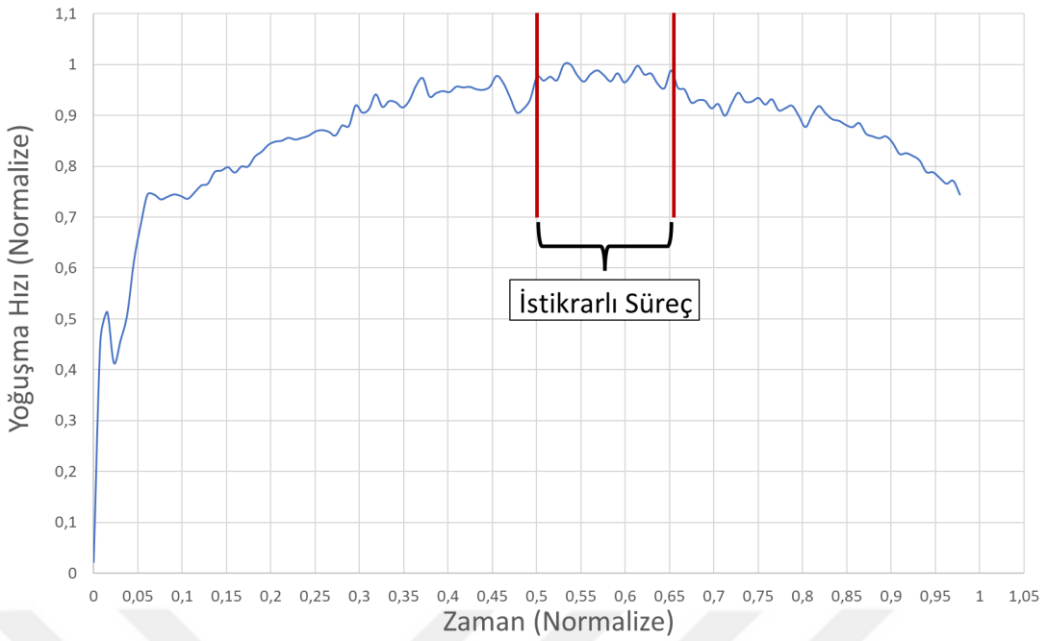
Türetilen denklem (3.10'a ait katsayılar Tablo 3.5'de paylaşılmıştır.

Tablo 3.5 Regresyon modeline ait katsayılar

Katsayı	Değer
x1	0,961
x2	0,03809
x3	-0,06157
x4	0,000241
x5	0,001452
x6	-0,00019
x7	0,004299
x8	-0,000299

3.6 Nem Alma Hızlarının Deneysel Olarak İncelenmesi

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ısı pompalı çamaşır kurutma makinesi sistem elemanları parametrelerinin değişimine bağlı oluşan sıcaklık, bağıl nem ve yoğuşma hızı değerleri gözlemlendiğinde zaman en aktif yoğuşmanın istikrarlı süreç olarak adlandırılan bölgede gerçekleştiği kabul edilmiştir. Bu sürecin zaman düzleminde 0,5 ile 0,65 arasında yer alan zaman aralığında gerçekleştiği kabul edilmektedir, zamana bağlı yoğuşma hızının değişimi grafiği üzerindeki yeri Şekil 3.9'de gösterilmiştir.



Şekil 3.9 Yoğuşma hızının zamana bağlı değişimi

Isı pompalı çamaşır kurutma makinelerinde üç ayrı yoğuşma süreci bulunmaktadır. Bunlardan ilki tambur içerisindeki çamaşırların ısındığı ve ısı pompası sistem sıcaklıklarının yükseldiği ısınma sürecidir. Çamaşırlar üzerinden nem alma olayının çamaşırların yüzeyinden proses havasına doğru gerçekleştiği bu süreçte nem alma hızları doğrusal olarak artış göstermektedir. İkinci süreç ise istikralı süreçtir bu süreçte sistem sıcaklıkları neredeyse aynı kalmaktadır. Yoğuşma hızları kurutma süreci içerisinde en yüksek değerine bu süreçte ulaşmaktadır. Üçüncü süreçte ise yoğuşma hızlarının azalmakta olduğu süreçtir, bu süreçte nem alma olayı çamaşırın iç yüzeylerinde meydana gelmektedir. Bu süreçte yoğuşma hızları neredeyse doğrusal olarak düşmektedir.

$$\text{Yoğuşma Performansı} = \frac{\text{İstikrarlı Süreçte Yoğuşan Su Miktarı (gr)}}{\textit{İstikrarli süreçte geçen süre}(sn)} \tag{3.10}$$

İstikrarlı süreç içerisindeki yoğuşma hızlarının ortalaması yoğuşma performansı olarak adlandırılmıştır. Denklem (3.10 ile yoğuşma performansı değerleri hesaplanmıştır. Yoğuşma performansı istikrarlı süreçte gerçekleşen ortalama yoğuşma hızı değerini temsil etmektedir.

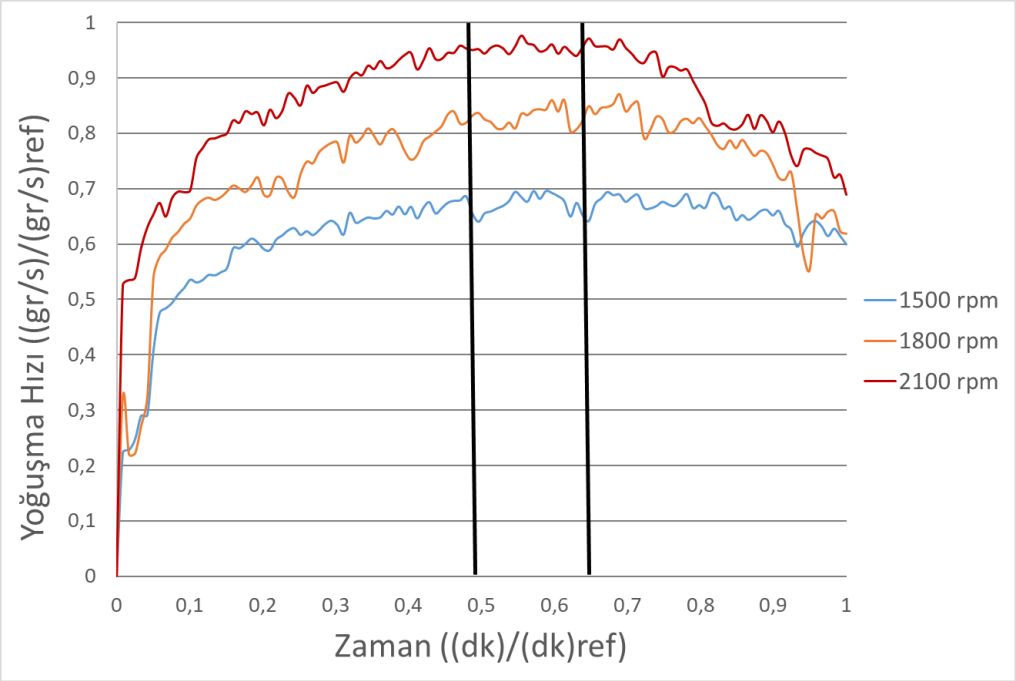
İstikrarlı süreç içerisinde elde edilen yoğuşma performansının, istikrarlı süreç içerisinde tamburu tahrik eden motorun çektiği güç, fanı tahrik eden motorun çektiği güç ve ısı pompası sisteminde soğutucu akışkanı sıkıştırmakla görevli

kompresörün çektiği güç değerlerinin ortalamasına bölünerek istikrarlı için ortalama spesifik nem alma hızı elde edilmiştir.

3.7 Deneysel Bulgular

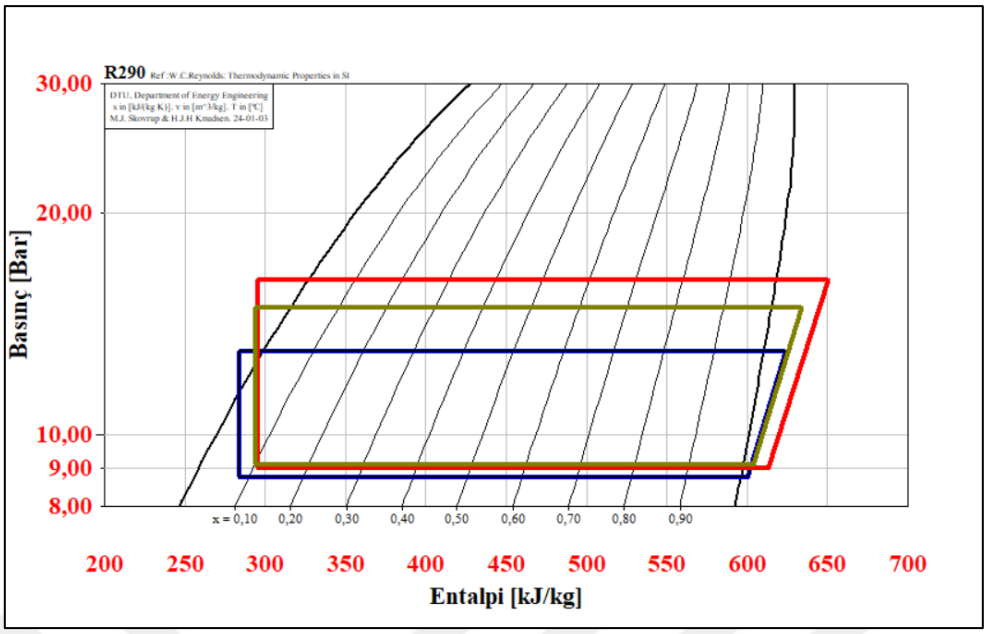
3.7.1 Kompresör Devrinin Yoğuşma Hızına Etkisi

Kompresör devri hariç tüm parametreler sabit tutularak kompresör devrinin yoğuşma hızına etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmalar 1500 rpm, 1800 rpm ve 2100 rpm kompresör devirlerinde yürütülmüştür.



Şekil 3.10 Kompresör devri değişiminin yoğuşma hızına etkisi fan devri: 2500 rpm EEV açıklığı: %60

Kompresör devirleri artırılarak sistem 2500 rpm fan devri %60 EEV açıklığında testler gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda elde edilen ve Şekil 3.10'daki yoğuşma hızlarının zamana bağlı değişimi incelendiğinde, yoğuşma hızlarının kompresör devrinin artması ile arttığı gözlemlenmiştir.



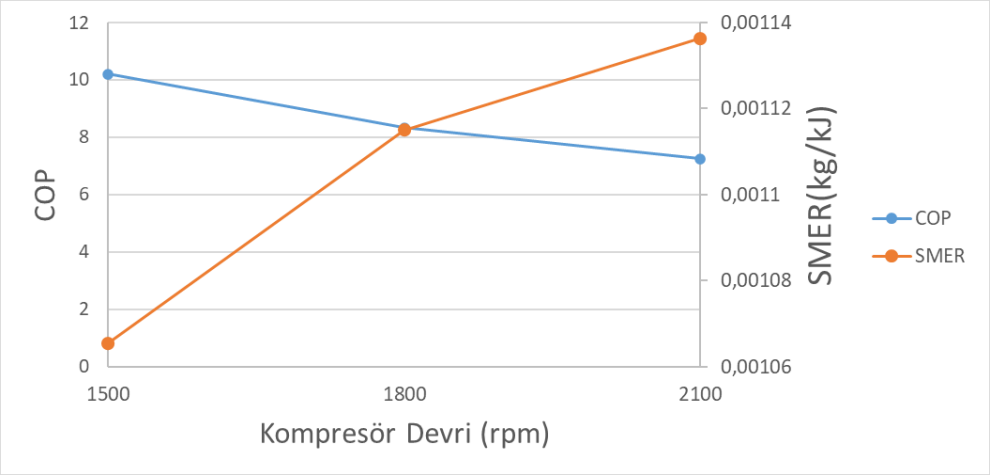
Şekil 3.11 Fan devri: 2500 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı kompresör devirleri için soğutma çevrimleri

İstikrarlı süreçteki sistem basınçları ve sıcaklıkları esas alınarak çevrimlerin çizdirilen basınç-entalpi grafiği Şekil 3.11'de paylaşılmıştır. Kompresör devrinin artışı ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinde artış gözlemlenmiştir, sistemdeki soğutucu akışkan debisinin artışı ile aynı EVV açıklığında soğutucu akışkan kondenserde akümüle olmuş kondenser basınçlarında gözle görülür artış yaşanmıştır. Sistemdeki soğutucu akışkan debisi artışı ile kısılma vanasındaki basınç düşüşü artmış, emme ve basma basınçları arasındaki basınç farkları da artmıştır. Kompresör her bir kompresör devri artışıyla kompresörün güç tüketimi arttığından ve COP değerleri düşmüştür.

Tablo 3.6 Fan devri: 2500 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı kompresör devirleri için istikrarlı süreç sistem sıcaklıkları

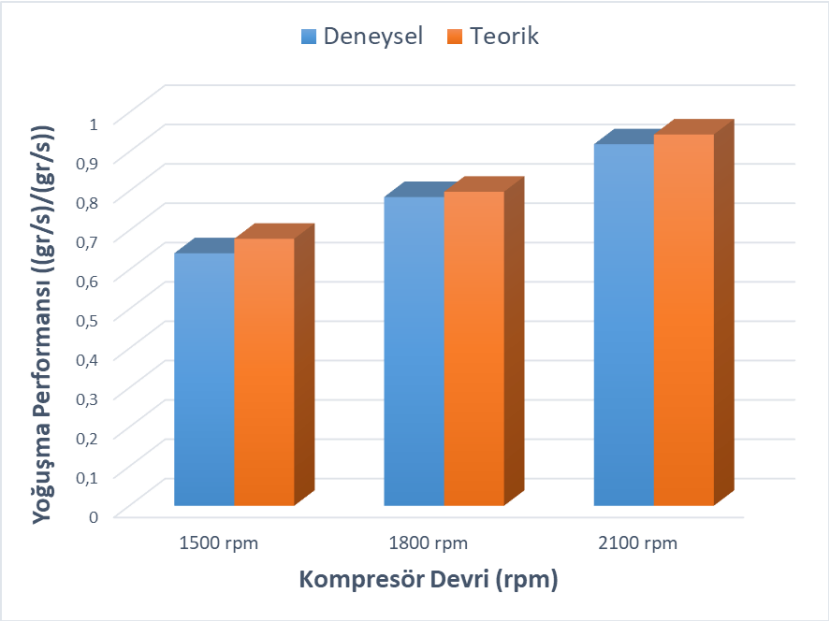
Parametreler	Kompresör Devri (rpm)		
	1500	1800	2100
Evaporatör giriş havası sıcaklığı (^{o}C)	28,70	31,79	33,38
Evaporatör giriş havanın bağıl nemi (%)	84,74	81,42	79,32
Evaporasyon sıcaklığı (^{o}C)	21,99	23,42	23,07
Kondenser giriş havası sıcaklığı (^{o}C)	23,37	25,24	26,15
Kondenzasyon sıcaklığı (^{o}C)	37,78	43,76	47,59
Tambur giriş havası sıcaklığı (^{o}C)	38,69	44,49	48,93

Artan soğutucu akışkan debileri ve kondenzasyon sıcaklıkları, kondenser kapasitelerini arttırmıştır. Böylece tambur giriş sıcaklıkları artan kompresör devri ile artış göstermiştir. Evaporatör girişinde bağıl nem değerlerinin benzer seviyelerde kaldığı ve sıcaklık değerlerinin artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Evaporatör girişinde sıcaklıkların daha yüksek olması kuru havanın doyma basıncının arttığı, dolayısıyla evaporatör girişinde özgül nem ve kısmi buhar basınçlarının arttığını göstermektedir.



Şekil 3.12 Fan devri: 2500 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde kompresör devri değişimi ile COP ve SMER değerleri

Artan kompresör devriyle tambur içerisindeki çamaşırların yüzeyinden buharlaşan su miktarı artmış ve evaporatör girişindeki kuru havanın taşıdığı su buharı basıncının artmasıyla evaporatörde gerçekleşen yoğuşma hızlarını da arttırdığı gözlemlenmiştir. Ev tipi ısı pompalı kurutma makinelerinde istikrarlı süreç için spesifik nem alma hızı (SMER) değerleri hesaplanırken kompresör gücünün yanı sıra çamaşırların karıştırılması için tamburu hareketlendiren motorun ve fanı tahrik eden motorun enerjileri de dikkate alınmaktadır. Şekil 3.12'de 2500 rpm fan devri % 60 EEV açıklığında kompresör devri değişimi ile COP ve SMER değerlerinin değişimi paylaşılmıştır. Artan kompresör gücüyle yoğuşma hızlarında yaşanan artış ile istikrarlı süreç içerisinde tamburu hareketlendiren motorun çektiği güçteki düşüş kompresör gücündeki artışın önüne geçmiş ve SMER değerinde artış gözlemlenmiştir.

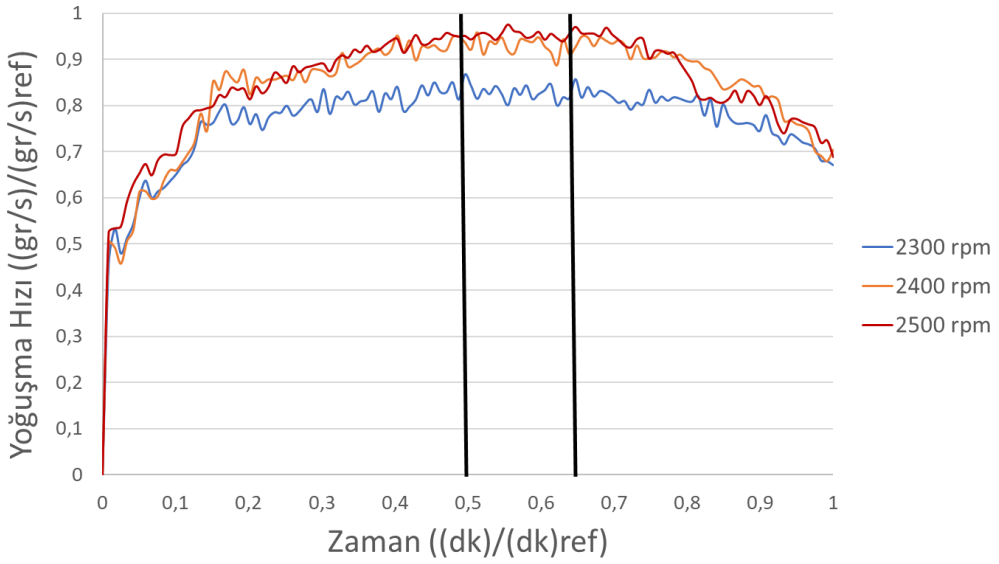


Şekil 3.13 Farklı kompresör devrilerinde ölçülen ve teorik olarak hesaplanan yoğuşma performansı

Yoğuşma performansında kompresör devri 1500 rpm'den 1800 rpm'e çıkarılmasıyla %22,2, 2100 rpm'e çıkarılmasıyla %40,8, artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Teorik hesaplar sonucunda elde edilen sonuçlar deneysel olarak elde edilen sonuçlar ile kıyaslandığında, hesaplanan yoğuşma performansı değerlerinin ortalama % 3,68 ila %1,33 arasında sapma göstermiştir. Bu durum deneysel olarak elde edilen sonuçların teorik hesaplar ile doğrulandığını göstermektedir.

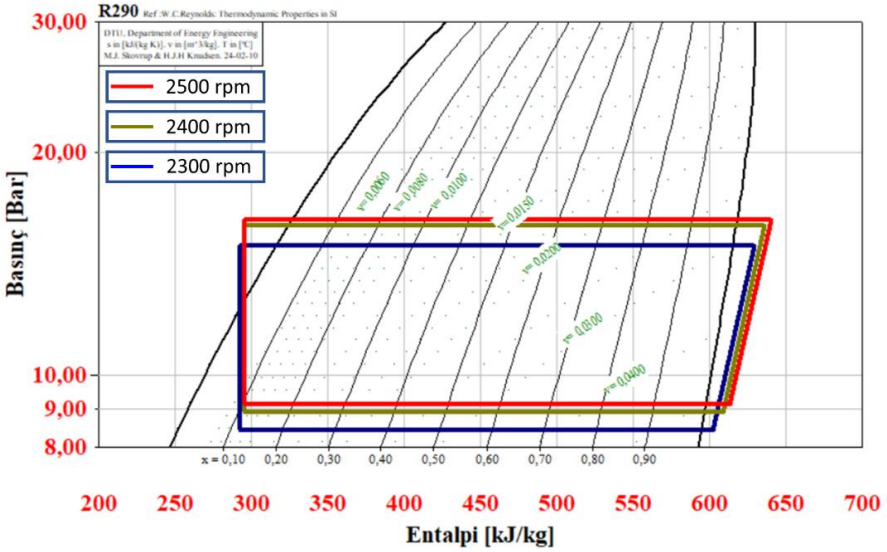
3.7.2 Fan Devrinin Yoğuşma Hızına Etkisi

Fan devri hariç tüm parametreler sabit tutularak kompresör devrinin yoğuşma hızına etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmalar 2300 rpm, 2400 rpm ve 2500 rpm kompresör devirlerinde yürütülmüştür.



Şekil 3.14 Fan devri değişiminin yoğuşma hızına etkisi kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60

Şekil 3.14'deki grafik incelendiğinde, fan devrinin artışı ile sistemdeki hava debileri de artış göstermiştir. Hava debilerinin artması birim zamanda evaporatördeki yoğuşma hızlarını da beraberinde arttığı gözlemlenmiştir.



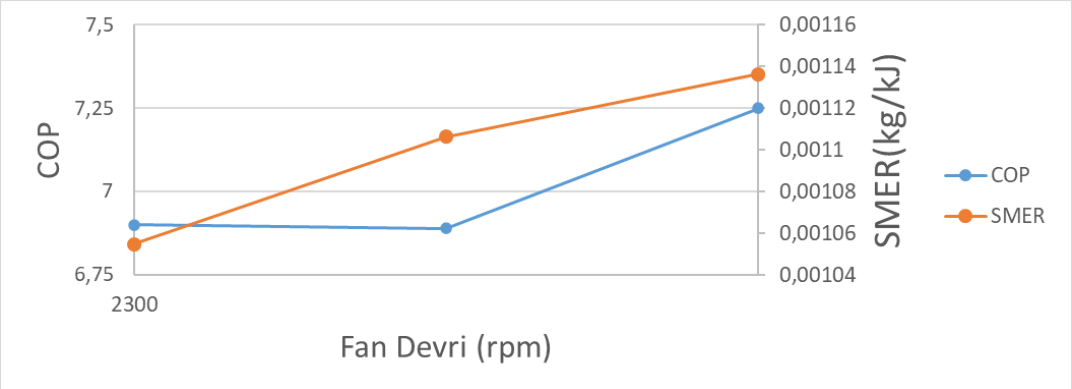
Şekil 3.15 Kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı fan devirleri için soğutma çevrimleri

İstikrarlı süreçteki sistem basınçları ve sıcaklıkları esas alınarak çevrimlerin çizdirilen basınç-entalpi grafiği Şekil 3.15'de paylaşılmıştır. Hava debilerindeki artış ile sistemin istikrarlı süreçte ulaştığı evaporasyon ve kondenzasyon basınçları da daha yüksek seyretmiştir.

Tablo 3.7 Kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı fan devirlerinde istikrarlı süreç sistem sıcaklıkları

Parametreler	Fan Devri (rpm)		
	2300	2400	2500
Evaporatör giriş havası sıcaklığı (^{o}C)	30,01	32,19	33,38
Evaporatör giriş havanın bağıl nemi (%)	79,49	80,48	79,32
Evaporasyon sıcaklığı (^{o}C)	20,53	22,60	23,07
Kondenser giriş havası sıcaklığı (^{o}C)	21,87	24,52	26,15
Kondenzasyon sıcaklığı (^{o}C)	43,99	46,70	47,59
Tambur giriş havası sıcaklığı (^{o}C)	44,86	47,52	48,93

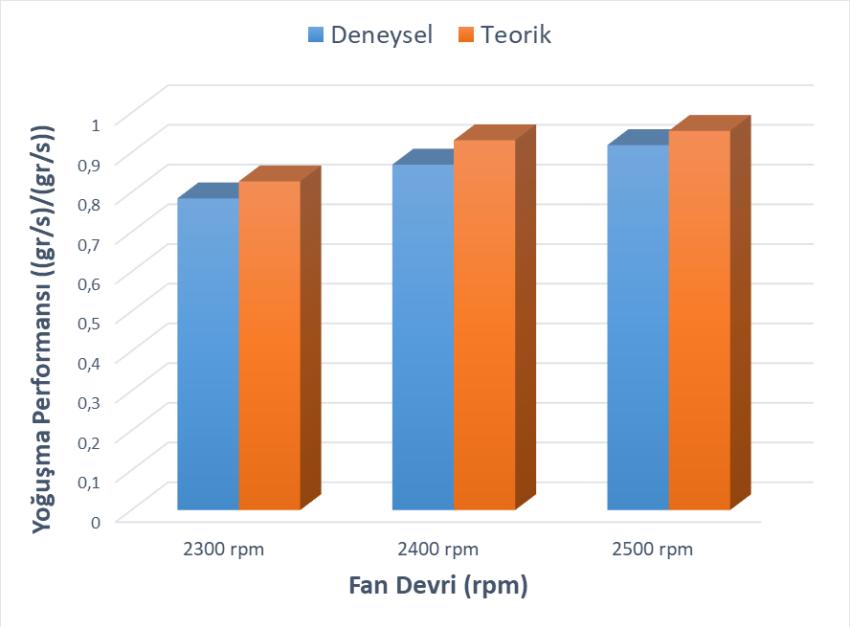
Kondenzasyon basıncının artmasıyla tambur girişindeki sıcaklık değerlerinin fan devri ile beraber daha yüksek seyretmesine neden olmuş ve çamaşırları terk edip evaporatör girişine ulaşan havanın düşük fan devirlerine kıyasla daha benzer seviyelerde bağıl nem ve daha yüksek sıcaklık değerlerine ulaşmasına sebep olmuştur. Bu durum evaporatör girişinde kısmi buhar basınçlarının düşük fan devirlerine göre daha yüksek seyretmesine neden olmuş ve artan hava debileri ile bu etki birleştiğinde evaporatörde birim zamanda yoğuşan su miktarının artması ile sonuçlanmıştır.



Şekil 3.16 Kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde fan devri değişimi ile COP ve SMER değerleri

2100 rpm kompresör devri ve %60 EEV açıklığında farklı fan devirlerinde yapılan deneylerden elde edilen istikrarlı süreçteki güç ve yoğuşma performansı değerleriyle SMER ve COP değerleri hesaplanarak Şekil 3.16'daki grafik elde edilmiştir. Fan devri artışıyla fanı tahrik eden motorun çektiği güç artmış ve evaporasyon basınçlarındaki artışla kompresör güçlerinde de artış yaşanmıştır, ancak yoğuşma hızlarındaki artış daha baskın gelmiş ve SMER değerlerinde düşüş

yaşanmıştır. Bunun sonucu olarak artan fan debileriyle SMER değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir.



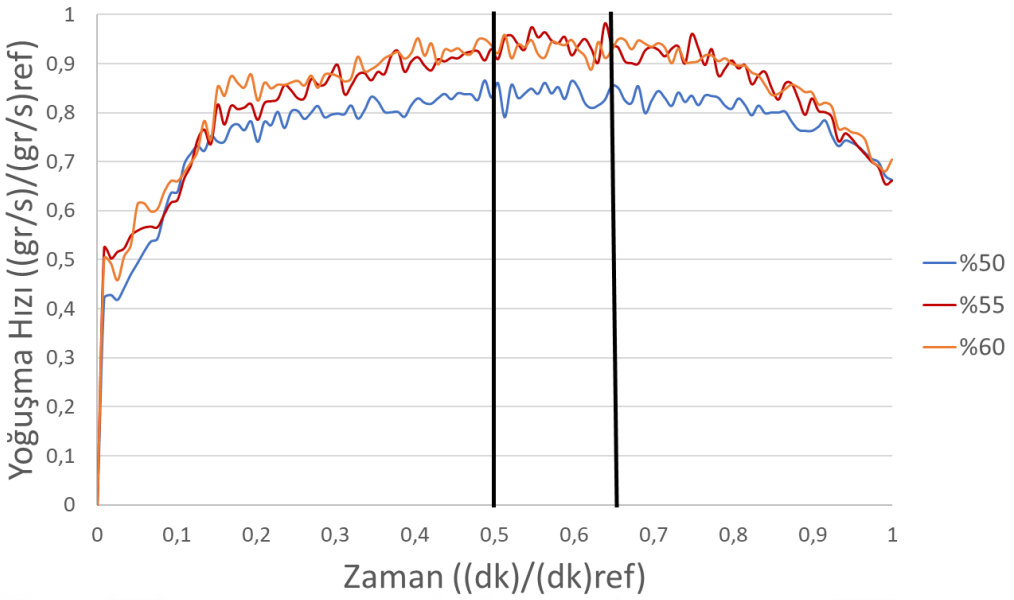
Şekil 3.17 Kompresör devri: 2100 rpm EEV açıklığı: %60 parametrelerinde farklı fan devri ölçülen ve teorik olarak hesaplanan yoğuşma performansı

Zaman bağlı yoğuşma hızı grafiğinden hareketle istikrarlı süreç boyunca üç durum içinde yoğuşma performansı değerleri Şekil 3.17'de gösterildiği gibi elde edilmiştir. Yoğuşma performansında fan devri 2300 rpm'den 2400 rpm'e çıkarılmasıyla %10,8, 2500 rpm'e çıkarılmasıyla %15,9, artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Teorik hesaplar sonucunda elde edilen sonuçlar deneysel olarak elde edilen sonuçlar ile kıyaslandığında, hesaplanan yoğuşma performansı değerlerinin ortalama % 6,89 ila %4,49 arasında sapma göstermiştir. Bu durum deneysel olarak elde edilen sonuçların teorik hesaplar ile doğrulandığını göstermektedir.

3.7.3 EEV Açıklığının Yoğuşma Hızına Etkisi

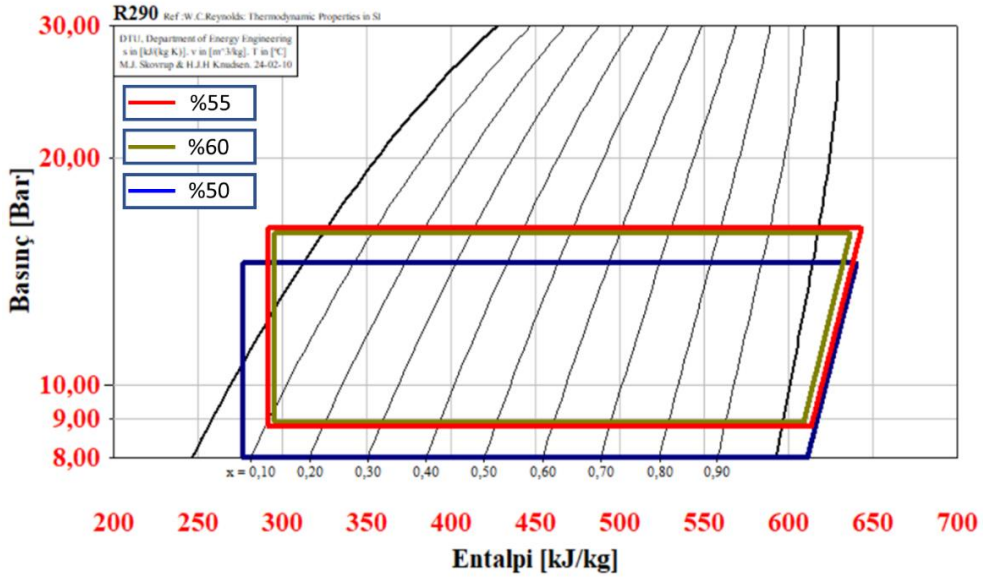
EEV açıklığı hariç tüm parametreler sabit tutularak kompresör devrinin yoğuşma hızına etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmalar %50, %55 ve %60 EEV açıklıklarında yürütülmüştür.

Isı pompası sisteminde %50, %55 ve %50 EEV açıklığında gerçekleştirilen deneylerde elde edilen yoğuşma hızı değişimi Şekil 3.14'de gösterilmiştir.



Şekil 3.18 EEV açıklığı değişiminin yoğuşma hızına etkisi kompresör devri: 2100 rpm fan devri: 2400 rpm

Şekil 3.18'deki zamana bağlı yoğuşma hızları grafiği incelendiğinde; EEV açıklıklarının değişimi ile %50'den %55 EEV açıklığına geçişte yoğuşma hızları artarken, %55'den %60'a geçişte yoğuşma hızlarının istikrarlı bölgede daha düşük seyrettiği gözlemlenmiştir.



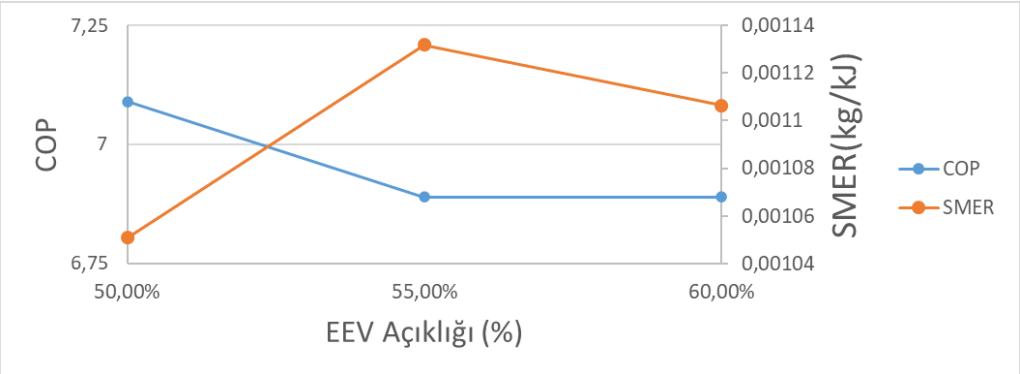
Şekil 3.19 Kompresör devri: 2100 rpm fan devri: 2400 rpm parametrelerinde farklı EEV açıklıkları için soğutma çevrimleri

EEV açıklıklarının %55'ten %50'ye düşürülmesi ile evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarının daha düşük seyrettiği, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerleri, evaporasyon ve kondenzasyon basınçları arasındaki farkın arttığı gözlemlenmiştir. Ancak bu kısımda yalnızca basınç-entalpi grafiği üzerinden yorum yapmak yanıltıcı olacaktır. Sistemdeki EEV açıklığının düşürülmesiyle evaporasyon basınçları düşmüş ve evaporasyon ve kondenzasyon basınçları arasındaki fark artırmıştır. Bu durumun sonucunda beraber soğutucu akışkan debisi de düşmüştür ve evaporatördeki entalpi farklarındaki artışın soğutma kapasitesini arttırmadığı gözlemlenmiştir.

Tablo 3.8 Kompresör devri: 2100 rpm fan devri: 2400 rpm parametrelerinde farklı EEV açıklıkları için istikrarlı süreç sistem sıcaklıkları

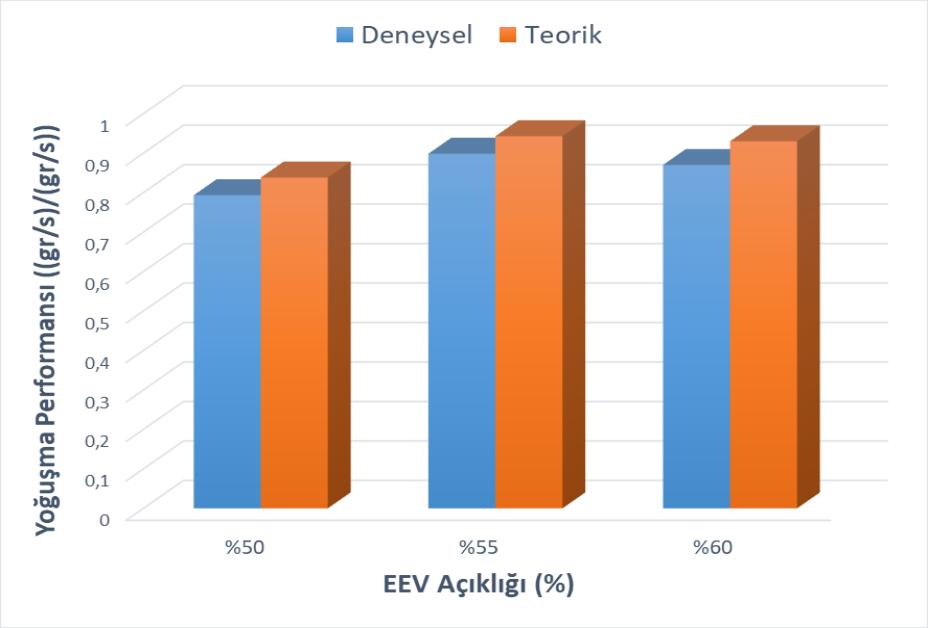
Parametreler	EEV Açıklığı (%)		
	50%	55%	60%
Evaporatör giriş havası sıcaklığı (^{o}C)	29,71	33,13	32,19
Evaporatör giriş havanın bağıl nemi (%)	79,49	80,41	80,48
Evaporasyon sıcaklığı (^{o}C)	18,52	22,12	22,60
Kondenser giriş havası sıcaklığı (^{o}C)	22,62	25,76	24,52
Kondenzasyon sıcaklığı (^{o}C)	42,59	47,32	46,70
Tambur giriş havası sıcaklığı (^{o}C)	43,59	48,10	47,52

Kondenzasyon basıncındaki düşüşe bağlı olarak tambur giriş sıcaklıkları ve bağıl nemi, buna bağlı olarak evaporatör girişindeki havanın kısmı buhar basıncı düşmüştür. Evaporasyon sıcaklığı düşmesine rağmen evaporatör girişindeki düşen kısmi buhar basıncının etkisiyle yoğuşma hızları daha düşük seyretmiştir. %55 EEV açıklığından %60 EEV açıklığına çıkıldığında ise evaporasyon ve kondenzasyon basınçlarının birbirine yaklaştığı ve debilerin arttığı gözlemlenmiştir. Kondenzasyon basınçlarının %55 EEV açıklığı koşuluna göre daha düşük seyretmesi yoğuşma hızlarının daha düşük seyretmesine sebep olmuştur. Bir sonraki istatistiksel analiz bölümünde de bahsedileceği üzere %55 EEV açıklığı yoğuşma performansı için optimum açıklık olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 3.20 Kompresör devri: 2100 rpm fan devri: 2400 rpm parametrelerinde EEV açıklığı değişimi ile COP ve SMER değerleri

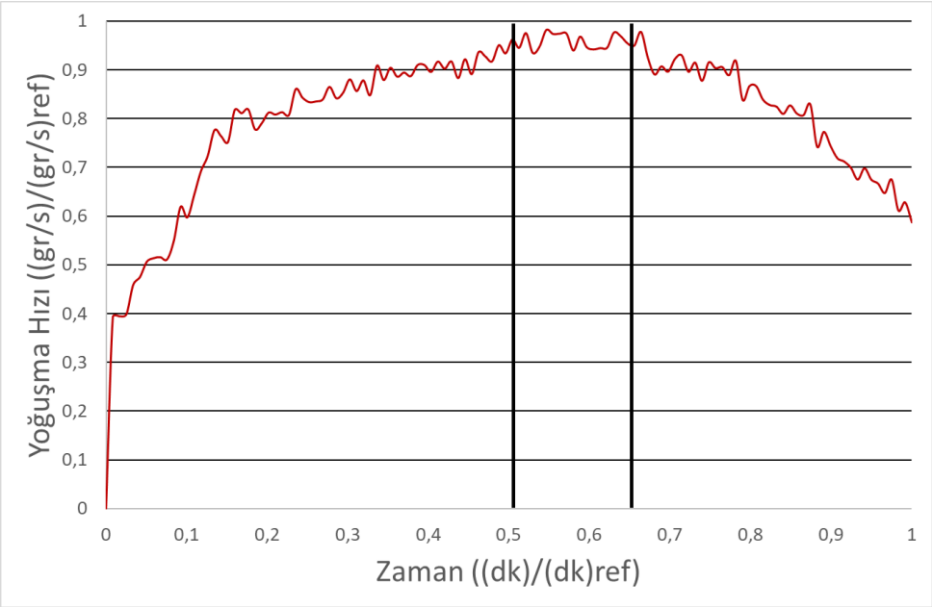
2100 rpm kompresör devri, EEV 2400 rpm fan devri açıklığında farklı EEV açıklıklarında yapılan deneylerden elde edilen istikrarlı süreçteki güç ve yoğuşma performansı değerleriyle SMER ve COP değerleri hesaplanarak Şekil 3.20 'deki grafik elde edilmiştir. İstikrarlı süreçte sistemin evaporasyon basıncının artması ile aynı kompresör devrinde sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi artmış ve kompresör güçleri de artmıştır. Kompresör ve fan devri değeri ile SMER değerlerinin yoğuşma performansı ile arttığı görülmektedir, ancak COP değerleri ile korele bir ilişki göstermediği görülmektedir. Soğutma kapasitelerindeki artışın yoğuşma performansını arttırdığı durumlarda SMER değerinin arttığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak yoğuşma performansının artmasıyla arttığı ancak COP değerleri ile SMER ve MER değerleri arasında bir bağlantı olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.21 Farklı EEV açıklıklarında ölçülen ve teorik olarak hesaplanan yoğuşma performansı

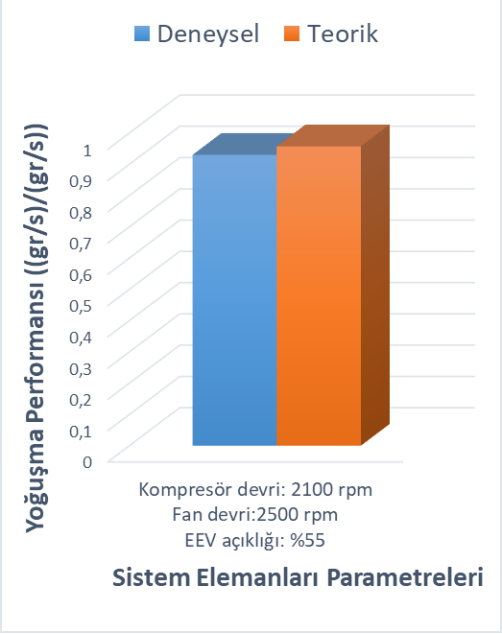
%50'den %55'e arttırılmasıyla %12,65, %60'a arttırılmasıyla %10 mertebesinde artış gözlemlenmiştir. Teorik hesaplar sonucunda elde edilen sonuçlar deneysel olarak elde edilen sonuçlar ile kıyaslandığında, hesaplanan yoğuşma performansı değerlerinin ortalama %6,89 ila %5,02 arasında sapma göstermiştir. Bu durum deneysel olarak elde edilen sonuçların teorik hesaplar ile doğrulandığını göstermektedir.

En yüksek yoğuşma performansına 2100 rpm kompresör devri, 2500 rpm fan devri ve %55 EEV açıklığı değerinde ulaşılmıştır. Sensörlerden elde edilen ölçümler kullanılarak hesaplanan yoğuşma hızına ait grafik Şekil 3.22'de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.22 Kompresör devri: 2100 rpm, Fan devri: 2500 rpm ve EEV açıklığı: %55 parametrelerinde yoğuşma hızı grafiği

Kompresör devri: 2100 rpm, Fan devri: 2500 rpm ve EEV açıklığı: %55 parametrelerinde teorik hesaplar sonucunda elde edilen sonuçlar deneysel olarak elde edilen sonuçlar ile kıyaslandığında, hesaplanan yoğuşma performansı değeri %3,56 sapma göstermiştir. Bu durum deneysel olarak elde edilen sonuçların teorik hesaplar ile doğrulandığını göstermektedir.



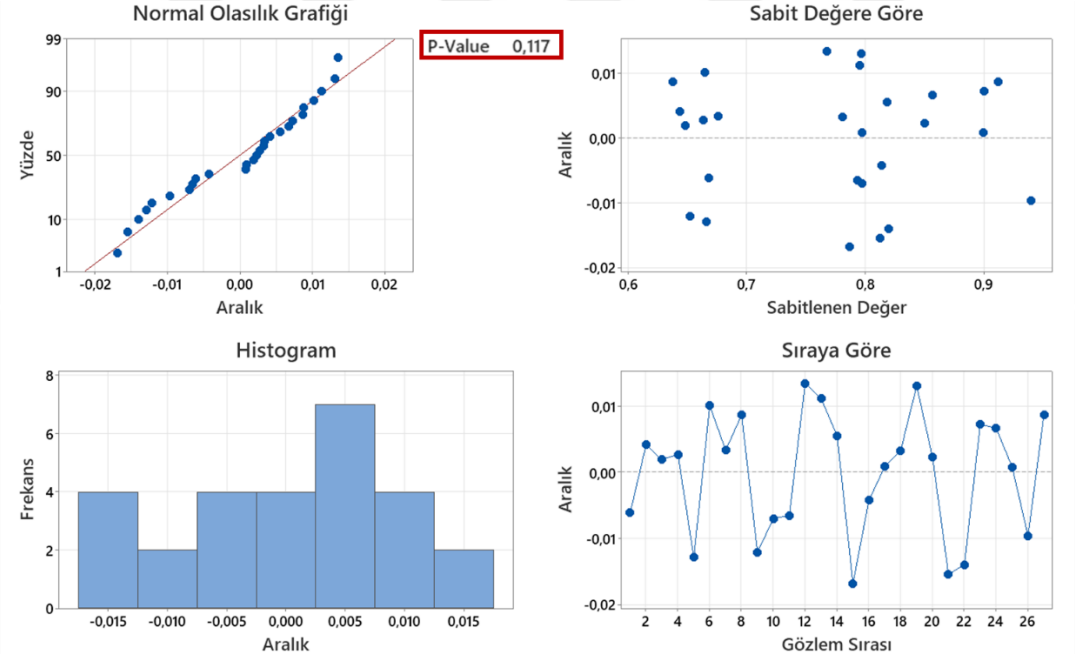
Şekil 3.23 Kompresör devri: 2100 rpm, Fan devri: 2500 rpm ve EEV açıklığı: %55 parametrelerinde ölçülen ve teorik olarak hesaplanan yoğuşma performansı

3.8 İstatistiksel Analiz

İstatistiksel analiz, veri setlerinden anlamlı bilgiler çıkarmak, karmaşık bilgileri özetlemek ve yorumlamak, desenleri ve ilişkileri keşfetmek, belirsizlik altında sağlam hipotezleri test etmek ve bilgiye dayalı kararlar almak için kullanılır. Bu süreç, veri tabanlı bir yaklaşımla geçmiş veriler üzerinden gelecekteki eğilimleri ve olasılıkları tahmin etmek, kalite kontrol süreçlerini iyileştirmek, ürün ve hizmetlerin performansını değerlendirmek ve bilimsel araştırmaların güvenilirliğini sağlamak için temel bir rol oynar.

Bu çalışmada istatiksel analiz için MINITAB programının 21.1 sürümü kullanılmıştır. MINITAB programı kullanıcılara çeşitli istatistiksel analizleri gerçekleştirmek için araçlar sunmaktadır.

Bu çalışmada elde edilen yoğuşma performansı değerleri üzerinde en etkili sistem elemanları parametrelerinin ve en uygun sistem elemanları parametrelerinin istatistiksel olarak açıklanabilmesi için MINITAB GLM (General Lineer Model) aracı kullanılmıştır.



Şekil 3.24 Yoğuşma performansı için oluşturulan modelin artık grafikleri

Şekil 3.24'te yoğuşma performansı üzerinde değişkenlerin etkisini incelemek için oluşturulan modelin artık grafikleri gösterilmektedir. Şekil 3.24'de görüldüğü gibi normal dağılım grafiğinde "P-value" değerinin 0.05 değerinden büyük olması ve

standart artıkların dağılımı homojen olarak görüldüğü için kurulan model istatistiksel olarak anlamlıdır.

Analysis of Variance

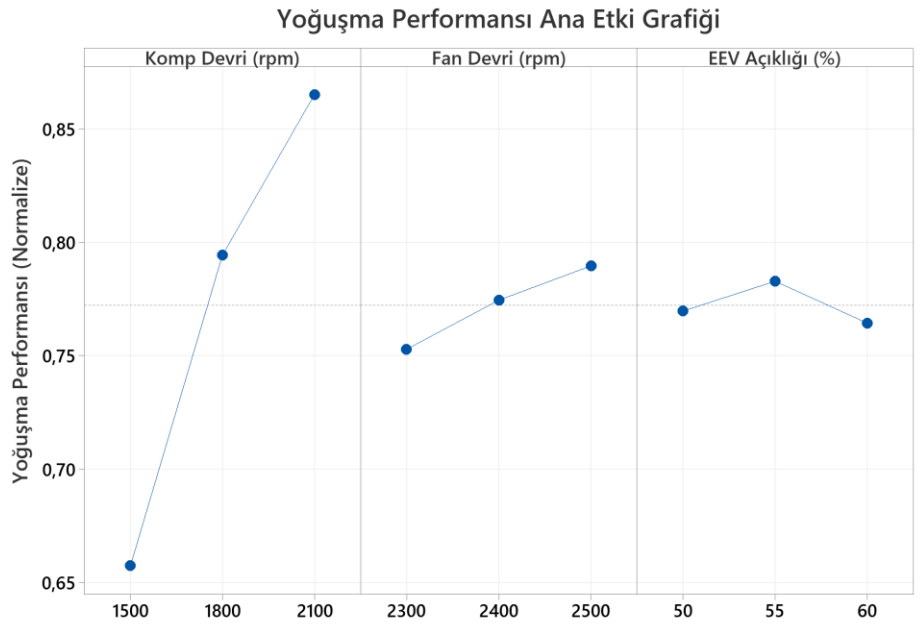
Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Komp Devri (rpm)	2	0,200678	0,100339	366,01	0,000
Fan Devri (rpm)	2	0,006143	0,003071	11,20	0,005
EEV Açıklığı (%)	2	0,001624	0,000812	2,96	0,109
Komp Devri (rpm)*Fan Devri (rpm)	4	0,008798	0,002200	8,02	0,007
Komp Devri (rpm)*EEV Açıklığı (%)	4	0,005381	0,001345	4,91	0,027
Fan Devri (rpm)*EEV Açıklığı (%)	4	0,001334	0,000334	1,22	0,376
Error	8	0,002193	0,000274		
Total	26	0,226151			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,0165572	99,03%	96,85%	88,95%

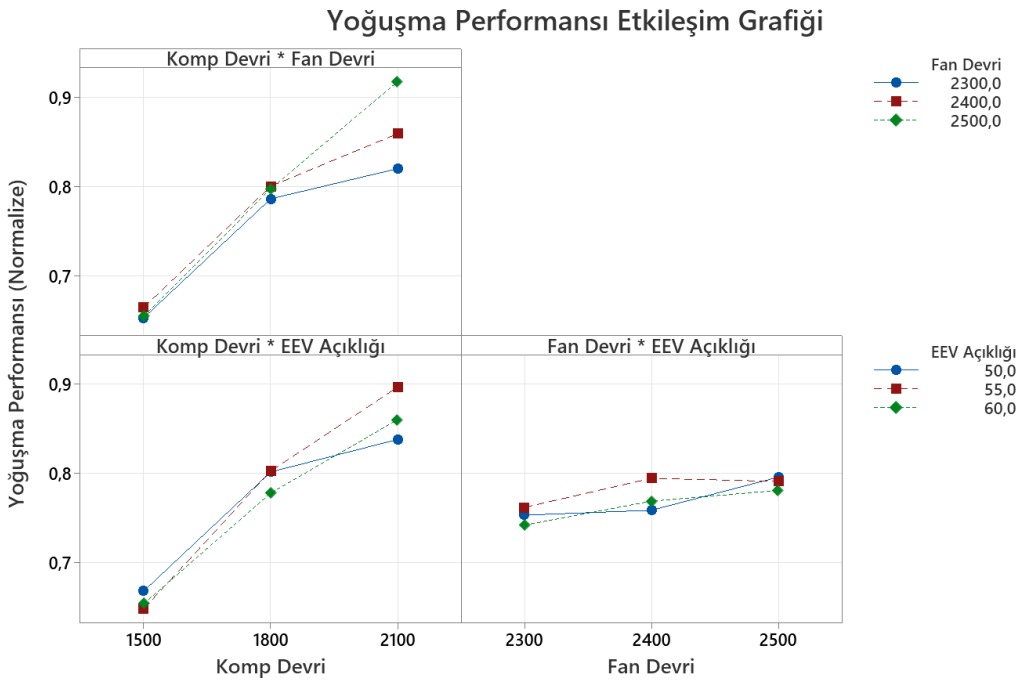
Şekil 3.25 Modelin özet ekranı

İstatistiksel model tasarımında, genellikle modelin açıklanabilirlik değeri olan 'R-sq (adj.)'ın %80'in üzerinde olması gerektiği kabul edilir. Modelin 'R-sq (adj.) değerinin bu değerin altında kalması, modelin varsayımlarından sapma eğiliminde olduğunu ve doğrulunun azaldığını göstermektedir. Kurulan modelin açıklana bilirlik değeri Şekil 3.25'de görüldüğü gibi %96,85 olarak bulunmuştur.



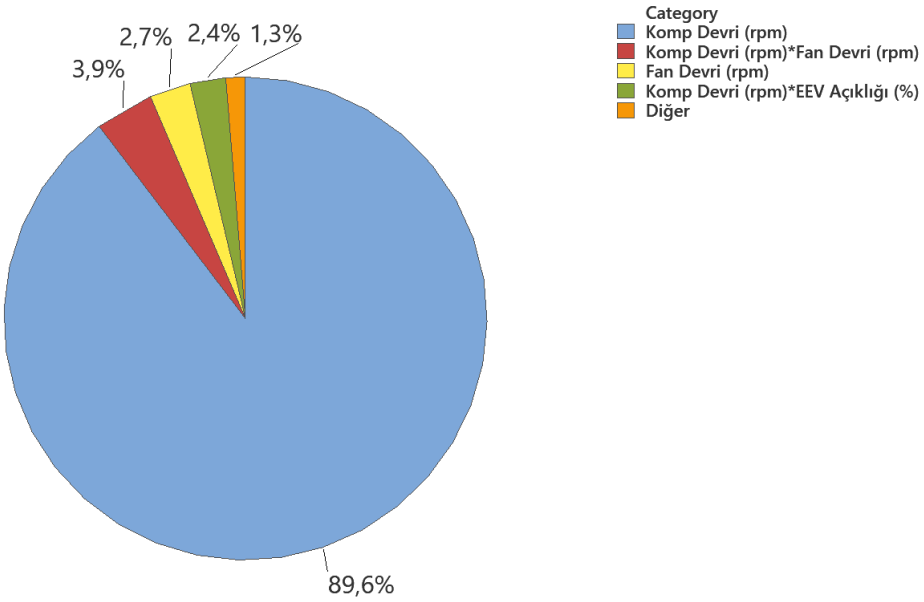
Şekil 3.26 Sistem elemanları parametrelerinin tekil değişimlerinin yoğuşma performansına etkisi

Şekil 3.26' de deneysel çalışmalarla incelenen yoğuşma performansına sistem elemanları parametrelerinin tekil değişimlerinin, bir başka deyişle sistem elemanları parametrelerinin kendi içerisinde yapılan değişimlerin yoğuşma performansına ne yönde etki ettiği görülmektedir. Kompresör devri ve fan devri artışı ile yoğuşma performansının arttığı bu grafikte net bir şekilde görülmektedir. EEV açıklığının etkisi çok limitli kalmıştır. Şekil 3.25'deki model özet ekranındaki EEV açıklığı için "P-value" değerinin 0,05'ten büyük olduğu yani tekil etkisinin istatistiksel analiz sonucunda etkili olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.27 Sistem elemanları parametrelerinin çiftli değişimlerinin yoğuşma performansına etkisi

Şekil 3.27'de deneysel çalışmalarla incelenen yoğuşma performansına sistem parametrelerinin çiftli değişimlerinin yoğuşma performansına ne yönde etki ettiği görülmektedir. Çiftli etkileşimler incelendiğinde bu değişimlerin yoğuşma performansını oldukça değişken bir şekilde etkilediği görülmektedir. Kompresör devrinin artmasıyla beraber kompresör devri ve EEV açıklığı etkileşimi ile kompresör devri ve fan devri etkileşimlerinin yoğuşma performansı üzerinde anlamlı farklar oluşturduğu görülmektedir. Ancak aynı durum fan devri ve EEV açıklığı etkileşimi için aynı durum geçerli değildir. Şekil 3.25'deki model özet ekranındaki fan devri ve EEV açıklığı için "P-value" değerinin 0,05'ten büyük olduğu yani çiftli etkisinin istatistiksel analiz sonucunda etkili olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.28 Sistem elemanları parametreleri etkileşimlerinin yoğuşma performansı üzerindeki etkisinin dağılımı

Deneysel çalışmalar sonunda incelenen çiftli ve tekli etkileşimlerin etkileri tespit edilmiştir. Şekil 3.28'de yer alan etkileşimlerin yoğuşma performansı üzerindeki ana etkinin kompresör devri olduğu açıkça görülmektedir. Bu etkiyi sırasıyla fan devri ile kompresör ikili etkileşimi, fan devri tekil etkileşimi ve kompresör devri ile EEV açıklığı etkisi takip etmiştir. En yüksek normalize edilmiş yoğuşma performansına 0,93 ile 2100 rpm kompresör devri, 2500 fan devri ve %55 EEV açıklığı sistem elemanları parametrelerinde ulaşılmıştır.

4
SONUÇ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında ev tipi ısı pompalı kurutma makinelerinde 1500 rpm, 1800 rpm, 2100 rpm olmak üzere üç farklı kompresör devri; 2300 rpm, 2400 rpm, 2500 rpm olmak üzere üç farklı fan devri ve %50, %55, %60 olmak üzere üç farklı EEV açıklığı parametrelerinde yoğuşma performansı incelenmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- Yoğuşma performansının 2500 fan devri, %60 EEV açıklık oranında kompresör devrinin 1500 rpm'den 1800 rpm'e çıkarılmasıyla %22,2, 2100 rpm'e çıkarılmasıyla %40,8, artış gösterdiği sonucuna ulaşılmıştır.
- Kompresör devri 2100 rpm olduğunda, hava debisi ve EEV açıklığının yoğuşma performansı üzerindeki etkisi artmıştır.2100 kompresör devrinde fan devrinin 2300 rpm'den 2400 rpm'e çıkarılmasıyla %10,8, 2500 rpm'e çıkarılmasıyla %15,9, artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Kompresör devri 2100 rpm, fan devri 2400 rpm olduğunda EEV açıklığının %50'den %55'e arttırılmasıyla %12,65, %60'a arttırılmasıyla %10 mertebesinde artış gözlemlenmiştir.
- Yoğuşma performansı üzerindeki en etkili parametrenin kompresör devri olduğu sonucuna ve EEV açıklığının ise tekil etkisinin istatistiksel olarak yoğuşma performansı üzerinde anlamlı bir etki yaratmadığı sonucuna istatistiksel analiz aracılığıyla ulaşılmıştır.
- Fan devri özelinde yapılan çalışmalarda, fan devri arttıkça evaporasyon, kondenzasyon basınçlarının ve hava debisinin arttığı, bunun sonucu olarak soğutma kapasiteleri ve yoğuşma performansının arttığı sonucuna ulaşılmıştır.
- EEV açıklığı özelinde yapılan çalışmalarda EEV açıklığının %50'den %55'e çıkarılmasıyla soğutma çevrimde sıkıştırma oranının düştüğü, kondenzasyon ve evaporasyon basınçlarının arttığı gözlemlenmiştir. Artan evaporatör girişindeki hava sıcaklıklarının benzer seviyelerde bağıl nemde daha yüksek sıcaklıklarda seyretmesiyle yoğuşma performansında da artış gözlemlenmiştir.

- EEV açıklığının %55'ten %60'a çıkartılmasıyla evaporasyon ve kondenzasyon arasındaki basınç farkı düşmüş ve kondenzasyon basıncı %55 EEV açıklığına nazaran daha düşük seyretmiştir. Buna bağlı olarak evaporatör girişinde kısmı buhar basınçları daha düşük seyretmiş ve yoğuşma performansı %55 EEV açıklığının altında kalmıştır.
- Deneysel yapılan çalışmada fan ve kompresör devri arttıkça, sistem yoğuşma performansının arttığı görülmüştür. 2100 kompresör devrinde fan devri ve EEV açıklığı etkileşimlerinin yoğuşma hızında etkili olduğu görülmektedir.
- Kompresör devrindeki artışla sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının ve kapasitelerin arttığı görülmektedir. Bu durum tambur giriş ve evaporatör girişindeki hava sıcaklıklarının artmasında ve yoğuşma performansının artmasında etkili olmaktadır.
- En yüksek normalize edilmiş yoğuşma performansına 0,93 ile 2100 rpm kompresör devri, 2500 fan devri ve %55 EEV açıklığı sistem elemanları parametrelerinde ulaşılmıştır.

Bu tez çalışmasında gerçekleştirilen çalışmaların bir ileri basamağa taşınabilmesi için aşağıdaki çalışmaların yapılması literatüre katkı sağlayacaktır.

- Bu çalışmada kullanılan ısı pompası sistemi ve kurutma havasının zamana bağlı modeli oluşturularak farklı kurutma fazlarında sistem elemanları parametrelerinin etkisi incelenebilir.
- Bu çalışma kapsamında ısı değiştirici boyutları sabit tutulmuştur, sistem parametrelerinin farklı boyutlarda ve tiplerde ısı değiştiriciler ile yoğuşma performansı üzerine etkisi incelenebilir.
- Bu çalışmada kullanılan kompresör devri ve fan devri parametrelerinden daha yüksek kompresör devri ve fan devri parametreleri içinde deneyler yapılarak, yoğuşma performansı için optimum kompresör devri ve fan devirleri araştırılabilir.
- Bu çalışmada tambur devri sabit tutulmuştur, mevcut parametrelere ek olarak tambur devri parametresinin tekil ve ikili etkileşimlerinin yoğuşma performansı üzerindeki etkisi incelenebilir.

KAYNAKÇA

[1] F. Bellomare ve S. Minetto, "Experimental Analysis of Hydrocarbons as Drop-in Replacement in Household Heat Pump Tumble Dryers", *Energy Procedia*, c. 81, ss. 1212-1221, Ara. 2015, doi: 10.1016/J.EGYPRO.2015.12.153.

[2] S. Erdem, "The effects of fin-and-tube evaporator geometry on heat pump performance under dehumidifying conditions", *International Journal of Refrigeration*, c. 57, ss. 35-45, Eyl. 2015, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2015.06.002.

[3] P. Bansal, A. Mohabir, ve W. Miller, "A novel method to determine air leakage in heat pump clothes dryers", *Energy*, c. 96, ss. 1-7, Şub. 2016, doi: 10.1016/J.ENERGY.2015.12.051.

[4] W. TeGrotenhuis, A. Butterfield, D. Caldwell, A. Crook, ve A. Winkleman, "Modeling and design of a high efficiency hybrid heat pump clothes dryer", *Appl Therm Eng*, c. 124, ss. 170-177, Eyl. 2017, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2017.05.048.

[5] B. H. Lee, R. A. Sian, ve C. C. Wang, "A rationally based model applicable for heat pump tumble dryer", *Drying Technology*, c. 37, sy 6, ss. 691-706, Nis. 2019, doi: 10.1080/07373937.2018.1454940.

[6] P. Gatarić, B. Širok, M. Hočevar, ve L. Novak, "Modeling of heat pump tumble dryer energy consumption and drying time", *Drying Technology*, c. 37, sy 11, ss. 1396-1404, Ağu. 2019, doi: 10.1080/07373937.2018.1502778.

[7] R. Somdalen ve J. Köhler, "Theoretical investigation of a novel thermoelectric laundry dryer concept", *Mater Today Proc*, c. 5, sy 4, ss. 10323-10332, Oca. 2018, doi: 10.1016/J.MATPR.2017.12.280.

[8] S. Hocaoglu ve D. B. Ozkan, "The effect of system parameters on the condensation performance of heat pump system using R290", *Journal of Thermal Engineering*, c. 4, sy 5, ss. 2248-2262, 2018, doi: 10.18186/JOURNAL-OF-THERMAL-ENGINEERING.436137.

[9] N. Brandt, T. Alpögger, W. Tegethoff, M. Bockholt, A. Möhlenkamp, ve J. Köhler, "Exergetic analysis of different R744 heat pump tumble dryer

system topologies", *Appl Therm Eng*, c. 161, s. 114107, Eki. 2019, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2019.114107.

[10**]** R. A. Sian ve C. C. Wang, "Comparative study for CO2 and R-134a heat pump tumble dryer – A rational approach", *International Journal of Refrigeration*, c. 106, ss. 474-491, Eki. 2019, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2019.05.027.

[11**]** L. Novak, B. Širok, M. Hočevar, ve P. Gatarić, "Influence of load mass and drum speed on fabric motion and performance of a heat pump tumble dryer", *Drying Technology*, c. 39, sy 7, ss. 950-964, 2021, doi: 10.1080/07373937.2020.1734608.

[12**]** P. Boudreaux, K. R. Gluesenkamp, V. K. Patel, ve B. Shen, "Measurement and analysis of clothes dryer air leakage", *Drying Technology*, c. 39, sy 14, ss. 2105-2117, 2021, doi: 10.1080/07373937.2020.1753765.

[13**]** J. Y. Choi, D. C. Lee, M. H. Park, Y. Lee, ve Y. Kim, "Effects of compressor frequency and heat exchanger geometry on dynamic performance characteristics of heat pump dryers", *Energy*, c. 235, s. 121391, Kas. 2021, doi: 10.1016/J.ENERGY.2021.121391.

[14**]** X. Cao, J. Zhang, Z. Y. Li, L. L. Shao, ve C. L. Zhang, "Process simulation and analysis of a closed-loop heat pump clothes dryer", *Appl Therm Eng*, c. 199, s. 117545, Kas. 2021, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2021.117545.

[15**]** P. Gatarić ve L. Lorbek, "Evaluating R450A as a drop-in replacement for R134a in household heat pump tumble dryers", *International Journal of Refrigeration*, c. 128, ss. 22-33, Ağu. 2021, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2021.03.020.

[16**]** P. Gatarić, B. Širok, M. Hočevar, ve L. Novak, "Influence of load mass, drum speed and load composition on evenness of drying in a heat pump tumble dryer", *Drying Technology*, c. 40, sy 10, ss. 2175-2187, 2022, doi: 10.1080/07373937.2021.1928688.

[17**]** V. K. Patel, P. R. Boudreaux, ve K. R. Gluesenkamp, "Validated model of a thermoelectric heat pump clothes dryer using secondary pumped loops",

Appl Therm Eng, c. 184, s. 116345, Şub. 2021, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2020.116345.

[18**]** D. Lee, M. Lee, M. H. Park, ve Y. Kim, "Experimental evaluation and prediction model development on the heat and mass transfer characteristics of tumble drum in clothes dryers", *Appl Therm Eng*, c. 202, s. 117900, Şub. 2022, doi: 10.1016/J.APPLTHERMALENG.2021.117900.

[19**]** H. Kim, S. Kim, ve C. H. Park, "Improvement in drying performance through sample movement change in tumble dryers", *Textile Research Journal*, 2022, doi: 10.1177/00405175221111485.

[20**]** P. Gatarić, B. Širok, ve J. Gostiša, "Identification of air leakage in a household heat pump tumble dryer", *Drying Technology*, c. 40, sy 16, ss. 3622-3630, 2022, doi: 10.1080/07373937.2022.2073596.

[21**]** G. Sır ve Ş. Ö. Atayılmaz, "Theoretical and Experimental Investigation of Mass and Heat Transfer in the Drum in Household Heat Pump Laundry Dryers", *J Fluid Flow Heat Mass Transf*, 2022, doi: 10.11159/JFFHMT.2022.004.

[22**]** Y. A. Çengel ve M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill Higher Education, 2006.

[23**]** "Isı Pompalarının Çalışma Prensibi". Erişim: 24 Ocak 2024. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: https://www.verimli-enerji.com.tr/wp-content/uploads/2017/03/ısı-pompalarının-çalışma-prensibi.pdf

[24**]** S. J. Kline, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", *Mechanical Engineering*, c. 75, ss. 3-8, 1953.

[25**]** I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, ve V. Lemort, "Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop", *Industrial &Amp; Engineering Chemistry Research*, c. 53, sy 6, ss. 2498-2508, 2014, doi: 10.1021/ie4033999.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. Ö. E. DURMUŞ ve D. B. Özkan, "Ev Tipi Isı Pompalı Çamaşır Kurutma Makinelerinde Sistem Elemanları Parametrelerinin Yoğuşma Hızına Etkisi" 12. Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi, 2023, p 1814.