

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**KONDENSERLİ ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNİN ENERJİ VE
KURUTMA PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Vasıf Can YILDIRAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

ŞUBAT 2024

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**KONDENSERLİ ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNİN ENERJİ VE
KURUTMA PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Vasıf Can YILDIRAN
(503211111)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ

ŞUBAT 2024

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL

**NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ENERGY AND
DRYING PERFORMANCE OF CONDENSER TUMBLE DRYER**



M. Sc. THESIS

**Vasıf Can YILDIRAN
(503211111)**

Department of Mechanical Engineering

Heat - Fluid Programme

Thesis Advisor: Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ

FEBRUARY 2024

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503211111 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Vasıf Can YILDIRAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “KONDENSERLİ ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNİN ENERJİ VE KURUTMA PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Sebiha YILDIZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 4 Ocak 2024
Savunma Tarihi : 6 Şubat 2024





Aileme,



ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile tez çalışmama katkı sunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Hasan GÜNEŞ'e teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve çalışmalara destek olan Haier Europe Yıkayıcı Ar-Ge müdürü Sn. Mustafa BANİ'ye teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmasında bana destek olan ekip arkadaşlarım Fazıl Erinç YAVUZ ve Sebastian George COLLEONI'ye teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışması kapsamındaki laboratuvar testlerinde ve prototip süreçlerinde bana verdikleri desteklerden dolayı Ar-Ge teknisyenlerimiz Levent TEPEKAYA, Menduh Özkan, Sadri YERLİKAYA ve Yasir KARAVİL'e ayrıca teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, maddi ve manevi desteklerini benden hiçbir zaman esirgemeyen ve yaşadığım her olayda daima yanımda olan sevgili AİLEME ve tüm dostlarıma şükranlarımı ve sevgilerimi sunarım.

Şubat 2024

Vasıf Can YILDIRAN
(Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ.....	1
1.1.Tez Çalışmasının Amacı	2
1.2.Çalışma Yöntemi.....	3
2. ÇAMAŞIR KURUTMA MEKANİZMASI.....	5
2.1.Kuru ve Atmosferik Hava	5
2.2.Mutlak ve Bağıl Nemli Hava	6
2.3.Çiğ Noktası Sıcaklığı	9
2.4.Doyma ve Islak Termometre Sıcaklıkları	10
2.5.Psikrometrik Diyagram	12
2.6.Hava İklimlendirme Sistemi.....	14
2.7.Basit Isıtma ve Soğutma.....	15
2.8.Soğutmayla Yoğuşturma	17
3. TAMBURLU ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNELERİ HAKKINDA TEMEL BİLGİLER	19
3.1.Isı Pompalı Çamaşır Kurutma Makineleri	19
3.2.Kondenserli Çamaşır Kurutma Makineleri	20
3.3.Bacalı Çamaşır Kurutma Makineleri.....	22
3.4.Kondenserli Çamaşır Kurutma Makinesinin Fonksiyonel Komponentleri.....	22
3.4.1.Soğutma çevriminin fonksiyonel komponentleri	23
3.4.1.1.Tekmelik	23
3.4.1.2.Fan ızgarası	23
3.4.1.3.Fan kapağı kanalı	24
3.4.1.4.Soğutma havası fan salyangoz	24
3.4.1.5.Difüzörler	25
3.4.1.6.Kondenser kanatları	25
3.4.2.Kurutma çevriminin fonksiyonel komponentleri	26
3.4.2.1.Tambur	26
3.4.2.2.Filtre	26
3.4.2.3.Kondenserin kanalları	27
3.4.2.4.Elektrikli ısıtıcı.....	27
3.4.2.5.Motor.....	28
3.4.2.6.Pompa motoru ve şamandıra	28
3.4.2.7.Nem sensörü ve kurutma algoritması.....	29
4. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	31
4.1.Tamburlu Çamaşır Kurutma Makineleri Çalışmaları.....	31

4.1.1.Açık çevrime sahip çamaşır kurutma makineleri için yapılan literatür araştırması	32
4.1.2.Kapalı çevrime sahip çamaşır kurutma makineleri için yapılan literatür araştırması	33
5. LABORATUVARIN VE ÖLÇÜM EKİPMANLARININ TANITILMASI ..	37
5.1.Enerji Performans Laboratuvarı ve Test Köşesi.....	37
5.2.Debi Ölçümleri	38
5.3.Elektrik Sayacı.....	39
5.4.Standart Çamaşırlar	40
5.5.Test Köşesi ve Veri Kayıt Sistemi.....	40
5.6.Sıcaklık Ölçümleri.....	42
5.7.Nem Ölçümleri	45
5.8.Karşılaştırmalı Laboratuvar Testleri.....	46
6. BİR BOYUTLU MODEL ÇALIŞMALARI	49
6.1.Bir Boyutlu Model Çalışmasının Amacı	49
6.2.Bir Boyutlu Çalışmanın Kapsamı.....	49
6.3.Bir Boyutlu Model Kapsamında Yapılan Çalışmalar	50
6.3.1.Deneysel çalışmalar.....	50
6.3.2.Bir boyutlu modelin kurulumu	51
6.3.2.1.Isıtıcı modeli.....	52
6.3.2.2.Fan modeli.....	53
6.3.2.3.Tambur modeli	54
6.3.2.4.Kondenser modeli	55
6.4.Bir Boyutlu Model Çalışmasının Sonuçları	60
7. HAD ANALİZİ ÇALIŞMALARI	67
7.1.HAD Analizleri İçin Akış Geometrilerinin Oluşturulması	67
7.2.Fan Veriminin Çamaşır Kurutma ve Enerji Performansı Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi.....	69
7.2.1.Gözenekli ortam yaklaşımı.....	71
7.2.2.Soğutma sisteminin incelenmesi için oluşturulan had analizlerinin çözüm ağının oluşturulması	72
7.2.3.Soğutma sistemi için yapılan HAD çalışmaları	74
7.2.4.HAD sonuçları.....	76
7.2.5.HAD analizi sonuçlarına göre tamamlanan prototip ve deneysel çalışma	79
7.2.6.Sonuçlar.....	81
7.3.Tüm Sistemin HAD Analiziyle Modellenmesi ve Birleşik (Konjuge) Isı Transferinin İncelenmesi	81
7.3.1.Akış modelinin oluşturulması	82
7.3.2.Çözüm ağının oluşturulması.....	83
7.3.3.Bütünleşik ısı transferi analizlerinin sonuçları.....	88
8. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	91
8.1.Deneysel Çalışmanın Materyal ve Metodu	91
8.1.1.Birinci modifikasyon.....	92
8.1.2.İkinci modifikasyon.....	92
8.1.3.Üçüncü modifikasyon	93
8.1.4.Dördüncü modifikasyon.....	93
8.1.5.Beşinci modifikasyon.....	94
8.2.Deneysel Çalışma Bulguları	94
8.3.Deneysel Çalışmanın Sonuçları.....	98
9. SONUÇLAR.....	99

KAYNAKLAR	101
ÖZGEÇMİŞ.....	105





KISALTMALAR

HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

CFD : Computational Fluid Dynamics

DAQ : Data Acquisition Collecting

UART: asenkron seri iletişim protokolüdür

NTC : Negative Temperature Coefficient

CAD : Computer aided design

MRF : Multiple reference frame



SEMBOLLER

c_p	: sabit basınçtaki özgül ısı
c_v	: sabit hacimdeki özgül ısı
h	: entalpi
T	: sıcaklık
$^{\circ}\text{C}$	: santigrat derece
Δh	: entalpi değişimi
ΔT	: sıcaklık farkı
P	: basınç
P_a	: kuru havanın kısmi basıncı
P_v	: su buharının kısmi basıncı
v	: özgül hacim
R	: gaz sabiti
R_v	: su buharının gaz sabiti
R_a	: kuru havanın gaz sabiti
s	: entropi
ω	: mutlak(özgül) nem
m_v	: su buharı kütlesi
m_a	: kuru hava kütlesi
Φ	: bağıl nem
P_g	: doyma basıncı
P_{doy}	: belirli bir sıcaklıktaki su buharının doyma basıncı
h_a	: kuru havanın entalpisi
h_v	: su buharının entalpisi
$\dot{m}_a$	: kuru havanın kütleli debisi
$\dot{m}_f$	: buharlaşma debisi
$\dot{m}_w$	: buharın kütleli debisi
$\dot{E}_{\text{giren}}$	: giren enerji
$\dot{E}_{\text{çıkan}}$	: çıkan enerji
$\dot{Q}$	: ısı enerjisi

W : iş enerjisi
 η_{fan} : fan verimi
 Q : debi
 Δp_s : basınç farkı
 Ω : fan hızı
 τ : tork



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 : Laboratuvar testlerindeki makinelerin özellikleri	47
Çizelge 5.2 : Enerji performans test sonuçları	47
Çizelge 5.3 : Test makinesi ve rakip ürünlerin debi ölçümleri.....	47
Çizelge 5.4 : Test makinesi ve rakip ürünler için kurutma havasının sıcaklık ölçümleri	47
Çizelge 5.5 : Tez makinesi ve rakip ürünler için soğutma havasının sıcaklık ölçümleri	48
Çizelge 6.1 : Rezistans model girdi değerleri	53
Çizelge 6.2 : Rezistans modeli 10800 s'deki çıktı değerleri	53
Çizelge 6.3 : Fan modeli girdi değerleri	54
Çizelge 6.4 : Fan modelinin 10800 s'deki çıktı değerleri.....	54
Çizelge 6.5 : Tambur modelinin 10800 s'deki değerleri	55
Çizelge 6.6 : Kondenserin Kurutma Tarafı Girdileri.....	56
Çizelge 6.7 : Kondenserin Soğutma Tarafı Girdileri.....	56
Çizelge 6.8 : Kondenser kurutma havası 10800 s'deki çıktı değerleri	56
Çizelge 6.9 : Kondenser soğutma havası 10800 s'deki çıktı değerleri.....	57
Çizelge 6.10 : Tez makinesinin bir boyutlu modeldeki verileri	57
Çizelge 6.11 : Su toplama bakımından mevcut makine modeli ile bir boyutlu sonuçların en fazla su toplama oranına sahip modelinin karşılaştırılması.....	66
Çizelge 7.1 : Çözüm açısından bağımsızlaştırma çalışması.....	73
Çizelge 7.2 : HAD parametreleri ve sınır koşulları	76
Çizelge 7.3 : HAD analizi için hazırlanan modifikasyonların fan girişi ölçülerinin tablosu.....	77
Çizelge 7.4 : Modifikasyonun getirdiği enerji tüketimi ve debi farklılıkları.....	80
Çizelge 7.5 : Tam yükte yapılan enerji performans testlerin ortalamalarının sonuçları.....	81
Çizelge 7.6 : HAD analizi sonuçları	90
Çizelge 8.1 : Deneysel çalışmanın test sonuçları.....	95



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : T-s diyagramı, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.	6
Şekil 2.2 : T-s diyagramı, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.	9
Şekil 2.3 : T-s diyagramı, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.	11
Şekil 2.4 : Psikrometrik diyagram, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.	12
Şekil 2.5 : Psikrometrik diyagram üzerinde sabit değer çizgilerinin gösterimi, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.	13
Şekil 2.6 : Doymuş hava için kuru termometre, ıslak termometre ve çiğ noktası sıcaklıklarının gösterimi, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.	13
Şekil 2.7 : Kurutma prosesinin psikrometrik diyagram üzerindeki örnek gösterimi.	14
Şekil 2.8 : Çeşitli hava koşullandırma sürecinin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.	15
Şekil 2.9 : Basit ısıtma sürecinin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.	16
Şekil 2.10 : Soğutmayla yoğunlaştırma işleminin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.	17
Şekil 3.1 : Isı pompalı çamaşır kurutma makinesi (URL-1).	20
Şekil 3.2 : Kondenserli çamaşır kurutma makinesi (URL-2)	21
Şekil 3.3 : Bacalı çamaşır kurutma makinesi (URL-3)	22
Şekil 3.4 : Tez çalışması için kullanılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin görselleri.	23
Şekil 3.5 : Tekmelik ve tekmelik ızgarası	23
Şekil 3.6 : Fan ızgarası.	24
Şekil 3.7 : Fan kapağı ve fan kanalı.	24
Şekil 3.8 : Fan görseli ve salyangoz görseli	25
Şekil 3.9 : Alt ve üst difüzörler.	25
Şekil 3.10 : Kondenserin üstten ve yandan görüntüsü.	26
Şekil 3.11 : Tamburun yandan ve karşıdan görüntüsü	26
Şekil 3.12 : Çamaşırlardan kopan parçaçıkları tutmaya yarayan filtre.	27
Şekil 3.13 : Kanatlar ve kanallar.	27
Şekil 3.14 : Elektrikli ısıtıcı	28
Şekil 3.15 : Elektrikli motor	28
Şekil 3.16 : Pompa motoru ve şamandıra	29
Şekil 5.1 : Enerji performans laboratuvarındaki test köşesi	37
Şekil 5.2 : Testo marka anemometre ve uzaktan bağlantılı veri okuyucu	38
Şekil 5.3 : Debi ölçümü için kullanılan tekmelik ve akış kanalı	38
Şekil 5.4 : Debi ölçümü için kullanılan tekmeliğin makine üzerindeki görseli	39
Şekil 5.5 : Debi ölçümü için kullanılan tekmeliğin makine üzerindeki görseli	39
Şekil 5.6 : Elektrik tüketiminin karşılaştırılması için kullanılan elektrik sayacı.	40
Şekil 5.7 : 10 kg standart çamaşır ve çamaşır takip çizelgesi.	40
Şekil 5.8 : Enerji performans laboratuvarında kullanılan DAQ cihazı.	41

Şekil 5.9 : UART bağlantı ile makinenin elektronik kartından alınan veriler DAQ ekranından takip edilmektedir	41
Şekil 5.10 : Termokupllardan alınan sıcaklık verileri DAQ ekranından takip edilmektedir.....	42
Şekil 5.11 : Isıtıcı sonrası-tambur girişi bölgesine yerleştirilen termokupllar.....	43
Şekil 5.12 : Kurutma havasının kondenser kanallarına girmeden önceki sıcaklığının ölçümü için filtrenin altına yerleştirilen termokupllar	43
Şekil 5.13 : Kurutma havasının kondenser sonrası sıcaklığının ölçümü için yerleştirilen termokupl	44
Şekil 5.14 : Fan sonrası-kondenser öncesi difüzörler üzerine yerleştirilen termokupllar	44
Şekil 5.15 : Kondenser sonrası soğutma havasının sıcaklık ölçümü için yerleştirilen termokupllar	45
Şekil 5.16 : Kondenser kanallarının giriş bölgesine kanal açılarak kurutma havasının kanala giriş yapmadan önceki bağıl nem miktarı ölçülmüştür.....	45
Şekil 5.17 : Kondenser kanallarının çıkış bölgesine kanal açılarak kurutma havasının kanaldan çıkış yaptığı bölgedeki bağıl nem miktarı ölçülmüştür.....	46
Şekil 6.1 : Simcenter Amesim’de oluşturulan 1 boyutlu kondenser makine modeli.	52
Şekil 6.2 : Rezistans modeli.....	53
Şekil 6.3 : Fan modeli	54
Şekil 6.4 : Tambur modeli	55
Şekil 6.5 : Isı değiştirici (Kondenser) Modeli.....	56
Şekil 6.6 : Proses havası giriş çıkış sıcaklığı	58
Şekil 6.7 : Soğutma havası giriş çıkış sıcaklığı	58
Şekil 6.8 : Zamana bağlı su toplama oranı.....	59
Şekil 6.9 : Rezistans giriş çıkış sıcaklığı.....	59
Şekil 6.10 : Kondenserin giriş ve çıkışındaki bağıl nem	60
Şekil 6.11 : Su toplama oranına standartlaştırılmış etkilerin Pareto Grafiği	61
Şekil 6.12 : Kurutma havasının sıcaklık farkı üzerindeki standartlaştırılmış etkilerinin Pareto Grafiği.....	61
Şekil 6.13 : Kurutma havası giriş-çıkış sıcaklıklarının soğutma havası debisi ve giriş sıcaklığı ile olan ilişkisi	62
Şekil 6.14 : Soğutma havasının sıcaklığı ve debisinin su toplama oranına etkisi	62
Şekil 6.15 : Soğutma havasının debisinin ve sıcaklığının kurutma havasının kondenserden çıkış sıcaklığına etkisi	63
Şekil 6.16 : Soğutma havasının giriş sıcaklığı ve debisini bağlı olduğu kurutma havasının sıcaklık farkı değişimi	63
Şekil 6.17 : Kurutma havasının sıcaklık değişiminin soğutma havasının giriş sıcaklığı ve debisi ile ilişkisini veren grafikler.....	64
Şekil 6.18 : Kurutma havasının sıcaklık farkları için ana etkiler ve etkileşim grafikleri	64
Şekil 6.19 : Toplanan su için ana etkiler ve etkileşim grafikleri	65
Şekil 7.1 : Kondenserli kurutma makinesinin Creo yazılımındaki ön ve arka görselleri	67
Şekil 7.2 : Kondenserli kurutma makinesinin CAD modelinin kesit görselleri	68
Şekil 7.3 : HAD analizi için oluşturulan soğutma ve kurutma sisteminin akış hacimleri	68
Şekil 7.4 : HAD analizi için kurutma sisteminin akış hacimleri	69
Şekil 7.5 : Soğutma sisteminin HAD analizi için oluşturulan akış hacminin kesit görseli ve tam görseli	69

Şekil 7.6 : Soğutma sisteminin HAD analizi için oluşturulan akış hacmi ve fan kanalının kesit görseli.....	71
Şekil 7.7 : Gözenekli ortam için oluşturulan basınç kaybı – hız grafiği.....	72
Şekil 7.8 : Tüm modelin çözüm ağı örülmüş görseli.....	72
Şekil 7.9 : Kesitten alınan çözüm ağı görseli	73
Şekil 7.10 : Çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışması	74
Şekil 7.11 : Fan kanalında yapılması planlanan modifikasyonların kesit üzerinden görselleri.....	76
Şekil 7.12 : Modifikasyonlara göre fan verimi sonuçları	77
Şekil 7.13 : Mevcut Modelin ve Model 4'ün fan kanalı kesitlerinin görselleri.....	78
Şekil 7.14 : Mevcut Modelin ve Model 4'ün akım çizgileri	78
Şekil 7.15 : Mevcut Modelin ve Model 4'ün fan girişi kesitindeki hız vektörleri	78
Şekil 7.16 : İyileştirilmiş tasarım için 3D yazıcıda üretilen parça.....	79
Şekil 7.17 : 3D yazıcıda üretilen parçanın mevcut fan kapağına montajlanmış halinin görselleri.....	79
Şekil 7.18 : Fan kanalının ızgarasız halinin önden ve kapaksız halinin yandan görseli	80
Şekil 7.19 : HAD analizi için çıkartılan akış hacimleri	82
Şekil 7.20 : Kondenser ve HAD için kondenser modeli görseli.....	83
Şekil 7.21 : Çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışması sonuçları.....	83
Şekil 7.22 : Tüm hacimdeki çözüm ağı görseli	84
Şekil 7.23 : Kesitlerden çözüm ağı görselleri.....	84
Şekil 7.24 : Soğutma hava için hız ve toplam basınç dağılımı.....	85
Şekil 7.25 : Soğutma havası için kesitten alınan hız konturu	85
Şekil 7.26 : Soğutma kesitinden sıcaklık konturu	86
Şekil 7.27 : Farklı kesitlerden sıcaklık konturları.....	86
Şekil 7.28 : Akım çizgileriyle sıcaklık dağılımı	87
Şekil 7.29 : Kondanser bölgesinden alınmış kesit ile kurutma havasının kanal içerisindeki sıcaklık değişimi	87
Şekil 7.30 : Kondanser ortasından alınan kesit ile kurutma ve soğutma havası için sıcaklık değişimi.....	88
Şekil 7.31 : Mevcut makinenin soğutma havasının kondanser çıkışındaki sıcaklık dağılımı.....	88
Şekil 7.32 : Modifiye makinenin soğutma havasının kondanser çıkışındaki sıcaklık dağılımı.....	89
Şekil 7.33 : Mevcut makinenin kurutma havasının kondenser çıkışındaki sıcaklık dağılımı.....	89
Şekil 7.34 : Modifiye makinenin kurutma havasının kondenser çıkışındaki sıcaklık dağılımı.....	89
Şekil 8.1 : Kondanserin hava giriş ve çıkışları	92
Şekil 8.2 : Mevcut ve modifiye edilmiş soğutma kanalı ızgarası	93
Şekil 8.3 : Kanal modifiyeli tekmelik.....	93
Şekil 8.4 : Izgarası kesilmiş tekmelik ve kanalı üzerinde olan soğutma kanalı ızgarası	93
Şekil 8.5 : Kondanserin soğutma havası çıkışı için baca.....	94
Şekil 8.6 : Yoğuşma oranı- kurutucu havası sıcaklık farkını ve kurutucu havası sıcaklık farkları- soğutma hava debisi ile giriş sıcaklığı arasındaki ilişki.....	96
Şekil 8.7 : Kurutma çıkışı için çoklu regresyon	96
Şekil 8.8 : Ölçülen enerjiye karşı ısıtıcının aktif süresi için regresyon	97

Şekil 8.9 : Kurutma oranına, kurutma süresine ve enerji tüketimine göre optimum modifikasyon	97
---	-----------



KONDENSERLİ ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNİN ENERJİ VE KURUTMA PERFORMANSININ SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

ÖZET

Teknolojinin gelişimiyle beraber insan ihtiyaçlarını karşılamak için tasarlanan makinelerin gelişimi de artmaktadır. Günümüzde ıslak çamaşırların kurutulması için çamaşır kurutma makineleri kullanılmaktadır. Evinde çamaşır kurutma işlemi için yeterli alanı olmayan ya da doğrudan hızlı bir kurutma süreci tercih edenler için çamaşır kurutma makineleri gün geçtikçe kullanım talebinin arttığı cihazlar olmaktadır.

Müşterilerin çamaşır kurutma makinelerine olan talebi fiyat, kurutma performansı ve enerji tüketimi çıktılarına göre değişim göstermektedir. Tamburlu çamaşır kurutma makineleri piyasada genellikle; ısı pompalı kurutma makineleri, kondenserli kurutma makineleri ve bacalı kurutma makineleri olarak ayrılmaktadırlar. Her üç yapıdaki çamaşır kurutma makinelerinin de kendilerine özgü enerji tüketimleri ve kurutma performansları vardır. Beyaz eşya sektöründeki rekabetçi gelişim ve enerji tüketiminin yarattığı çevresel problemler göz önüne alındığında çamaşır kurutma makinelerinde de enerji tüketimi için iyileştirme çalışmaları yapmak elzem olmuştur.

Literatür incelediğinde kurutma makineleriyle ilgili çok fazla çalışma olmadığı ve özellikle çalışmaların ısı pompalı ya da bacalı modelde yapıldığı gözlenmiştir. Tüm çamaşır kurutma modelleri içerisinde kondenserli kurutma makinesinin gelişmeye açık olduğu anlaşılmış ve tez çalışması için kondenserli çamaşır kurutma makinesi seçilmiştir. Kondenserli çamaşır kurutma makinesi incelenmiş ve geliştirmeye açık noktaları tespit edilmiştir. Tez çalışması kapsamında kurutma ve enerji performansını incelemek ve iyileştirmek için hem sayısal hem de deneysel yöntemler kullanılmıştır.

Bu tez çalışması toplam dokuz bölümden oluşmaktadır. Birinci bölüm; girişle birlikte tez çalışmasının amacını ve tez çalışmasının yöntemini içermektedir.

İkinci bölümde iklimlendirme sistemlerinin teorisi aktarılmıştır. Sırasıyla, kuru ve atmosferik hava, mutlak ve bağıl nem, çiğ noktası sıcaklığı, adyabatik termometre sıcaklıkları, psikrometrik diyagram, hava iklimlendirme sistemleri, basit ısıtma ve soğutma ve soğutmayla yoğuşurma konularına değinilmiştir.

Üçüncü bölümde tamburlu çamaşır kurutma makineleri hakkında temel bilgiler verilmiştir. Piyasada bulunan ısı pompalı, kondenserli ve bacalı çamaşır kurutma makinelerinin temel kurutma prensipleri aktarılmıştır. Tez kapsamında çalışılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin fonksiyonel komponentleri incelenmiştir.

Dördüncü bölüm yapılan literatür çalışmasıyla ilgilidir. Kapalı çevrim ve açık çevrim olarak literatürde yerini alan çamaşır kurutma makinelerinde yapılan çalışmalar aktarılmıştır.

Beşinci bölümde, tez kapsamında kullanılan laboratuvar ve ölçüm ekipmanları tanıtılmıştır. Rakip ürünlerle yapılan laboratuvar testlerinin karşılaştırmalı sonuçları da bu bölümde aktarılmıştır.

Altıncı bölüm bir boyutlu model çalışmasıyla ilgilidir. Bu bölümde test verilerinin bir boyutlu modelde kullanımı ve bir boyutlu sistem modellemesi ile yapılan çalışma aktarılmıştır.

Yedinci bölümde HAD analizi çalışmaları yer almaktadır. HAD analizi çalışmaları soğutma sisteminde yapılan çalışmalar ve tüm sistemin birleşik ısı transferinin incelendiği çalışmalar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. HAD analizlerinin hazırlık ve analiz sonrası incelemelerine dair bilgiler de bu bölümde verilmiştir.

Sekizinci bölüm ise sayısal çalışmalardan sonra tamamlanan deneysel çalışmaları içermektedir. Deneysel çalışmalarda literatürden ve sayısal çalışmalardan alınan veriler doğrultusunda tasarım çalışmaları yapılmıştır. Üç boyutlu yazıcılarda üretilen parçalar tez makinesine montaj edilmiş ve enerji performans laboratuvarında testlere alınmıştır. Test sonuçları Minitab yazılımı aracılığıyla analiz edilmiştir.

Dokuzuncu bölüm çalışmanın sonuçlarını ve sonraki potansiyel çalışmaları içermektedir. Çalışma sonunda eldeki çıktıların incelenmesi ve bir sonraki adımlarda neler yapılması gerektiği bu aşamada verilmiştir.

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ENERGY AND DRYING PERFORMANCE OF CONDENSER TUMBLE DRYER

SUMMARY

With the advancement of technology, the development of machines designed to meet human needs is also increasing. In today's world, drying machines are used for drying wet laundry. Drying machines have become increasingly popular devices as the demand for their use grows, especially for those who do not have enough space for laundry drying at home or prefer a fast-drying process.

The demand for clothes drying machines from customers varies depending on factors such as price, drying performance, drying time and energy consumption outputs. Drying machines are generally classified in the market as heat pump dryers, condenser dryers, and vented dryers. Each of these types has its own unique energy consumption and drying performance. Given the competitive development in the household appliance sector and the environmental issues caused by energy consumption, it has become essential to make improvements in energy consumption for drying machines.

Different systems are used in drying machines, where essentially heating for moisture removal and cooling for condensation processes take place. These systems determine the drying performance, drying time, and energy consumption value of the machine. Drying machines are available in the market as vented, condenser, and heat pump models. Vented drying machines operate in an open-loop system. Air drawn from the room is heated in an electric heater to increase its moisture absorption capacity and is then sent to the laundry. The drying air, which absorbs moisture from the laundry, is expelled to the outside through a vent. Condenser machines, on the other hand, have a closed drying cycle and an open cooling cycle. The place where the cooling air absorbs heat from the room and where the drying air condenses water vapor is the condenser. While the cooling air, which absorbs heat, is returned to the room, the drying air is directed back to the electric heater. Heat pump drying machines operate on a refrigerant cycle assisted by a compressor. The refrigerant absorbs heat in the evaporator and releases heat in the condenser. As the drying air passes through the evaporator, it releases heat to leave moisture, and then it absorbs heat in the condenser before being directed back to the laundry.

After reviewing the literature, it is observed that there are not many studies on drying machines, and especially studies are often conducted on heat pump or vented models. Among all drying machine models, condenser dryers are identified as having potential for improvement, and for the thesis study, a condenser clothes drying machine is chosen. Competing products with different load capacities have also been investigated to energy performance tests in the laboratory environment, and their results have been examined. The reviews not only concern energy performance tests but also involve determining the airflows and thermal maps of the machines. Both literature studies and tests on competing products have been informative in identifying improvement points.

The thesis study involves examining and improving both numerical and experimental methods for the drying and energy performance of the thesis machine. The thesis is divided into nine sections. The first section is related to the development of drying machines, the purpose of the thesis study, and the methodology.

The second section presents the theory of air conditioning systems. It covers topics such as dry and atmospheric air, absolute and relative humidity, dew point temperature, adiabatic thermometer temperatures, psychrometric chart, air conditioning systems, simple heating and cooling, and cooling by evaporation.

The third section provides basic information about drum-type clothes drying machines. It explains the fundamental drying principles of heat pump, condenser, and vented clothes drying machines available in the market. The functional components of the condenser clothes drying machine studied in the thesis are also examined.

The fourth section is related to the literature review. Studies conducted on clothes drying machines in the literature, categorized as closed-cycle and open-cycle, are discussed.

In the fifth section, the laboratory and measurement equipment used in the thesis are introduced. Comparative results of laboratory tests conducted with competing products are also presented in this section. The results of energy performance tests completed according to standards have been examined. Both the drying and cooling airflow rates of both the thesis machine and competing products were measured using an anemometer. Thermocouples were placed in areas where temperature changes occur during the energy performance tests of the machines. Thermal mapping was conducted using temperature data obtained from thermocouples. Humidity measurement devices were placed at the inlet and outlet of the condenser for the analysis of relative humidity changes in the drying air of the thesis machine. All data collected were utilized in various stages of the thesis study.

The sixth section is dedicated to one-dimensional modeling studies. The utilization of test data in a one-dimensional model and the work conducted with one-dimensional system modeling are discussed. Amesim software was used to create a one-dimensional model. Components such as heater, moisture supplier, heat exchanger, and fan were used to build the digital twin of the drying machine. These components were obtained from the software library, and their setup utilized test data. For the heater, on-off time and power values were inputted. Modeling of wet laundry was facilitated by a component providing continuous water vapor to the system. A heat exchanger of condenser dimensions was created for the heat exchanger, and a fan model was developed for the circulation of drying air. The study initially focused on running the existing model. In the subsequent step, the water collection rate at different temperatures and flow rates for the cooling side was examined. A total of 171 different analyses were conducted for various flow rates and temperatures of the cooling air, and the results were analyzed. The outcomes were examined using Minitab software. The results indicate that an increase in the flow rate and a decrease in the temperature of the cooling air have a positive effect on the water collection rate. The water collection rates were analyzed through Minitab, revealing that the cooling air flow rate is more effective than its temperature in influencing the water collection rate.

The seventh section comprises CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis studies completed with Ansys Fluent. CFD analysis studies are divided into those conducted on the cooling system and those examining the unified heat transfer of the entire system. Initially, the fluid volumes of the cooling system were established. Since the

thickness of the condenser fins was less than 1 mm, the condenser fins were modeled using the porous media method. A solution mesh was generated for the fluid volumes, and the appropriate number of cells was determined through a mesh independence study. The cell count was determined using data from tests conducted in the laboratory. Energy equations were not utilized in the CFD studies of the cooling system. Pressure losses in grids and channels were analyzed. Improvements were made to the fan inlet geometry aiming at improving fan efficiency. The second CFD study is a comprehensive one where the entire system is modeled. Alongside the cooling air, the drying air was also modeled. A fan modeled with the MRF (Multiple Reference Frame) method provided the cycle for the cooling air, while a constant flow rate was assigned for the drying air. The flow rate of the cooling air was validated by comparison with laboratory results, and a directly measured flow rate used in laboratory measurements was defined for the drying air. Initial conditions for pressure inlet and outlet were set to 1 atm. Flow distribution and temperature distributions were examined in the analysis. Weak points in the system were identified. A pressure drop was observed in the grill of the fan channel, indicating a resistance created in the system. By increasing the gaps in the grill, the resistance against the cooling air was reduced. This allowed for an increase in the flow rate of the cooling air at the same fan speed. As a result of this increase, there was an improvement in heat transfer in the condenser. The exit temperature of the drying air from the condenser decreased compared to the current state.

The eighth section covers experimental studies completed after numerical studies. Design changes were made based on data obtained from the literature and numerical studies, and parts produced with three-dimensional printers were assembled into the thesis machine and tested in the energy performance laboratory. Design modifications were made to increase the airflow of the cooling air or reduce the inlet temperature to the condenser. The tests began with the existing machine, and each modification progressed to include the previous one. Tests were repeated three times, and average values were taken. At the end of the energy performance tests in the laboratory, data such as drying rate, energy consumption, temperature changes, and operating time of the heater were tabulated. Test results were analyzed using Minitab software. Following the analysis, it was determined that an increase in the airflow of the cooling air and a decrease in the inlet temperature to the condenser positively affected the drying performance. As the effectiveness of the cooling air increased, the exit temperatures of the drying air from the condenser began to decrease, leading to increased energy consumption. As the exit temperature of the drying air from the condenser decreased, it was found that the heater operated more frequently, resulting in increased energy consumption. Optimization with Minitab determined the most optimal result for drying performance and energy consumption.

Chapter nine encompasses the conclusions of the study and outlines potential future research. At this stage, an examination of the obtained outputs and the necessary steps for the next phase are presented.



1. GİRİŞ

Bugün hemen hemen her evde birçok beyaz eşya ürünü bulunmaktadır. Bölgesel etkenler bir kenara bırakılırsa buzdolabı, çamaşır makinesi, klima, fırın, ocak ve davlumbaz grubu, bulaşık makinesi ve çamaşır kurutma makinesi tüm evlerin ihtiyacı olmuştur. Islak çamaşırların hızlı kurutulmasının istenmesi veya evlerde çamaşır asacak yer bulunmaması durumlarında çamaşır kurutma makineleri tercih edilmektedir.

Nihayetinde insanlar çamaşırlarını yıkama ihtiyacı duydukları gibi çamaşırları kurutma ihtiyacı da hissetmişlerdir. Çamaşırların kurutulması ihtiyacıyla birlikte, çamaşırlar güneş enerjisi yardımıyla, koşullara göre açık havada ya da kapalı bir ortamda kurutulmaya başlanmıştır. Bilindiği üzere bu yöntem halen tercih edilebilmektedir. Daha sonra, Fransa'da 1800'lü yıllarda M. Pochon tarafından tasarlanan ve ateşin üzerinde bulunan bir tambur ile kurutma yapan kurutma makinesi geliştirilmiştir. Körük olarak isimlendirilen bu sistem; çamaşırların delikli bir tamburun içine yerleştirildiği, tamburun altında ateşin yandığı ve el yardımıyla mekanik olarak tamburun döndürüldüğü bir yapıdadır. Sistem, güneşte kurutmaya göre daha hızlı kurutma sağlarken, çamaşırların is kokmasına, yıpranmasına ve hatta bazen yanmasına neden olmaktaydı.

Sanayinin, elektrikli araç ve gereçlerin gelişimiyle birlikte günümüzdeki tamburlu kurutma makinelerinin temeli atılmıştır. İlk elektrikli tamburlu kurutma makinesi 1940'lı yıllarda endüstriyel tasarımcı olan Brooks Stevens tarafından geliştirilmiştir. Tamburlu kurutma makinelerini teknolojilerine göre üç farklı gruba ayırabiliriz. Bu durumda; bacalı kurutma makinesi, kondenserli kurutma makinesi ve ısı pompalı kurutma makinesi piyasada yer alan ev tipi elektrikli tamburlu kurutma makineleridir. Brook Stevens tarafından geliştirilen bu sistem ise günümüzde üç farklı teknoloji ile çalışan tamburlu kurutma makineleri içerisinde bacalı kurutma makinesine benzemektedir.

Tamburlu çamaşır kurutma makineleri piyasada ağırlıklı olarak ısı pompalı, kondenserli ve bacalı olmak üzere üç farklı tipte satışa sunulmaktadır. Müşterilerin bu

makineleri tercihlerindeki etkenler ise ürünün fiyatı, kurutma performansı, kurutma süresi, enerji tüketim miktarı olarak listelenebilir. Elbette marka, kalite algısı ve estetik kaygılar da müşterilerin seçiminde devreye giren etkenlerdir.

Kurutma, temelde su moleküllerinin ortamdan uzaklaştırılması olarak açıklanabilir. Tamburlu çamaşır kurutma makinelerindeki temel amaç ıslak çamaşırların neminin en kısa sürede ve en az enerji tüketimiyle çamaşırlardan uzaklaştırılmasıdır. Çamaşırlardan alınan nem, bazı uygulamalarda makine içerisinde yoğunlaştırılarak bir tank içine depolanırken bazı uygulamalarda ise kurutma havasıyla birlikte doğrudan baca yardımıyla makine dışına atılmaktadır.

1.1. Tez Çalışmasının Amacı

Günümüzde beyaz eşya kullanım adetleri her geçen gün artmaktadır. Bu artış halihazırda büyük bir sorun olan enerji problemine negatif yönde katkı sağlamaktadır. Diğer bir yandan da kurutma makinesi alınırken incelenen özelliklerin başında enerji tüketimi gelmektedir. Tüm bu çıktılar göz önüne alındığında kondenserli kurutma makinesinin enerji tüketiminin ve kurutma performansının iyileştirilmesi için çalışma yapılması uygun görülmüştür.

Kondenserli kurutma makinesi için enerji tüketimiyle beraber diğer bir önemli çıktı da kurutma performansıdır. Kurutma oranı, kurutma makinesine test standartlarına uygun olarak yüklenen ıslak çamaşırların kurutma çevrimi sonunda üzerinde kalan nem oranıyla ilgilidir. Kurutma çevrimi sonunda, çamaşıra eklenen suyun tamamının yoğunlaşması beklenir. Çevrim sonundaki çamaşırın durumuna göre yüzdesel olarak çamaşır üzerindeki nem kurutma performans oranı olarak deklare edilir. Kurutma performansının birim zamanda iyileştirilmesi toplam çalışma süresini etkileyecek bir faktördür. Bununla birlikte, kurutma performansının enerji tüketimiyle olan ilişkisi de incelenmek istenmiştir.

Çalışmanın amacı kapsamında hem tez çalışmasındaki kondenserli kurutma makinesinin hem de rakip ürünlerin enerji performans laboratuvarında testleri yapılmıştır. Mevcut kondenserli makine incelenmiş ve rakip ürünlerle kıyaslaması tamamlanmıştır. Hem rakip ürün incelemesi hem de rakip ürünlerden bağımsız olarak, tez çalışması kapsamındaki makinede iyileştirme yapılabilecek noktalar tayin edilmeye çalışılmıştır. Elbette belirlenen çalışma noktaları makinenin enerji ve

kurutma performans artışına en çok katkı sağlayabilecek noktalar olmuştur. Belirlenen noktalar üzerinde hem sayısal hem de deneysel çalışmalar yapılmış ve sonuçlar incelenmiştir.

1.2. Çalışma Yöntemi

Tez çalışması kapsamında kondenserli kurutma makinesinin testleri EN 60456 ve IEC 61121 standartlarına göre Haier Europe Enerji Performans Laboratuvarı'nda yapılmıştır. Tamamlanan testlerin enerji performans ve kurutma performans sonuçları incelenmiş ve tez çalışması için alınan rakip ürünlerin laboratuvarda yapılan test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Tez çalışması kapsamında, daha fazla veri alabilmek ve çalışmaları detaylandırabilmek adına laboratuvar testleri esnasında makine üzerindeki kritik bölgelere termokupllar yerleştirilmiş ve sıcaklık verileri tüm kurutma prosesi boyunca alınmıştır. Makinelerde bulunan kurutma ve soğutma hava çevrimlerinin debileri anemometre ile ölçülmüştür. Çalışmanın gerekli aşamalarında higrometre ile bağıl nem değerleri ölçülmüştür.

Rakip ürünlerle yapılan karşılaştırmalı testler ve literatür araştırmalarıyla birlikte kondenserli kurutma makinesi için üzerinde çalışılması gereken bölgeler belirlenmiştir. Hava akışının geçtiği komponentlerin, ısıtma ve soğutma bölgelerinin, kanalların ve yoğuşmanın gerçekleştiği kondenserin incelenmesi planlanmıştır.

Tez kapsamında yapılan test çalışmalarıyla makinenin sıcaklık, nem ve debi verileri çıkartılmıştır. Bu veriler kullanarak Siemens Amesim yazılımıyla bir boyutlu modelleme yapılmıştır. Bir boyutlu modelleme ile makinenin dijital ikizi oluşturulmuştur. Bir boyutlu model ile soğutma havasının debisinin ve sıcaklığının; kurutma havasının kondenserdeki sıcaklık değişimine ve su toplama oranına olan etkisi incelenmiştir.

Bir sonraki çalışmada üç boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) modeli çalışılmıştır. HAD analizleri için Ansys Fluent yazılımı kullanılmıştır. HAD çalışmalarında da tıpkı bir boyutlu modelde olduğu gibi laboratuvarda yapılan ölçümler ile sınır koşulları oluşturulmuştur. İlk analizler, kondenserli kurutma makinesinin soğutma sisteminin incelenmesiyle ilgilidir. Bu çalışmada kurutma havası modellenmemiş ve enerji denklemleri kullanılmamıştır. Modelin laboratuvar verileriyle doğrulanmasıyla devam eden analizler, soğutma sisteminin basınç

kayıplarının ve fan veriminin incelenmesiyle devam etmiştir. Fan verimi ile enerji tüketimi arasındaki ilişki incelenmiştir.

HAD analizleriyle tamamlanan diğer üç boyutlu analizler ise hem kurutma hem de soğutma sisteminin modellendiği ve kondenserdeki ısı transferinin incelendiği çalışmalardır. Bu incelemelerde soğutma havası ile kurutma havası arasındaki ısı transferi, birleşik (Konjuge) ısı transferi yöntemi (CHT) ile modellenmiştir.

Bir boyutlu ve üç boyutlu simülasyon sonuçlarından sonra deneysel çalışmalara geçilmiştir. Deneysel çalışmalarda literatür araştırmasından ve simülasyon çalışmalarından yola çıkarak komponent bazında tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Bu tasarım değişikliklerinin temel amacı soğutma havasının debisinin artırılması ve sıcaklığının düşürülmesiyle birlikte makinenin enerji ve kurutma performansında iyileştirme olmasıdır. Tasarım değişiklikleri Creo yazılımı ile modellenmiş ve Haier Europe Ar-Ge bünyesindeki 3 boyutlu yazıcıda üretilmiştir. Her bir tasarım için testler tamamlanmış ve laboratuvarda nihai sonuçlar çıkartılmıştır.

Tez çalışması kapsamındaki yöntem, simülasyonlar ve deneysel çalışmalar ile kondenserli kurutma makinesinin enerji ve kurutma performansının incelenmesi ve iyileştirilmesi üzerinedir.

2. ÇAMAŞIR KURUTMA MEKANİZMASI

2.1. Kuru ve Atmosferik Hava

Hava, azot, oksijen ve diğer bazı gazların karışımıdır. Atmosferdeki hava genellikle bir miktar su buharı (veya nem) içerir ve bu duruma atmosferik hava denir. Su buharı içermeyen hava ise kuru hava olarak adlandırılır. Havanın genellikle kuru hava ve su buharı karışımı olarak ele alınması yaygındır, çünkü kuru havanın bileşimi nispeten sabit kalırken su buharının miktarı okyanuslardan, göllerden, nehirlerden ve hatta insan vücutlarından kaynaklanan yoğunlaşma ve buharlaşma sonucunda değişir. İklimlendirme uygulamalarında hava sıcaklığı genellikle -10 ila 50°C arasında değişir. Bu aralıkta, kuru hava ihmal edilebilir bir hata ile 1.005 kJ/kg.K sabit c_p değeri ile ideal bir gaz olarak ele alınabilir. Referans sıcaklık olarak 0°C'yi alarak, kuru havanın entalpisi ve entalpi değişimi denklem 2.1 ve denklem 2.2'deki gibi belirlenebilir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$h_{kuru\ hava} = c_p T = \left(1.005 \frac{kJ}{kg} \cdot ^\circ C\right) T \quad (kJ/kg) \quad (2.1)$$

$$\Delta h_{kuru\ hava} = c_p \Delta T = \left(1.005 \frac{kJ}{kg} \cdot ^\circ C\right) \Delta T \quad (kJ/kg) \quad (2.2)$$

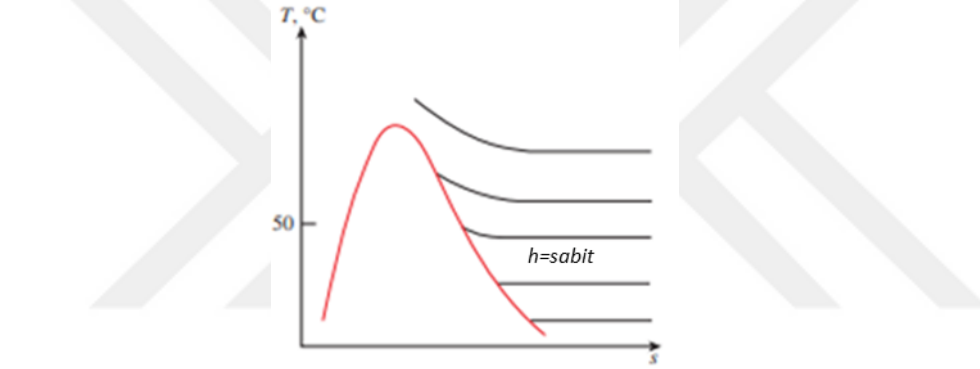
Burada hava sıcaklığını °C cinsinden ifade ederken, ΔT ise sıcaklık değişimini temsil etmektedir. İklimlendirme işlemlerinde öncelik verilen kısım, seçilen referans noktasından bağımsız olarak hesaplanan entalpi değişimleri yani Δh 'dir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

50°C'de suyun doyma basıncı 12.3 kPa'dir. Bu değer altındaki basınçlarda su buharı (hatta doymuş buhar durumunda olsa bile) ihmal edilebilir bir hata ile ideal bir gaz olarak kabul edilebilir. Bu nedenle, havadaki su buharı tek başına varmış gibi davranır ve ideal gaz ilişkisi $Pv = RT$ 'yi izler. Bu durumda, atmosferik hava kuru havanın kısmi basıncı P_a ile su buharının kısmi basıncı P_v 'nin toplamı olan bir ideal gaz karışımı olarak denklem 2.3'teki gibi ele alınabilir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$P = P_a + P_v \quad (\text{kPa}) \quad (2.3)$$

Su buharının kısmi basıncı genellikle buhar basıncı olarak adlandırılır. Buhar basıncı, su buharının atmosferik havasının sıcaklık ve hacmi altında tek başına varmış gibi uygulayacağı basınçtır. Su buharı ideal bir gaz olduğu için su buharının entalpisi sadece sıcaklıkla ilişkilidir, yani $h = h(T)$. Bu durum aynı zamanda Şekil 2.1'de verilen suyun T-s diyagramından da anlaşılabilir; burada sabit entalpi çizgileri, 50°C'nin altındaki sıcaklıklarda sabit sıcaklık çizgileriyle örtüşmektedir. Bu nedenle, havadaki su buharının entalpisi aynı sıcaklıkta doymuş buharın entalpisi ile eşit kabul edilebilmektedir (denklem 2.4) (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$h_v(T, \text{düşük } P) \cong h_g(T) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.4)$$



Şekil 2.1 : T-s diyagramı, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.

Su buharının 0°C'deki entalpisi 2500.9 kJ/kg'dir. Su buharının sıcaklık aralığı -10 ile 50°C arasındaki ortalama c_p değeri 1.82 kJ/kg·°C olarak kabul edilebilir. Dolayısıyla, su buharının entalpisi yaklaşık olarak denklem 2.5'teki gibi ifade edilebilir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$h_g(T) \cong 2500.9 + 1.82T \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.5)$$

2.2. Mutlak ve Bağıl Nemli Hava

Havadaki su buharı miktarı çeşitli metotlarla belirlenebilir. Muhtemelen en mantıklı yol, kuru havanın birim kütledeki su buharının kütesini doğrudan belirtmektir. Buna mutlak veya özgül nem (aynı zamanda nem oranı olarak da adlandırılır) denir ve ω denklem 2.6 ile gösterilmiştir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{kg su buharı/kg kuru hava}) \quad (2.6)$$

Mutlak nem denklem 2.7'deki gibi ifade edilebilir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0.622 \frac{P_v}{P_a} \quad (2.7)$$

Veya denklem 2.8'deki gibi verilebilir.

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \quad (\text{kg su buharı/kg kuru hava}) \quad (2.8)$$

P toplam basıncı ifade etmektedir.

Tanımı gereği kuru hava su buharı içermez ve bu nedenle mutlak nemi sıfırdır. Kuru havaya su buharı eklendikçe mutlak nemi artacaktır. Daha fazla buhar veya nem eklendikçe, mutlak nem artmaya devam edecek ve hava daha fazla nem tutamayacak hale gelene kadar bu devam edecektir. Bu noktada, hava nemle doymuş durumda olduğu söylenebilir ve doymuş hava olarak adlandırılmaktadır. Doymuş havaya eklenen herhangi bir nem doğrudan yoğunlaşacaktır. Belirli bir sıcaklık ve basınçtaki doymuş havada bulunan su buharı miktarı denklem 2.8'de P_v 'yi, belirtilen sıcaklıkta suyun doyma basıncı olan P_g ile değiştirerek hesaplanabilir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Havadaki nem miktarı, bir ortamda ne kadar konforlu hissettiğimizi belirgin bir şekilde etkilemektedir. Ancak, konfor seviyesi daha çok havanın tuttuğu nem miktarının (m_v) aynı sıcaklıkta tutabileceği maksimum nem miktarına (m_g) oranına bağlıdır. Bu iki miktarın oranı bağıl nem olarak isimlendirilir ve denklem 2.9'daki gibi kullanılır (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \quad (2.9)$$

Bu durumda, P_g doyma basıncını, P_{doy} ise belirli bir sıcaklıkta su buharının doyma basıncını temsil eder ve bu eşitlik; $P_g = P_{\text{doy}@T}$ ifadesiyle gösterilebilir.

Denklem 2.8 ve 2.9'u birleştirerek, bağıl nem denklem 2.10'daki gibi ifade edilebilir. Mutlak nem ise denklem 2.11 ile ifade edilmiştir:

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)P_g} \quad (2.10)$$

$$\omega = \frac{0.622\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (2.11)$$

Bağıl nem, kuru havadan doymuş havaya (0'dan 1'e) kadar olan bir aralıkta değişmektedir. Havanın tutabileceği nem miktarı sıcaklığına bağlıdır. Bu nedenle, mutlak nem sabit kalsa bile, havanın bağıl nemi sıcaklıkla birlikte değişmektedir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Atmosferik hava, kuru hava ve su buharının bir karışımıdır. Bu nedenle hava entalpisi kuru hava ve su buharının entalpisi terimleriyle birlikte ifade edilir. Çoğu pratik uygulamada, hava-su buharı karışımındaki kuru hava miktarı genellikle sabit kalır, ancak su buharının miktarı değişir. Bu nedenle, atmosferik hava entalpisi, hava-su buharı karışımının birim kütesine göre değil, kuru hava birim kütesine göre ifade edilir. Atmosferik havanın toplam entalpisi kuru hava ve su buharının entalpilerinin toplamıdır (denklem 2.12) (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (2.12)$$

Her iki taraf m_a 'ya bölünür ise denklem 2.13 elde edilir.

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v \quad (2.13)$$

Veya denklem 2.14 ve denklem 2.15 şeklinde gösterilebilir.

$$h = h_a + \omega h_g \text{ (kJ/kg kuru hava)} \quad (2.14)$$

$$h_v \cong h_g \quad (2.15)$$

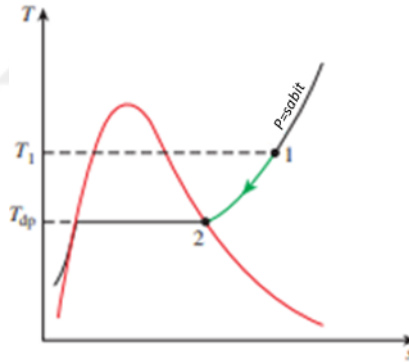
Ayrıca, atmosferik havanın sıcaklığı, diğer sıcaklık türlerinden ayırt edilmesi amacıyla genellikle kuru termometre sıcaklığı olarak adlandırılmaktadır (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

2.3. Çiğ Noktası Sıcaklığı

Hava içerisindeki fazla nem, serin yüzeylerde yoğunlaşmaktadır. Bu yoğunlaşmaya ‘çiğ’ oluşumu denmektedir. Özellikle, su buharlaşmasının fazla olduğu bölgelerde geceleri hava sıcaklıkları düştüğünde, havanın ‘nem tutma kapasitesi’ azalmakta ve havanın tutabileceği nem maksimum noktaya gelmektedir. Bir süre sonra havadaki nemin kapasitesi, içerdiği nem miktarı ile eşitlenecektir. Bu noktada hava doymun hale gelmekte ve bağıl nem oranı %100 olmaktadır. Bu aşamadan sonraki sıcaklık düşümünde nem yoğunlaşmaya başlamakta ve çiğ oluşumu meydana gelmektedir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Çiğ noktası sıcaklığı T_{dp} , havanın sabit basınç altında soğutulduğunda yoğunlaşmanın başladığı sıcaklık olarak tanımlanmaktadır. Başka bir deyişle, T_{dp} buhar basıncına karşılık gelen suyun doyma sıcaklığıdır ve denklem 2.16 ile ifade edilmiştir. Bu durum aynı zamanda Şekil 2.2’de de açıklanmıştır (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$T_{dp} = T_{doy @ P_v} \quad (2.16)$$



Şekil 2.2 : T-s diyagramı, Çengel (2015)’ten uyarlanmıştır.

Hava sabit basınç altında soğudukça buhar basıncı P_v sabit kalmaktadır. Bu nedenle, havadaki buhar (nokta 1), doymuş buhar çizgisine kadar sabit basınç altında soğuyan bir süreç geçirmektedir (nokta 2). Bu noktadaki sıcaklık T_{dp} 'dir. Eğer sıcaklık daha fazla düşerse, bir miktar buhar yoğunlaşacaktır. Sonuç olarak, havadaki buhar miktarı azalır, bu da P_v 'nin azalmasına neden olmaktadır. Hava yoğunlaşma sürecinde doymuş halde kalır ve bu nedenle %100 bağıl nem izleyen bir yolda ilerler. Doymuş havanın normal sıcaklığı ve çiğ noktası sıcaklığı birbirine eşittir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

2.4. Doyma ve Islak Termometre Sıcaklıkları

Bağıl nem ve mutlak nem sıcaklık ve basınç gibi niceliklerle ilişkilendirilmektedir. Bağıl nemin belirlenmesinin bir yolu da hava çiğ noktası sıcaklığının belirlenmesidir. Çiğ noktası sıcaklığı biliniyorsa, buhar basıncı olan P_v 'yi ve dolayısıyla bağıl nem oranı belirlenebilmektedir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Mutlak veya bağıl nemin belirlenmesinin başka bir yolu ise, Şekil 2.3'te şematik olarak ve T-s diyagramında gösterilen adyabatik doyma süreci ile ilişkilidir. Sistem, bir su havuzunu içeren uzun, yalıtılmış bir kanaldan oluşmaktadır. Belirli bir nem oranına ve T_1 sıcaklığına sahip olan doymamış bir hava akışı bu kanaldan geçirilir. Hava suyun üzerinden akarken, su buharlaşır ve hava akımıyla karışır. Bu süreçte hava nem içeriği artar ve sıcaklığı azalır, çünkü buharlaşan suyun gizli ısısının bir kısmı havadan gelir. Kanal yeterince uzunsa, hava akımı doymuş hava olarak ($\phi = 100\%$) T_2 sıcaklığında çıkar, bu da adyabatik doyma sıcaklığı olarak adlandırılır (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Eğer kanala T_2 sıcaklığındaki buharlaşma hızında su takviyesi yapılıyorsa, yukarıda açıklanan adyabatik doyma süreci bir sürekli rejim olarak analiz edilebilir. Bu süreçte ısı veya iş etkileşimleri olmaz; kinetik ve potansiyel enerji değişiklikleri ihmal edilebilir. Bu durumda, bu iki girişli, bir çıkışlı sürekli rejime sahip bir sistem için kütle korunumu (denklem 2.17 ve denklem 2.18) ve enerji korunumu denklemleri yazılabilir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (2.17)$$

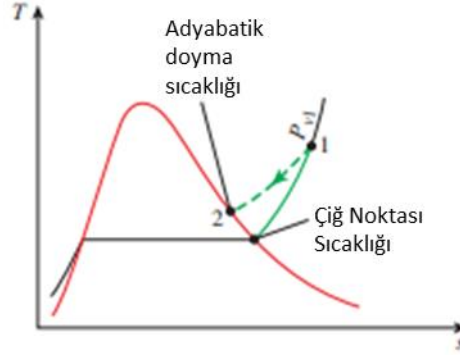
$$\dot{m}_{w1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{w2} \quad (2.18)$$

Veya denklem 2.19'deki gibi gösterilebilir.

$$\dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a \omega_2 \quad (2.19)$$

Son olarak denklem 2.20'deki hali almaktadır.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) \quad (2.20)$$



Şekil 2.3 : T-s diyagramı, Çengel (2015)’ten uyarlanmıştır.

Enerji dengesi denklem 2.21 ve denklem 2.22’deki gibi gösterilmiştir.

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkan} \quad (\dot{Q} = 0 \text{ ve } \dot{W} = 0) \quad (2.21)$$

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_{f_2} = \dot{m}_a h_2 \quad (2.22)$$

Ya da denklem 2.23’teki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) h_{f_2} = \dot{m}_a h_2 \quad (2.23)$$

Her taraf $\dot{m}_a$ ile bölünürse denklem 2.24 elde edilir.

$$h_1 + (\omega_2 - \omega_1) h_{f_2} = h_2 \quad (2.24)$$

Veya denklem 2.25’teki gibi ifade edilebilir.

$$(c_p T_1 + \omega_1 h_{g_1}) + (\omega_2 - \omega_1) h_{f_2} = (c_p T_2 + \omega_2 h_{g_2}) \quad (2.25)$$

Sonuç olarak denklem 2.26 halini almaktadır.

$$\omega_1 = \frac{c_p (T_2 - T_1) + \omega_2 h_{f_2} - \omega_2 h_{g_2}}{h_{g_1} - h_{f_2}} \quad (2.26)$$

Denklem 2.11’de yerine yazılırsa denklem 2.27 elde edilir.

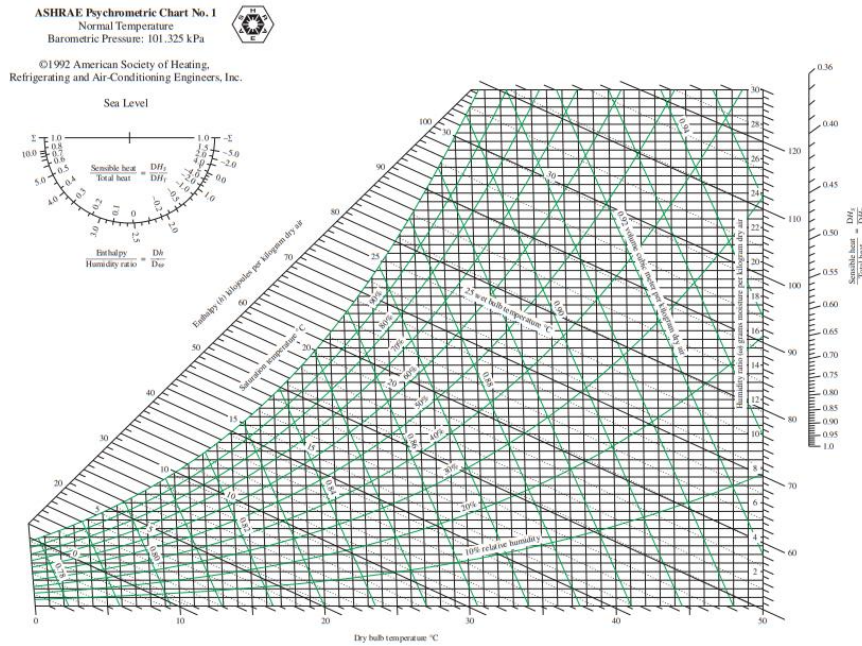
$$\omega_2 = \frac{0.622 P_{g_2}}{h_2 - P_{g_2}} \quad (2.27)$$

Bu durum $\phi_2 = \%100$ olmasından kaynaklanmaktadır. Bu nedenle, havanın mutlak nemi denklem 2.26 ve 2.27 ile ve adyabatik bir doyurucunun girişindeki ve çıkışındaki

havanın basıncının ve sıcaklığının ölçülmesiyle hesaplanabilmektedir. Eğer kanala giren hava zaten doymuşsa, o zaman adyabatik doyma sıcaklığı T_2 , giriş sıcaklığı T_1 ile aynı olacaktır, bu durumda denklem 2.26, $\omega_1 = \omega_2$ olmaktadır. Genel olarak, adyabatik doyma sıcaklığı, giriş ve çığ noktası sıcaklıkları arasında yer almaktadır (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

2.5. Psikrometrik Diyagram

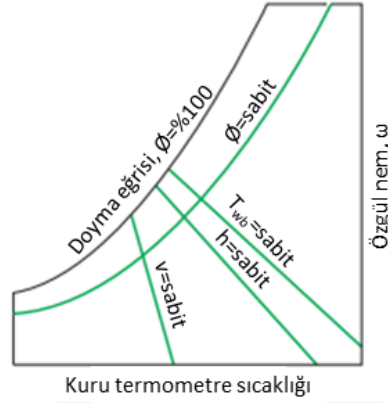
Belirli bir basınçtaki atmosfer havasının durumu, iki bağımsız özellikle tamamen belirlenebilmektedir. İklimlendirme sistemlerinde sıkça kullanılan grafikler vardır. Bu tür grafiklere psikrometrik diyagramlar denir ve iklimlendirme uygulamalarında yaygın olarak kullanılır. 1 atm (101,325 kPa) basınç için bir psikrometrik diyagram, SI birimlerinde Şekil 2.4'te verilmiştir. Diğer basınçlarda (deniz seviyesinden önemli ölçüde daha yüksek rakımlarda kullanılmak üzere) psikrometrik diyagramlar da mevcuttur (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).



Şekil 2.4 : Psikrometrik diyagram, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.

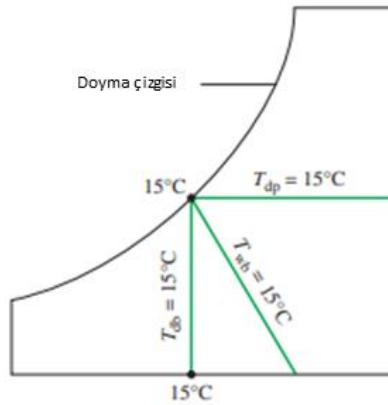
Psikrometrik diyagramın temel özellikleri Şekil 2.5'te açıklanmıştır. Kuru-termometre sıcaklıkları yatay eksen ve mutlak nem dikey eksende gösterilmektedir. Diyagramın sol ucunda, düz bir çizginin yerine bir eğri vardır ve bu doyma çizgisi olarak adlandırılmaktadır. Tüm doymuş hava durumları bu eğri üzerinde bulunmaktadır. Bu nedenle, bu eğri aynı zamanda %100 bağıl nem eğrisi olmaktadır. Diğer sabit bağıl

nem eğrileri de aynı genel şekle sahiptir. Sabit ıslak-termometre sıcaklığı çizgileri sağa doğru inişe benzer bir görünüme sahiptir. Sabit mutlak hacim çizgileri (m^3/kg kuru hava) benzer bir görünüme sahiptir ancak daha dikedir. Sabit entalpi çizgileri (kJ/kg kuru hava) sabit ıslak-termometre sıcaklığı çizgilerine neredeyse paraleldir. Bu nedenle, bazı diyagramlarda sabit-ıslak-termometre-sıcaklığı çizgileri sabit-entalpi çizgileri olarak kullanılmaktadır (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).



Şekil 2.5 : Psikrometrik diyagram üzerinde sabit değer çizgilerinin gösterimi, Çengel (2015)’ten uyarlanmıştır.

Doymuş hava için kuru-termometre, ıslak-termometre ve çiğ noktası sıcaklıkları aynıdır (Şekil 2.6). Bu nedenle, diyagramdaki herhangi bir noktadaki atmosfer havasının çiğ noktası sıcaklığı, noktadan doymuş eğriye yatay bir çizgi ($\omega = \text{sabit}$ ya da $P_v = \text{sabit}$) çizilerek belirlenebilir. Kesişim noktasındaki sıcaklık değeri çiğ noktası sıcaklığı olmaktadır (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

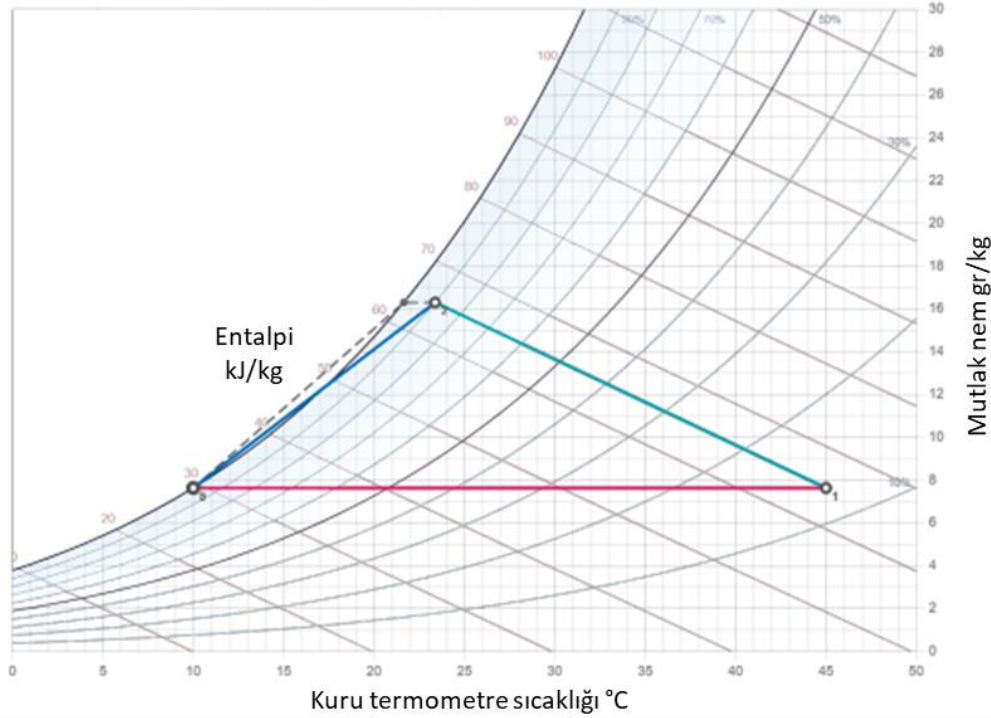


Şekil 2.6 : Doymuş hava için kuru termometre, ıslak termometre ve çiğ noktası sıcaklıklarının gösterimi, Çengel (2015)’ten uyarlanmıştır.

Psikrometrik diyagram aynı zamanda iklimlendirme süreçlerini görselleştirmek için değerli bir yardımcı olarak da hizmet eder. Örneğin, nemlendirme veya nem alma

olmadığında ($\omega = \text{sabit}$), olağan bir ısıtma veya soğutma süreci bu diyagramda yatay bir çizgi olarak görünmektedir. Yatay bir çizgiden sapma, süreç sırasında havadan nem eklenip çıkarıldığını gösterir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Şekil 2.7’de bir kurutma makinesindeki işlemler gösterilmiştir. Gerçek makinedeki gösterim psikomerik diyagramın dış sınırlarını aşacağından temsili noktalar oluşturularak kurutma süreci anlatılmıştır. Kurutma havası 1 noktasında rezistanstan çıkmıştır ve tambura giriş yapmıştır. 2 noktasında kıyafetler üzerinden nem alınmış ve kondenser kanallarına doğru yönlendirilmiştir. 3 noktasında ise kondenserden çıkmış (nemini bırakmış) ve fan yardımıyla tekrardan 1 numaralı noktaya yönlendirilerek çevrim kurutma prosesi tamamlanana kadar bu şekilde devam etmiştir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).



Şekil 2.7 : Kurutma prosenin psikrometrik diyagram üzerindeki örnek gösterimi

2.6. Hava İklimlendirme Sistemi

İklimlendirme süreçleri, basit ısıtma, basit soğutma, nemlendirme ve nem alma içerir. Bazen havanın, istenen sıcaklık ve nem seviyesine getirilmesi için bu süreçlerden ikisi veya daha fazlası gerekebilmektedir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

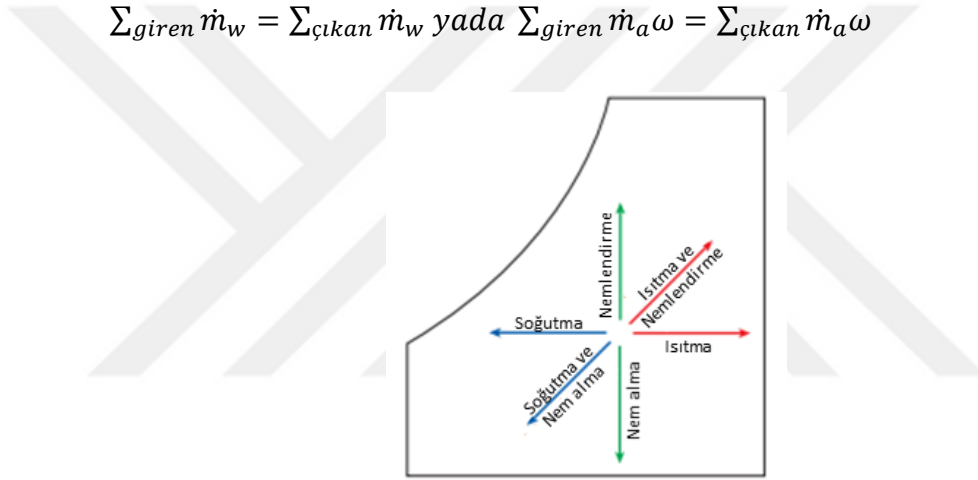
Çeşitli hava koşullandırma süreçleri, Şekil 2.8'deki psikrometrik diyagramda gösterilmiştir. Basit ısıtma ve soğutma süreçlerinin, bu süreçler sırasında hava nem içeriğinin sabit kalması nedeniyle ($\omega = \text{sabit}$) bu diyagramda yatay çizgiler olarak görünmektedir. Hava genellikle kışın ısıtılır ve nemlendirilirken, yazın soğutulur ve nemden arındırılmaktadır (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Birçok hava koşullandırma süreci, sürekli akış olarak modellenebilir ve bu nedenle kuru hava ve su için $\dot{m}_{giren} = \dot{m}_{çıkan}$ kütle denge ilişkisi şu şekilde ifade edilebilir:

Kuru hava ve su için olan kütle dengesi denklem 2.28 ve denklem 2.29 ile ifade edilir.

$$\sum_{giren} \dot{m}_a = \sum_{çıkan} \dot{m}_a \quad (\text{kg/s}) \quad (2.28)$$

$$\sum_{giren} \dot{m}_w = \sum_{çıkan} \dot{m}_w \text{ yada } \sum_{giren} \dot{m}_a \omega = \sum_{çıkan} \dot{m}_a \omega \quad (2.29)$$



Şekil 2.8 : Çeşitli hava koşullandırma sürecinin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.

Kinematik ve potansiyel enerji değişiklikleri göz ardı edilirse, sürekli akış dengesi denklem 2.30'daki gibi yazılabilir.

$$\dot{Q}_{giren} + \dot{W}_{giren} + \sum_{giren} \dot{m}h = \dot{Q}_{çıkan} + \dot{W}_{çıkan} + \sum_{çıkan} \dot{m}h \quad (2.30)$$

2.7. Basit Isıtma ve Soğutma

Birçok ısıtma sistemi, bir soba, bir ısı pompası veya elektrik dirençli bir ısıtıcıdan oluşur. Bu sistemlerdeki hava, sıcak gazların borularını veya elektrik direnç tellerini içeren bir kanalın içinden dolaştırılarak ısıtılır. Bu süreç sırasında havadaki nem miktarı sabit kalır çünkü havaya nem eklenmez veya nem çıkarılmaz. Yani, havadaki

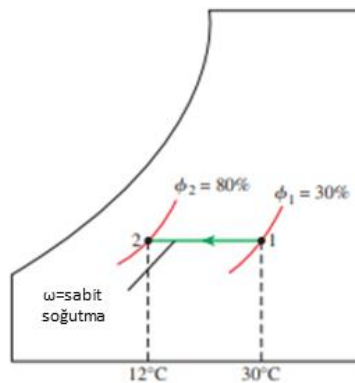
mutlak nem miktarı ($\omega = \text{sabit}$) nemlendirme veya nem alma olmadan bir ısıtma (veya soğutma) sürecinde sabit kalmaktadır. Bu tür bir ısıtma süreci, psikrometrik diyagramda sabit mutlak nem çizgisini takip ederek kuru termometre sıcaklığının artması yönünde ilerler, bu da yatay bir çizgi olarak görünür (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Bir diğer önemli nokta ise mutlak nem miktarının sabit olduğu bir ısıtma sürecinde bile havanın bağıl neminin azaldığıdır. Bu azalma, bağıl nemin, aynı sıcaklıkta hava nem içeriğinin nem kapasitesine olan oranı olduğu için, nem kapasitesinin sıcaklıkla artması nedeniyle gerçekleşmektedir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Mutlak nemin sabit olduğu bir soğutma süreci, yukarıda tariflenen ısıtma sürecine benzetmekle birlikte kuru termometre sıcaklığı azalır ve bağıl nem bu süreçte artar (Şekil 2.9). Soğutma, havanın bir soğutucu veya soğutulmuş suyun aktığı boru üzerinden geçirilmesiyle gerçekleştirilebilir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Nemlendirme veya nem alma içermeyen bir ısıtma veya soğutma süreci için kütle korunum denklemleri, kuru hava için $\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3}$ ve su için $\omega_1 = \omega_2$ şeklinde basitleştirilebilir. Var olan herhangi bir fan işini ihmal edersek, bu durumdaki enerji korunumu denklem 2.31'deki gibi yazılabilmektedir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \text{ yada } q = h_2 - h_1 \quad (2.31)$$



Şekil 2.9 : Basit ısıtma sürecinin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.

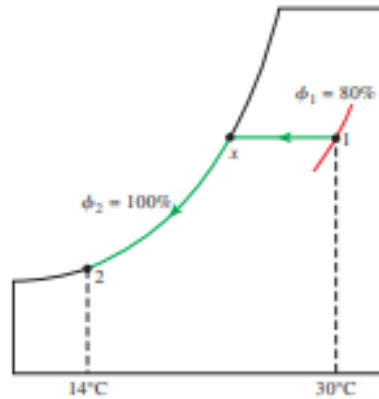
Burada h_1 ve h_2 , ısıtma veya soğutma bölümünün girişinde ve çıkışında birim kuru hava kütlesi başına düşen entalpi değerleridir.

2.8. Soğutmayla Yoğuşturma

Basit bir soğutma işlemi sırasında havadaki mutlak nem oranı sabit kalır, ancak bağıl nem oranı artar. Eğer bağıl nem istenmeyen yüksek seviyelere ulaşırsa, havadan bir miktar nem çıkarmak, yani havayı kurutmak gerekebilir. Bu durum, havayı çığ noktası sıcaklığının altına soğutmak anlamına gelmektedir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Nem alma ile soğutma süreci psikrometrik diyagramda (Şekil 2.10) gösterilmiştir. Sıcak ve nemli hava durumu 1'de soğutma bölümüne girer. Soğutma bölümünden geçerken sıcaklığı düşer ve bağıl nem oranı sabit mutlak nemle birlikte artar. Eğer soğutma bölümü yeterince uzunsa, hava çığ noktasına ulaşır (durum x, doymuş hava). Havanın daha fazla soğutulması, havadaki nemin bir kısmının yoğuşmasına neden olur. Hava, tüm yoğuşma süreci boyunca doymuş bir hava hattını takip eden %100 bağıl nem çizgisini izleyerek (durum 2'ye kadar) doymuş durumda kalır. Bu süreçte havadan yoğuşan su buharı, soğutma bölümünden ayrı bir kanal aracılığıyla uzaklaştırılır. Yoğuşan su buharı genellikle T_2 'de soğutma bölümünden ayrıldığı varsayılır (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).

Soğuk, doymuş hava durumu 2 genellikle doğrudan odaya yönlendirilir ve burada oda havasıyla karışır. Ancak bazı durumlarda, durum 2'deki hava doğru mutlak nemde olabilir ancak çok düşük bir sıcaklıkta olabilir. Böyle durumlarda hava odaya gönderilmeden önce bir ısıtma bölümünden geçirilerek sıcaklığı daha rahat edilebilecek bir seviyeye yükseltilir (Çengel, Y., Boles, MA, 2015, Bölüm 14).



Şekil 2.10 : Soğutmayla yoğuşturma işleminin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi, Çengel (2015)'ten uyarlanmıştır.



3. TAMBURLU ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNELERİ HAKKINDA TEMEL BİLGİLER

Ev tipi tamburlu çamaşır kurutma makineleri temelde elektrikli ve gazlı olmak üzere iki farklı konseptte üretilmektedir. Elektrikli çamaşır kurutma makineleri de kendi içerisinde üç farklı sistem ile piyasada bulunmaktadır. Elektrikli bir ısıtıcıyla ısıtma yapan bacalı çamaşır kurutma makineleri ve kondenserli çamaşır kurutma makineleri bulunmaktadır. Enerji verimliliği üzerindeki etkisi ile ısı pompalı kurutma makineleri de son yıllarda piyasada yerini almaktadır.

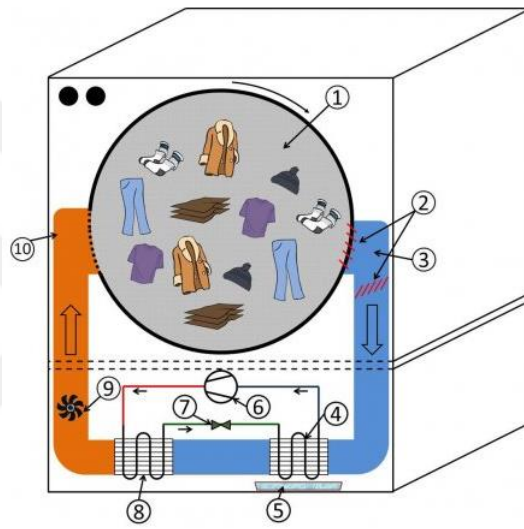
Tamburlu çamaşır kurutma makinelerindeki temel prensip şu şekildedir; elektrikli ısıtıcı ile belirli bir sıcaklığa çıkartılmış ve bağıl nemi düşürülmüş hava ıslak çamaşırların bulunduğu tambura bir fan aracılığı ile gönderilir. Fanları ve tamburu aynı motor tahrik etmektedir. Çamaşırların içinden geçerek nem alan hava öncelikli olarak filtreden geçer, sonrasında ise makinenin tipine göre ya doğrudan atmosfere atılır ya da bir yoğuşturucuda nemini bırakarak ve tekrardan ısıtılarak tambura geri gönderilir.

Günümüz koşullarında enerji tüketimi en can alıcı konulardan birisidir. Elektrik enerjisi ile çalışan kurutma makineleri de bu enerji tüketiminin bir parçasıdır. Kondenserli ve bacalı çamaşır kurutma makinelerinde bulunan elektrikli ısıtıcı kurutma esnasında harcanan enerjinin büyük bir bölümünü oluşturmaktadır. Beyaz eşya sektöründe de enerji tüketimi konusu her geçen yıl daha fazla önem kazanmaktadır. Beyaz eşya ürün grubunda enerji tüketimi ile ön planda olan ürünlerden biri tamburlu çamaşır kurutma makineleridir. Çamaşır kurutma makinelerinin alımı esnasında, enerji tüketimi, kurutma performansı ve kurutma süresi gibi çıktılar ön plandadır.

3.1. Isı Pompalı Çamaşır Kurutma Makineleri

Isı pompalı çamaşır kurutma makineleri enerji verimliliği yönünden en performanslı ürünlerdir. Isı pompalı çamaşır kurutma makineleri temelde çamaşırlardan nem alınma işleminin gerçekleştiği bir kurutma çevrimi ve nem alma prosesini sağlayan bir soğutkan çevrimine sahiptir.

Kurutma evriminin dngsn sağlayan makine arkasında bulunan fan salyangoz mekanizmasıdır. Kurutma evrimi teorik olarak kapalı bir çevrimdir. Bu çevrimde hava ile amaşırdan alınan nem evaporatörde yoğuşıturulur ve tekrardan kondenserde ısıtılarak tambur içerisine gönderilir. Isı pompası sistemi ise; evaporatör, kondenser, soğutucu akışkan ve soğutucu akışkanın çevrimini sağlayan bir kompresörden oluşmaktadır. Kurutma ve soğutma evrimi Şekil 3.1 ile gösterilmiştir. Evaporatör ve kondenserin malzemesi ısı transferi etkinliğinin ve maliyetlerin etkisine göre genelde alüminyum ya da bakır olarak kullanılmaktadır. Makinenin kurutma kapasitesi ve enerji sınıfına göre hem malzeme seğimi hem de kompresör seğimi değişıbilmektedir.



Şekil 3.1 : Isı pompalı amaşıır kurutma makinesi (URL-1)

3.2. Kondenserli amaşıır Kurutma Makineleri

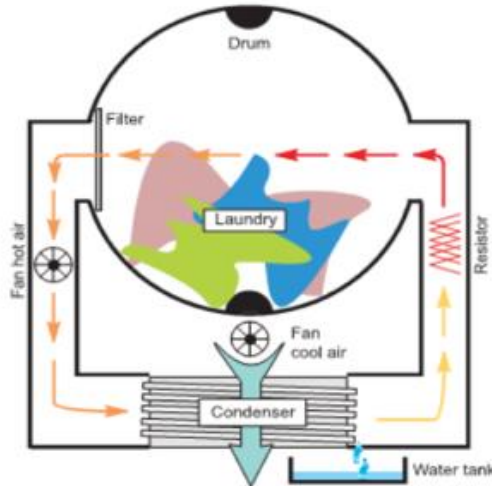
Kondenserli amaşıır kurutma makineleri enerji sınıfı bakımından ısı pompalı amaşıır makineleri ile bacalı amaşıır kurutma makineleri arasında kalmaktadır. Kondenserli makineler temelde iki farklı çevrime sahiptir. Bunlar nem alma prosesinin gerçekleştiği kurutma çevrimi ve kurutma prosesinin soğutma ihtiyaını gideren soğutma evrimidir.

Kurutma evrimi kapalı bir sistemdir. Fan aracılığı ile elektrikli ısıtıcıya gönderilen hava sıcaklığı yükseltilerek tambur içerisindeki amaşııra yönlendirilir. amaşıırın içerisinden geçerek amaşıırda bulunan nemi alan hava önce filtreden geçer. Filtreden sonra kondenserin kanallarına ulaşan hava burada sıcaklık dşışııyla birlikte

üzerindeki nemini kondenser kanallarına bırakır ve yine fana ulaşır. Bu çevrim kurutma prosesi bitene kadar devam etmektedir.

Kondenserli makinelerde yoğunlaşmanın olması için kurutma havasının kondenserde sıcaklık düşüşüne uğraması gerekmektedir. Bunu sağlayan soğutma sistemidir. Soğutma sistemi açık bir çevrimdir ve oda ortamından bir fan aracılığı ile emilen havanın kondenser kanatlarının bulunduğu bölgeden geçirilerek ve kondenserin ısınıp alarak tekrardan oda ortamına atılmasından oluşmaktadır.

Kondenserli kurutma makineleri soğutma havasının döngüsü için bir fan salyangoz sistemine sahiptir. Kurutma havası çevrimini de yine makinenin arkasında bulunan bir fan salyangoz sistemi sağlamaktadır. Soğutma ve kurutma havası kondenser üzerinde birbirine karışmaksızın birbirleri arasında ısı transferi yapmaktadır. Isı kurutma havasından kondenser kanallarına, kondenser kanallarından kanatlara akmaktadır. Kondenser kanatlarından da soğutma havası aracılığı ile bu ısı alınmaktadır. Kondenserli kurutma makinesindeki kurutma ve soğutma çevrimleri Şekil 3.2 ile gösterilmiştir. Kondenser kanatların ve kanalların bulunduğu katmanlı bir yapıdadır ve genellikle alüminyum malzemeden üretilmektedir. Makinenin kurutma kapasitesine göre kondenser tipleri ve kanal, kanat ve katman adetleri değişiklik göstermektedir.

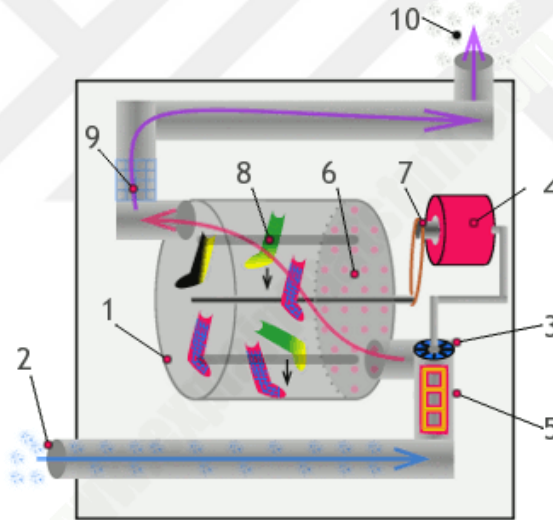


Şekil 3.2 : Kondenserli çamaşır kurutma makinesi (URL-2)

3.3. Bacalı Çamaşır Kurutma Makineleri

Bacalı çamaşır kurutma makineleri sadece kurutma çevrimine sahiptir ve bu çevrim açık çevrim olarak çalışmaktadır. Bacalı çamaşır kurutma makinelerinde de tıpkı kondenserli kurutma makinelerindeki gibi elektrikli ısıtıcı kullanılmaktadır. Bacalı çamaşır kurutma makinesinin kondenserli çamaşır kurutma makinesinden farkı makine içerisinde herhangi bir yoğuşturucu bulundurmamasıdır.

Bacalı çamaşır kurutma makinelerinde fan aracılığı ile ortamdan emilen hava doğrudan ısıtıcıya yönlendirilir. Isıtılarak nem alma kapasitesi arttırılan hava tamburun içerisinde geçerek ıslak çamaşırlar üzerinden nem almaktadır. Nemli hava daha sonra filtreden geçerek bir baca yardımıyla oda dışına tahliye edilir. Bacalı kurutma makinelerinin kullanımında genellikle baca sistemi tercih edilir. Aksi durumda nemli hava oda ortamına atılacak, odanın sıcaklık ve nem dengesini değiştirecektir. Bacalı kurutma makinesinin kurutma çevrimi Şekil 3.3 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : Bacalı çamaşır kurutma makinesi (URL-3)

3.4. Kondenserli Çamaşır Kurutma Makinesinin Fonksiyonel Komponentleri

Tez kapsamında üzerinde çalışılacak olan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin fonksiyonel komponentleri tanıtılmak istenmiştir. Bu komponentler ısıtma ve soğutmada aktif rol oynayan elemanlardır. Kurutma ve soğutma olmak üzere iki çevrim için ayrı ayrı komponentler incelenmiştir. Ortak nokta olan kondenser ayrıca incelenmiştir.

Tez çalışmasında kullanılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin nden, yandan ve arkadan alınan görselleri Şekil 3.4 ile gösterilmiştir.

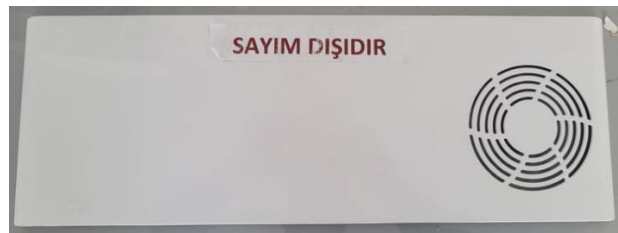


Şekil 3.4 : Tez alışması için kullanılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin görselleri

3.4.1. Soğutma evriminin fonksiyonel komponentleri

3.4.1.1. Tekmelik

Tekmelik bir estetik komponent olarak makinenin kapağının altında bulunur. Tekmelik müşterilerin kolaylıkla çıkartabileceği bir komponenttir. Komponentin arkasında hem kondenserin giriş çıkış kapağı hem de soğutma havasının emiş yaptığı fan kanalı ızgarasının yeri vardır. Soğutma havasının oda ortamından çekilebilmesi için tekmelik üzerinde de ızgara bulunmaktadır (Şekil 3.5). Tekmelik ızgarası ile fan kanalı ızgarası arka arkaya bulunmaktadır.



Şekil 3.5 : Tekmelik ve tekmelik ızgarası

3.4.1.2. Fan ızgarası

Fan kanalı ızgarası güvenlik standartları için en az bir vida ve bir tırnak ile montaj edilen soğutma havasının fana ulaşmadan önceki kanalın girişinde bulunmaktadır. Tekmelik komponentinin arkasında bulunan bir parçadır ve hareketli parça olan fana temas edilmesini engellemektedir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 : Fan ızgarası

3.4.1.3. Fan kapağı kanalı

Fan kanalı, fan ile fan ızgarası arasında kalan ve iki parçadan oluşan bir bölgedir. Soğutma havası sırasıyla tekmelik ızgarasından, fan ızgarasından geçer ve fan kanalını takip ederek fana ulaşır. Fan öncesindeki bu kanalın alt bölgesi temel adı verilen ve makinenin altını oluşturan plastik parça üzerine işlenmiştir. Fan kanalının üzerinde de fan kapağı adı verilen plastik parça bulunmaktadır (Şekil 3.7).



Şekil 3.7 : Fan kapağı ve fan kanalı

3.4.1.4. Soğutma havası fan salyangoz

Soğutma sisteminin çalışması için oda ortamından hava emilmesi ve kondenserin kanatlarına bu havanın gönderilmesi gereklidir. Havanın bu döngüsünü soğutma fanı sağlamaktadır. Soğutma fanı fan kapağı ile kullanılmaktadır. Fan kapağı ve temel parçadaki geometrik detay salyangozu oluşturmaktadır (Şekil 3.8).



Şekil 3.8 : Fan görseli ve salyangoz görseli

3.4.1.5. Difüzörler

Soğutma havasını oda ortamından çeken radyal fan, soğutma havasını kondenserin kanatlarına yönlendirir. Fan çıkışından kondensere doğru bir genişleme olmaktadır. Genişlemenin etkisiyle soğutma havasının kondenser üzerine homojen dağılması için difüzörler kullanılmaktadır. Difüzörler alt ve üst parçadan oluşmaktadır (Şekil 3.9). Plastik enjeksiyonun izin verdiği teknikte birbirine yaklaştırılsa da alt ve üst difüzörler arasında boşluk olmak zorundadır.



Şekil 3.9 : Alt ve üst difüzörler

3.4.1.6. Kondenser kanatları

Kondenser, kondenserli çamaşır kurutma makinelerinde ısı değişiricisi olarak kullanılan komponentidir (Şekil 3.10). Kanatların bulunduğu ve kanalın bulunduğu katmanlardan oluşmaktadır. Kondenser üzerindeki sızdırmaz contalar sayesinde soğutma havası ile kurutma havası birbirine karışmamaktadır. Kurutma havasının ısısı önce kanallara ve kanallardan kanatlara akmaktadır. Kanatların içerisinden geçen soğutma havası ise bu ısıyı alarak ortamdan uzaklaştırmaktadır. Kondenserin boyutları, katman sayısı ve kanat geometrisi kullanılan sistemin ihtiyacına göre değişiklik göstermektedir.



Şekil 3.10 : Kondenserin üstten ve yandan görüntüsü

3.4.2. Kurutma çevriminin fonksiyonel komponentleri

3.4.2.1. Tambur

Tambur ıslak çamaşırların içerisine yerleştirildiği haznedir (Şekil 3.11). Tamburun dönüşünü fanın da dönüşünü sağlayan elektrikli bir motor yapmaktadır. Kondenserli çamaşır kurutma makinelerindeki enerji tüketiminin büyük bir bölümü elektrikli ısıtıcıdan geliyor olsa da enerji tüketiminin bir kısmı da elektrikli motordan gelmektedir.



Şekil 3.11 : Tamburun yandan ve karşıdan görüntüsü

3.4.2.2. Filtre

Hava çevriminin etkisi ile hem termal hem de mekanik etkilere maruz kalan çamaşırlardan kopan parçalar kurutma havasına dahil olurlar. Hav adı verilen bu parçaların tambur dışına çıkması istenmeyen bir durumdur. Havların toplanması adına kondenser öncesinde bir filtre bulunmaktadır (Şekil 3.12). Filtrenin kumaşı genellikle polyester malzemeden imal edilmektedir ve makine üreticisinin isteğine göre gözenek yapısı değiştirilir. Filtrenin yapısal parçaları plastik olmaktadır.



Şekil 3.12 : Çamaşırlardan kopan parçaçıkları tutmaya yarayan filtre

3.4.2.3. Kondenserin kanalları

Kondenser kanalları kondenserin içerisinde ve kanatlar ile yapışık vaziyette bulunmaktadır. Genellikle alüminyum olan kanalların içerisinde kurutma havası geçmektedir (Şekil 3.13). Teorik olarak beklenen kurutma havasının kanallardan geçerken yoğunlaşma yapması ve nemini kanal içine bırakmasıdır. Belirli bir açı ile tasarlanan kondenser kanalları sayesinde yoğunlaşan su toplama kabına toplanmaktadır. Kondenser kanallarından ayrılan hava arka fan yardımı ile ısıtıcıya gönderilir.

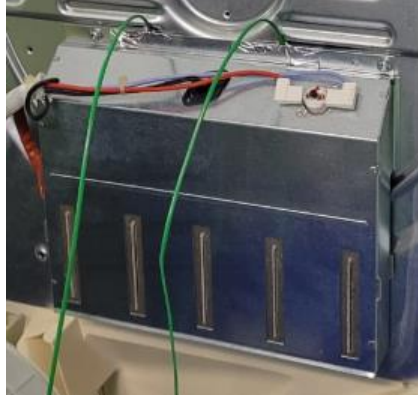


Şekil 3.13 : Kanatlar ve kanallar

3.4.2.4. Elektrikli ısıtıcı

Elektrikli ısıtıcı, kurutma havasının sıcaklığını yükselterek nem alma kapasitesini arttırmak için kullanılmaktadır (Şekil 3.14). Elektrikli ısıtıcı içerisinde bulunan tel dirençlerin ısınması sonucu ısıtıcı içeresinden geçen kurutma havasının sıcaklığı artmaktadır. Elektrikli ısıtıcı, üzerinde bulunan sıcaklık sensörü ile kontrol edilir ve yine üzerinde bulunan termik kesiciler güvenlik için bulunmaktadır. Kontrol dışı ısınmalarda yangın riskinin önlenmesi adına termik kesiciler güvenlik standartlarına göre belirlenen sıcaklıklarda elektrik enerjisini kesmektedir. Isıtıcının gücü sistem

üreticisinin tasarımıyla ilgili olmaktadır. Isıtıcılar bazen tek kademe bazense çift kademeli olarak kullanılmaktadır.



Şekil 3.14 : Elektrikli ısıtıcı

3.4.2.5. Motor

Elektrikle çalışan motor, kondenserli çamaşır kurutma makinesinde bulunan soğutma ve kurutma havasının çevrimini sağlayan soğutma ve kurutma fanının dönüşünü sağlamaktadır (Şekil 3.15). Motorun bir diğer görevi ise tamburun döndürülmesidir.



Şekil 3.15 : Elektrikli motor

3.4.2.6. Pompa motoru ve şamandıra

Pompa motoru ve şamandıra sistemi üst tanklı tüm modellerde bulunmaktadır. Kurutma çevriminin başlamasıyla beraber kondenserde yoğunlaşan su kondenserin kanallarından akarak su toplama haznesinde toplanmaktadır. Çevrimin devam etmesiyle beraber haznede yükselen su şamandırayı kaldırmakta ve şamandıranın tasarımında bulunan çıkıntı anahtarı aktif hale getirmektedir. Anahtarın aktif olmasıyla çalışan pompa suyu makinenin üst tarafında bulunan su haznesine yönlendirir. Pompanın çalışması algoritmayla yönlendirilirken su taşma probleminin önüne

geçilmesi için şamandıra kullanılmıştır. Şamandıra ve pompa motoru Şekil 3.16 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.16 : Pompa motoru ve şamandıra

3.4.2.7. Nem sensörü ve kurutma algoritması

Tamburlu kurutma makinelerinde çeşitli nem algılama sistemleri bulunmaktadır. Bazı modellerde nem sensörü bulunurken bazı modellerde ise sıcaklık sensörlerinden alınacak veriler ile kurutma tahlili yapılmaktadır. Yeni teknolojilerde sinyal sistemi ile su algılama da mevcuttur ki bu sistem sayesinde çamaşırın içerisinde kalmış su bile algılanabilmektedir. Tez makinesinde nem sensörü bulunmamaktadır. Kurutma tahlili sıcaklık sensörlerinden alınan sıcaklık verilerine göre belirlenmektedir.



4. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Özellikle son yıllarda artan teknolojik gelişmeler beyaz eşya ürünlerini daha ulaşılabilir kılmıştır. Kullanılan makine sayısındaki artış ise enerji tüketimini arttırmaktadır. Enerji tüketiminin sınırlı kaynakların azaltılmasındaki rolü nedeniyle makinelerin enerji performanslarında iyileştirmeler yapmak elzem hale gelmiştir.

Diğer beyaz eşya ürünleri gibi tamburlu çamaşır kurutma makinelerinin de enerji tüketiminde aktif rol oynadığı aşıkardır (Conde M.R., 1997). Makinelerin enerji tüketimi deklare edilmek zorunda ve bu durum kurutma makinesi seçiminde tercihleri değiştirebilmektedir. Çamaşır kurutma makineleri enerji tüketimi sürecinde fark edilebilir bir noktadadır (To ve diğ., 2007). Çamaşır kurutma makinesi için en önemli çıktılar kurutma oranı, kurutma süresi ve enerji performansı olsa da bu çıktılar arasında müşteriler çamaşır kurutucusu satın alırken en fazla enerji tüketimine dikkat etmektedirler (Stawreberg ve Wikström, 2011). Özellikle Avrupa pazarında, enerji verimliliği kurutucu satışlarını etkilemektedir (Michel ve diğ., 2017).

Kurutucular literatürde temel olarak gazlı ve elektrikli olarak ayrılmışlardır. Son yıllarda elektrikli kurutucu satışlarının gazlı ürün satışlarına göre artış gösterdiği belirlenmiştir. Elektrikli kurutucular ise kurutma sistemlerine göre bacalı, kondenserli ve ısı pompalı olarak sınıflandırılmıştır. Literatür taramasında, yapılan çalışmalar incelenmiştir.

4.1. Tamburlu Çamaşır Kurutma Makineleri Çalışmaları

Literatür taraması yapıldığında kondenserli kurutma makineleriyle ilgili yeterli çalışmaya ulaşılamamıştır. Çalışmalar ağırlıklı olarak ısı pompalı ve bacalı çamaşır kurutma makineleriyle ilgilidir. Bazı literatür çalışmalarında ise çalışmalar kapalı ve açık çevrim olarak sınıflandırılmıştır. Bacalı tipteki çamaşır kurutma makineleri açık çevrim, ısı pompalı ve kondenserli çamaşır kurutma makineleri ise kapalı çevrim olarak literatürde yerini almıştır.

Açık çevrim olan bacalı çamaşır kurutma makinelerinde kurutma havası doğrudan bir baca yardımıyla makine dışına çıkartılarak çalışmaktadır. Çamaşırlara nem almak için gönderilecek olan hava tekrardan makine dışından emilerek ve kurutma havasının nem alma kapasitesini arttırmak için ısıtıcıda ısıtılarak tambura gönderilir.

Kapalı çevrim adı verilen sistemlerde ise kurutma havası ilgili bölgede nemini bırakarak ısıtıcıya yönlendirilir, kurutma havasının sıcaklığı artırılır ve tekrardan çamaşırlara yönlendirilir. Kurutma havasının çevrimi teorik olarak kapalı bir çevrimdir. Kapalı çevrimlerde aynı kurutma havası kullanılırken açık çevrimde tekrar tekrar hava emişi olmaktadır.

Tez çalışmasının amaçlarından biri olarak enerji tüketiminin iyileştirilmesi kapsamında literatür çalışmaları yapılmış ve enerji tüketimini iyileştirmeyi amaçlayan çalışmalar genel olarak incelenmiştir.

4.1.1. Açık çevrime sahip çamaşır kurutma makineleri için yapılan literatür araştırması

Açık çevrime sahip çamaşır kurutma makineleri, elektrikli ısıtıcıdan geçmiş olan kurutma havasını bir fan aracılığı ile tambura gönderir. Islak çamaşırlardan nem çeken kurutma havası, önce bir filtre üzerinden geçer ve daha sonra bir kanal aracılığıyla makinenin dışına atılır. Kurutma havası sürekli olarak dışarıdan çekilir (Cochran ve diğ., 2009). Çalışmalar, açık çevrimli çamaşır makinelerinin ucuz, güvenilir ve nispeten hızlı kurutma sistemine sahip olduğunu göstermektedir; ancak, nem sorunlarından kaçınmak için makinenin nemli havayı odanın dışına atması gerektiği de belirlenmiştir (Bansal ve diğ., 2001). Benzer bir bağlamda, açık çevrimli çamaşır kurutma makinelerinin soğuk iklimlerde tercih edilmediği belirtilmiştir çünkü sıcak kurutma havasının enerji içeriği kaybolur ve evin net hava kaybı, evin ısıtma sisteminden telafi edilmek zorunda kalınır (Cochran ve diğ., 2009).

Tamburlu çamaşır kurutma makineleri için çok fazla çalışma yapmış olan Bassiliy ve Colver (2003) yılında gerçekleştirdikleri bir çalışmada, elektrikli çamaşır kurutma makinelerinin performansını incelemiştir. Bu çalışmada, kurutucularda kütle transfer oranını artırmak için fan ve tambur hızı, giysilerin toplam ağırlığı ve ısıtıcı gücü konularında çalışılmış ve kaçakların azaltılabileceğini göstermiştir. Bu optimal ayarlamalar sayesinde kurutucunun enerji tüketimi ve kurutma süresiyle ilgili önemli gelişmeler elde edilmiştir. Başka bir çalışma, deney sonuçlarına dayanarak giysilerin

tambur içindeki kütle transferini, tambur hızı, giysilerin ağırlığı, Reynolds sayısı, Gukhman sayısı ve Schmidt sayısı ile ilişkilendiren bir ilişki kurar (Bassily, A. M., ve Colver, G. M., 2003).

Enerji performansını artırmaya yönelik yapılan çalışmalardan birinde, oda sıcaklığı ve bağıl nemin enerji tüketimine önemli etkisi olduğu belirlenmiştir (Bansal, ve diğ., 2001).

Hekmant ve Fisk (1984), içerde dolaşan kurutma hava debisinin ve ısıtıcı gücünün azaltılmasıyla açık devre kurutucularda %8 oranında enerji tasarrufu sağlandığını göstermiştir.

Kurutma makinesine giren havadaki bağıl nemin azaltılması ve kurutma hızının artırılmasıyla birlikte kurutma süresi kısaltmıştır. Bu çalışma, bacalı kurutucular için Berion ve Brunzell (2005) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma genel olarak, ısıtıcı gücünün belirli bir seviyeye azaltılması veya ayarlanmasıyla birlikte kurutma sisteminin daha az enerji tüketmesiyle ilgilidir. Ek olarak, kurutma süresi de kısalacaktır. Ancak ortam koşulları ve yükün nem içeriği gibi faktörlere bağlı olarak ısıtıcı gücünün ayarlanması, algoritmaya bağlı bir kontrol mekanizması gerektirir. Kurutma yükü ve yükün nem içeriğinin tahlili ve zamanla değişimi ise işin dezavantajlı kısmıdır.

4.1.2. Kapalı çevrime sahip çamaşır kurutma makineleri için yapılan literatür araştırması

Tamburlu tip çamaşır kurutucularında enerji tüketimini azaltmanın bir başka yolu da ısı geri kazanımı sağlayacak ısı değiştiriciler kullanmak veya havayı kapalı bir çevrimde dolaştırılmaktadır. Kondenserli kurutucularda olduğu gibi kurutma havası kondenserin içerisinden geçirilmeli ya da atık hava yeniden ısıtıcıya yönlendirilmelidir. %100 sirkülasyona giren kapalı çevrimli çamaşır kurutma makineleri ile açık çevrimli kondenserli makinelerin spesifik enerji tüketimi karşılaştırılmıştır (Conde, M. R., 1997).

Kapalı çevrimli kondenserli çamaşır kurutma makinelerinde spesifik enerji tüketimi açık çevrimli tipteki kurutuculara göre daha yüksektir. Kurutucudaki kaçakların spesifik enerji tüketimini olumsuz etkilediği bulunmuştur. Tambur ve ısıtıcı arasında önemli ölçüde kaçak olduğu gözlemlenmiştir (Berghel, J., 2004).

Tamburlu kurutma makinelerinde genel olarak ısı geri kazanımının nasıl gerçekleştirilebileceği konusunda da çalışmalar literatürde yer almaktadır. Çalışmalardan birinde, ısı değiştirici kullanarak ısı geri kazanımının geliştirilmesi ele alınmıştır (Bansal ve diğ., 2001). Başka bir çalışmada, enerji verimliliği elektrikli kurutma makinelerine göre %40 daha yüksek olan ısı pompalı tambur kurutucuları araştırılmıştır (Braun ve diğ., 2002).

Bassily ve Colver (2003), tambur yalıtımı ve kaçakların azaltılması yoluyla enerji verimini artırmayı amaçlayan bir çalışma tamamlamışlardır. Bu çalışmanın büyük bir kısmı bacalı tip kurutucuları kapsamaktadır. Ancak, kondenserli tip kurutucularla ilgili çok az sayıda sonuç bulunmaktadır. Kondenserli tip kurutucular için elde edilen sonuçlar deneysel verilere dayanmaktadır.

Tamburlu tip çamaşır kurutucularına yönelik yapılan en kapsamlı çalışmalardan biri Lena Brunzell'in (2006) yayımladığı doktora tezi olmuştur. Bu çalışma, spesifik enerji tüketimini azaltmanın yollarını araştırmıştır.

Literatürde, ısı kapasitesi, kurutma havası ve soğutma havası debisi üzerinde çalışılarak kondenserli çamaşır kurutma makinelerinin enerji ve kurutma performansını artırmaya yönelik deneysel çalışmalar bulunmaktadır (Do ve diğ., 2013). Bu çalışmalarda ayrı ayrı olarak ısıtıcının ve hava debilerinin enerji tüketimi, kurutma performansı ve kurutma süresi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bir diğer deneysel yöntemler ile yapılan bir çalışmada ise soğutma havasının debisinin ve kondensere giriş sıcaklığının düşürülmesinin kondenserli çamaşır kurutma makinesinin kurutma ve enerji performansına ve kurutma süresine olan etkisi incelenmiştir (Yıldıran, V.C., ve Güneş, H., 2023d)

Kondenser makinesi için yapılan başka bir çalışmada, tek boyutlu sistem modellemesi üzerinden bir yaklaşım benimsenmiştir. Bu yaklaşımda, diğer tüm girdiler sabit tutularak soğutma havasının debisi ve sıcaklığının kondenserli çamaşır kurutma makinesinin kurutma havasının ısı kaybı ve yoğunlaştırma oranı üzerindeki etkisi incelenmiştir (Yıldıran, V.C., ve Güneş, H., 2023c). Başka bir çalışmada, HAD ve deneysel çalışmalar ile soğutma havasının akış hızındaki artışla soğutma fanı verimliliği arasındaki ilişki incelenmiş, ardından makinenin enerji tüketimi ve kurutma performansı analiz edilmiştir (Yıldıran, V.C., ve Güneş, H., 2023a).

Kondenserli amaşır kurutma makinelerinde yapılan HAD çalışmalarına bir rnek Khande ve diğlerleri (2018) tarafından gerçekleşmiştir. Bu çalışmada farklı kurutma ve soğutma havası debilerinde dikdörtgen, üçgen ve yamuk şekillerdeki kondenser kanatlarının, kondenserdeki basınç düşüşüne ve ısı transferine olan etkisi incelenmiştir. Bir diğler çalışmada ise kurutma soğutma havası ve soğutma havası ayrı ayrı modellenmiş ve kondenserdeki ısı transferi incelenmiştir. Soğutma havasının debi artışıyla birlikte kondenserdeki ısı transferi ve sıcaklık düşüşü incelenmiştir (Yıldiran, V.C., ve Güneş, H., 2023b).





5. LABORATUVARIN VE ÖLÇÜM EKİPMANLARININ TANITILMASI

Tez çalışmasındaki deneysel çalışmalar Haier Europe Yıkayıcı Ar-Ge Merkezi'nde bulunan laboratuvarlarda yürütülmüştür. Prototip ve imalat işlemleri için prototip atölyesi, ön tasarımların yapılması ve modifikasyonların sonuçlarının ölçümü için Termal ve Hidrolik Sistem Laboratuvarı ve final testlerin yapılması için Enerji Performans Laboratuvarı kullanılmıştır (Şekil 5.1).

5.1. Enerji Performans Laboratuvarı ve Test Köşesi

Enerji performans testleri EN 60456 ve IEC 61121 standartlarına göre yapılmaktadır. Teste alınacak olan makine yük kapasitesine göre hazırlanan ıslak çamaşırlarla teste başlamaktadır. Makine üzerine bağlı olan DAQ sistemi ile sıcaklıklar ve zamana bağlı enerji tüketimleri tüm kurutma çevrimi boyunca kaydedilmektedir.



Şekil 5.1 : Enerji performans laboratuvarındaki test köşesi

Kondenserli çamaşır kurutma makinesi için tamamlanan enerji performans testlerinden sonra makinenin enerji tüketimi, kurutma performansı, su toplama oranı ve kurutma süresi hesaplanabilmektedir. Bunun yanında tez çalışması kapsamında

ilgili bölgeler için termokupllar ile sıcaklık ölçümleri ve anemometre ile debi ölçümleri de yapılmıştır. Nem ölçüm cihazlarıyla ise kurutma havasının kondensere giriş ve çıkışındaki bağıl nem ölçülmüştür. Ölçümler hem sayısal hem deneysel çalışmalarda kullanılmıştır.

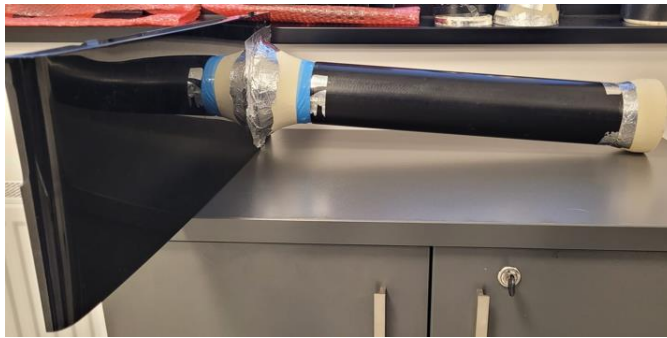
5.2. Debi Ölçümleri

Debi ölçümleri esnasında Testo 0635-9430 modeli anemometre kullanılmıştır (Şekil 5.2). Kondenserli makinenin hem kurutma hem de soğutma havasının debisi ölçülmüştür. Debi ölçümü için kullanılan anemometre cihazının hassasiyeti $0,01 \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir.



Şekil 5.2 : Testo marka anemometre ve uzaktan bağlantılı veri okuyucu

Soğutma tarafındaki debinin ölçümü için tekmelik ızgarasına sızdırmaz bir şekilde montajlanmış akış kanalı Şekil 5.3'teki gibi kullanılmıştır. Makine üzerindeki hali Şekil 5.4 ile gösterilmiştir.

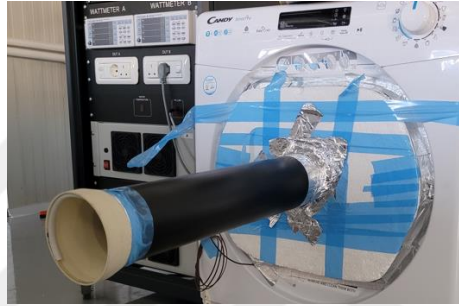


Şekil 5.3 : Debi ölçümü için kullanılan tekmelik ve akış kanalı



Şekil 5.4 : Debi ölçümü için kullanılan tekmeliğin makine üzerindeki görseli

Makinenin kurutma havasının debisinin ölçümü ise tambur kapağı sökülerek yapılmaktadır. Yine anemometre yardımıyla kurutma tarafının debisi ölçülmüştür (Şekil5.5).



Şekil 5.5 : Debi ölçümü için kullanılan tekmeliğin makine üzerindeki görseli

5.3. Elektrik Sayacı

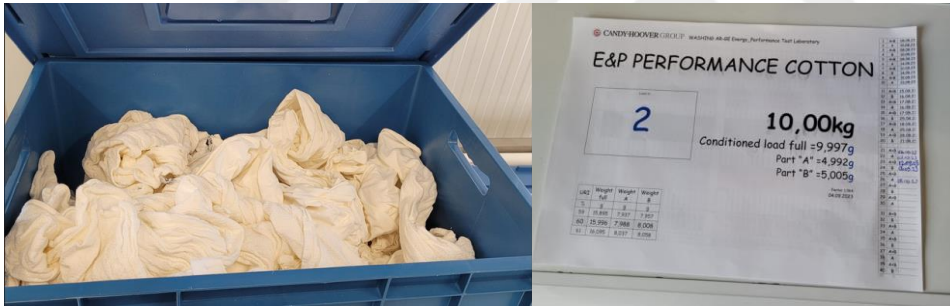
Elektrik sarfiyatının ölçümü için kullanılan elektrik sayacı Şekil 5.6 ile gösterilmiştir. Aynı süre zarfında farklı konfigürasyonlardaki enerji tüketiminin karşılaştırılması için kullanılmıştır. Bu cihaz sayesinde makine kurutma fonksiyonunda çalışmadan ve ısıtıcı devreye girmeden sadece hava akışı ve sürtünme kaynaklı enerji tüketimleri inceleyilebilmiştir.



Şekil 5.6 : Elektrik tüketiminin karşılaştırılması için kullanılan elektrik sayacı

5.4. Standart Çamaşırlar

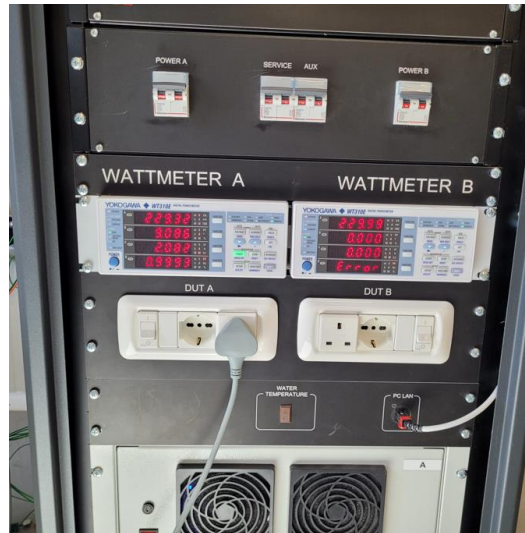
Enerji performans laboratuvarında kullanılan standart çamaşırlar makinelerin yıkama kapasitelerine göre ayrılmış durumdadır. Bu çamaşırların her bir kurutma çevrimi not edilmekte ve standartta belirtilen sayıda testten sonra çamaşırlar değiştirilmektedir (Şekil 5.7).



Şekil 5.7 : 10 kg standart çamaşır ve çamaşır takip çizelgesi

5.5. Test Köşesi ve Veri Kayıt Sistemi

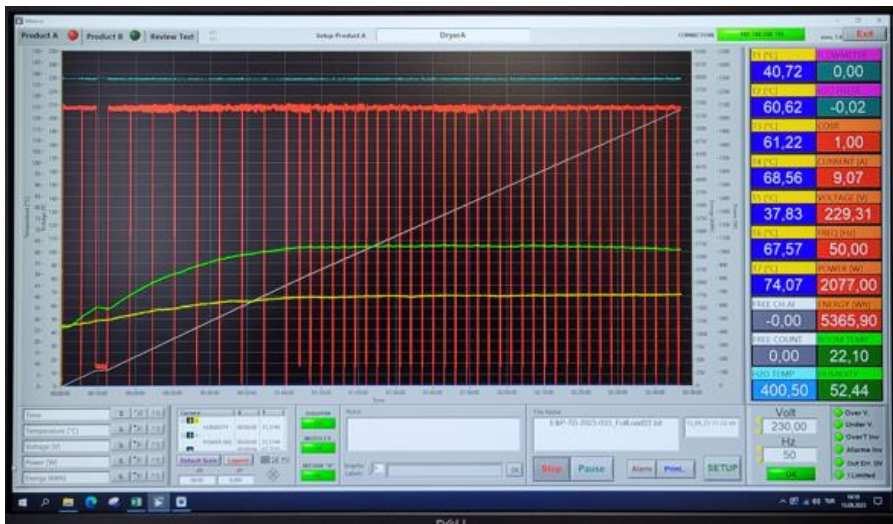
Enerji performans laboratuvarlarında makineler test köşelerinde bulunan veri toplama ve analiz cihazlarına bağlanır. Bu cihazlar hassas ölçüm yapmak için kullanılmaktadır. Böylelikle makinenin kurutma çevrimi boyunca çektiği enerji doğru bir şekilde hesaplanabilmektedir. Cihaz Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



Bir diğer veri toplama işlemi ise elektronik karttan alınan bilgilerdir. Elektronik karta UART bağlantı ile kurutma makinesi üzerinde çalışan her elektronik ekipmanın Real Time verileri firmaya özel yazılım ile takip edilmektedir. Bu veriler kurutma çevrimi boyunca makinede bulunan sıcaklık sensörlerinden 'Negative Temperature Coefficient' (NTC) alınmaktadır. Bu veriler grafik olarak DAQ cihazında takip edilebilmektedir. Alınan sıcaklık ve enerji tüketim verileri DAQ ekranından takip edilmektedir (Şekil 5.9).



Tez çalışması kapsamında kurulan test düzeneği ise sadece standart ölçümlerle değil aynı zamanda ısı transferinin kritik olduğu bölgelerden termokupllar ile alınan sıcaklık ölçümleri ile kurgulanmıştır. Hem rakip ürünler için hem tez makinesi için testler esnasında sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Yapılan modifikasyonlarla beraber bu bölgelerde olan sıcaklık değişimleri incelenmiştir. Termokupllardan alınan veriler DAQ cihazı ile kayıt altına alınmıştır. Kayıtlar DAQ cihazının ekranından takip edilmiştir. Termokupl sonuçları DAQ ekranından takip edilmektedir (Şekil 5.10)



5.6. Sıcaklık Ölçümleri

Kurutma havasının ısıtıcı sonrasında çıktığı sıcaklığın ölçülebilmesi adına termokupl elektrikli ısıtıcının, havayı tambura yönlendirdiği hava kanalına yerleştirilmiştir (Şekil 5.11).



Şekil 5.11 : Isıtıcı sonrası-tambur girişi bölgesine yerleştirilen termokupllar

Isıtılarak nem alma kapasitesi arttırılan hava ıslak çamaşırların içerisinde geçirilir. Sıcak hava burada nem alarak filtre tarafına yönelir. Filtreden geçerek kondenser kanallarına gitmeden önce yine sıcaklığı ölçülmektedir. Bu bölge tambur sonrası ya da kondenser kanalları öncesi olarak isimlendirilebilir. Filtre çıkartılarak termokuplların bulunduğu bölge Şekil 5.12 ile gösterilmiştir.



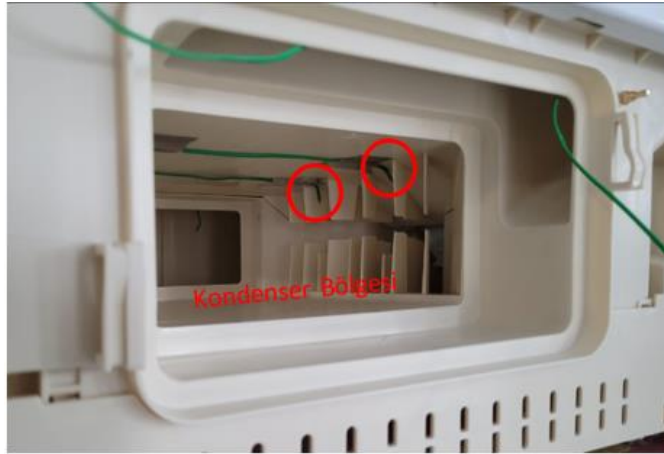
Şekil 5.12 : Kurutma havasının kondenser kanallarına girmeden önceki sıcaklığının ölçümü için filtrenin altına yerleştirilen termokupllar

Filtreden geçtikten sonra kondenser kanallarının içersinden geçen hava nemini basınç ve sıcaklık kaybı yaşadığı kondenser kanallarına bırakır. Belirli bir açıda duran kondenser sayesinde yoğunlaşan su kondenser arkasında bulunan haznede toplanır. Kondenserin kanallarından ayrılan kurutma havasının sıcaklığı ise yine kondenser çıkışındaki termokupllar ile ölçülür. Görsel, termokupl pozisyonunun anlaşılabilmesi adına kondenser çıkartılarak Şekil 5.13 ile oluşturulmuştur.



Şekil 5.13 : Kurutma havasının kondenser sonrası sıcaklığının ölçümü için yerleştirilen termokupl

Soğutma havasının sıcaklıkları da yine sıcaklık değişimi olan bölgelere yerleştirilen termokupllar ile alınmıştır. Fan aracılığı ile ortamdan emilen soğutma havası öncelikli olarak tekmelik ızgarasından geçmektedir. Daha sonra fan kanalının ızgarasından geçerek önce fana ve daha sonra difüzörlerin arasından geçerek kondenserin kanatlarına ulaşır. Soğutma havasının fan kanalı ızgarasından giriş sıcaklığı ortam sıcaklığı olarak kabul edilmiştir ve kanatlara girmeden önce kanal boyunca ısınacağı düşünülmüş kanatlara giriş yapmadan önce sıcaklık ölçümü alınmıştır (Şekil 5.14).



Şekil 5.14 : Fan sonrası-kondenser öncesi difüzörler üzerine yerleştirilen termokupllar

Kanatların içerisinden geçerek kondenserin ısınısını alan soğutma havasının diğer sıcaklık ölçümü ise kondenser kanatlarının çıkışında olmuştur (Şekil 5.15).



Şekil 5.15 : Kondenser sonrası soğutma havasının sıcaklık ölçümü için yerleştirilen termokupllar

Bu noktalardan sıcaklıklar alınarak kondenserin kanat tarafının giriş ve çıkışının ve kanal tarafının giriş çıkışının sıcaklıkları hakkında bilgi sahibi olunmuştur. Kurutma çevrimi boyunca alınan sıcaklık değerleri sayesinde modifikasyonlar sonrasındaki sıcaklık değişimleri incelenmiştir. Aynı bölgelerden rakip ürünler için de sıcaklıklar alınmıştır. Bu sayede rakip ürünlerle sıcaklık değişimi kıyaslaması yapabilme olanağı doğmuştur.

5.7. Nem Ölçümleri

Test düzeneğinin bir diğer ölçüm ekipmanı ise nem ölçerdir. Kurutma havasının kondenser kanallarına giriş ve çıkışındaki bağıl nem değişimini ölçmek adına hot wire probalar ile ölçümler alınmıştır (Şekil 5.16 ve Şekil 5.17).



Şekil 5.16 : Kondenser kanallarının giriş bölgesine kanal açılarak kurutma havasının kanala giriş yapmadan önceki bağıl nem miktarı ölçülmüştür

Kondenserin kanallarından geçerek sıcaklık ve basınç kaybeden kurutma havası nemini kondenserin kanallarına bırakır. Kondenserin kanal çıkışında da nem ölçümü yapılmıştır.



Şekil 5.17 : Kondenser kanallarının çıkış bölgesine kanal açılarak kurutma havasının kanaldan çıkış yaptığı bölgedeki bağıl nem miktarı ölçülmüştür

Laboratuvarlarda yapılan çalışmalar sayesinde mevcut ürün hakkında ve rakip ürünler hakkında bilgi sahibi olunmuştur. Ön çalışmalar sonrası yapılan sayısal ve deneysel çalışmalarda kademeli olarak laboratuvar ölçüm bilgileri kullanılmış ve modifikasyonlarla birlikte tekrar ölçümler alınarak modifikasyonların getirdiği değişiklikler incelenebilmiştir.

5.8. Karşılaştırmalı Laboratuvar Testleri

Tez çalışması için kullanılan mevcut kondenserli çamaşır kurutma makinesi ile iki farklı rakip ürün enerji performans testlerine alınmıştır. Testlere başlanmadan önce makinelerin kurutma ve soğutma hava debileri ölçülmüştür. EN 60456 ve IEC 61121 standartlarına göre tamamlanan testler esnasında cihazların benzer bölgelerine termokupllar yerleştirilmiş ve sıcaklık ölçümleri alınmıştır.

Kullanılan rakip ürünlerin çamaşır kapasiteleri farklıdır. Test sonuçları incelenirken çamaşır yükünden gelen avantajlar ve dezavantajlar da göz önüne alınmıştır. Buradaki asıl amaç rakip ürünlerin sıcaklık dağılımlarının ve hava debilerinin ölçülmesi ve enerji performans sonuçlarının karşılaştırılabilmesidir.

Teste alınan makinelerin özellikleri Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Laboratuvar testlerindeki makinelerin özellikleri

Model	Enerji Sınıfı	Yük Kapasitesi (kg)	Başlangıç Ağırlığı (kg)	Islak Ağırlık (kg)	Verim (%)
Mevcut	B	10	10,148	16,3	60
A	B	9	9,125	14,6	60
B	B	8	8,203	13,1	60

Enerji performans testlerinin sonuçları Çizelge 5.2’de verilmiştir.

Çizelge 5.2 : Enerji performans test sonuçları

Kurutma						Düzeltilmiş	
Kuru Yük (kg)	Nem Oranı (%)	Enerji (kWh)	Zaman (dak)	Su (kg)	Su Toplama (%)	Enerji (kWh)	Zaman (dak)
10,323	2,7	6,102	198	4,254	72	6,193	201
9,358	1,6	5,184	148	5,008	96	5,340	152
7,992	-2,6	5,142	144	3,529	69	4,808	135

Makineler için yapılan yüksüz debi ölçüm sonuçları Çizelge 5.3’te gösterilmiştir.

Çizelge 5.3 : Test makinesi ve rakip ürünlerin debi ölçümleri

Model	Tez Makinesi	A	B
Yük	10	9	8
Soğutma Havaşı Debisi (m ³ /saat)	95	143	178
Kurutma Havaşı Debisi (m ³ /saat)	157	253	194

Tez makinesinin ve inceleme makinelerinin termokupllardan alınan kurutma havasının sıcaklık ortalamalarının ölçüm sonuçları Çizelge 5.4’te verilmiştir.

Çizelge 5.4 : Test makinesi ve rakip ürünler için kurutma havasının sıcaklık ölçümleri

Kurutma Havaşının Değerleri					
Makine	Isıtıcı sonrası (°C)	Tamburdaki Sıcaklık Düşüşü (°C)	Giriş (°C)	Çıkış (°C)	ΔT (°C)
Tez Makinesi	116,9	56,3	70,6	68,6	2
A	102,3	39,4	62,9	59	3,9
B	112,3	52,6	59,7	57,4	2,3

Tez makinesinin ve inceleme makinelerinin termokupllardan alınan soğutma havasının sıcaklık ortalamalarının ölçüm sonuçları Çizelge 5.5’te verilmiştir.

Çizelge 5.5 : Tez makinesi ve rakip ürünler için soğutma havasının sıcaklık ölçümleri

Soğutma Havasının Değerleri			
Makine	Kondenser Giriş Sıcaklığı (°C)	Kondenser Çıkış Sıcaklığı (°C)	ΔT (°C)
Tez Makinesi	36,8	61,5	24,7
A	32	43,2	11,2
B	27,2	49	21,8

Yapılan karşılaştırmalı testler sonunda, tez çalışmasındaki makinenin soğutma havasının debisinin ve sıcaklığının değişiminin performans sonuçlarına nasıl etkileyeceği incelenmek istenmiştir. Rakip ürünlerin kurutma ve soğutma havalarının debilerinin yüksek olduğu gözlenmiştir. Standart test koşullarında yapılan testlerdeki oda sıcaklığı 23°C (+2°C ve -2°C tolerans ile) olan soğutma havasının en fazla tez makinesinde ısındığı anlaşılmıştır.

6. BİR BOYUTLU MODEL ÇALIŞMALARI

6.1. Bir Boyutlu Model Çalışmasının Amacı

Bu çalışmanın amacı, kondenserli çamaşır kurutma makinesini bir boyutlu bir yaklaşım kullanarak modellemektir. Bu modelleme yöntemiyle tez kapsamındaki kondenserli çamaşır kurutma makinesinin dijital ikizinin oluşturulması ve soğutma havasının ve sıcaklığının kurutma performansına olan etkisi incelenmek istenmiştir. Modelin oluşturulmasında Enerji Performansı Laboratuvarı'nda yapılan çalışmalarda elde edilen veriler kullanılmış ve model Siemens Amesim yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur.

1 boyutlu model oluşturulmuş ve deneysel sonuçlara göre doğrulanmıştır. Daha sonra kurutma havası özellikleri sabit tutularak; soğutma havasının debisi ve sıcaklığı ile ilgili olarak kurulan kombinasyon modeli çözdürülmüştür.

6.2. Bir Boyutlu Çalışmanın Kapsamı

Bu çalışma, kondenserli çamaşır kurutma sisteminin bir boyutlu bir yaklaşım kullanılarak modellenmesini kapsamaktadır. Bu çalışmanın içeriğinde hem makinenin enerji tüketimini hem de su toplama oranını belirlemek için laboratuvar testleri yapılmıştır. Ayrıca, bir boyutlu model için sınır koşulları verilerini toplamak amacıyla termokupl ve nem sensörleri ile ölçümler alınmıştır.

Kurutma makinesi için oluşturulan bir boyutlu model, deneysel verilerle doğrulanmıştır. Kurutma havasının modelinin giriş parametreleri sabit tutularak soğutma havasının sıcaklığını ve akış hızını değiştirerek farklı modeller oluşturulmuş ve bu değişkenlerin kurutma havasının sıcaklık değişimindeki ve su toplama oranındaki etkisi incelenmiştir. Su toplama oranı, kurutma performansını temsil etmektedir, bu nedenle buradaki herhangi bir iyileşme, kurutma performansını ve onunla ilişkili olarak enerji performansını da etkileyecektir. Sonuç olarak, elde edilen sonuçlar su toplama için bir eğilim belirlemek üzerinedir.

6.3. Bir Boyutlu Model Kapsamında Yapılan Çalışmalar

6.3.1. Deneysel çalışmalar

Öncelikle dijital ikizi oluşturulacak kondenserli kurutma makinesinin enerji performans testleri, Haier Europe Yıkayıcı Ar-Ge bölümünün enerji performans laboratuvarında IEC61121:2012 standardına uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Enerji performans laboratuvarı, gerekli nem ve sıcaklık koşullarını sağlamaktadır. Elde edilen sonuçlara dayanarak tez kapsamında çalışılan kondenserli çamaşır kurutma makinesi için enerji tüketimi ve kurutma performansı değerleri kaydedilmiştir. Testlerde kullanılan test köşesi Şekil 5.1’de verilmiştir.

Enerji performans testleri esnasında, makinenin tüm kurutma çevrimi boyunca belirli bölgelerinden nem ve sıcaklık değerleri alınmıştır. Makine, soğutma ve kurutma döngülerini sağlayan fan salyangoz sistemlerine sahiptir. Her iki döngü için hava debileri bir anemometre ile ölçülmüştür. Ölçümlerde kullanılan ekipmanlar Şekil 5.2, Şekil 5.3, Şekil 5.4 ve Şekil 5.5’te verilmiştir. Bu veriler tekrarlı testler için toplanmış ve üçer kez yapılan testlerin ortalama değerleri alınarak, tek boyutlu model kurulumunda kullanılmıştır.

Termokupllar, elektrikli ısıtıcı sonrasında, kurutma havası için kondenser kanallarının giriş ve çıkışına, soğutma havası için ise kondenser kanatlarının giriş ve çıkışına yerleştirilmiştir. Termokupllar kullanılarak kondenserdeki ve tambur giriş ve çıkışındaki sıcaklık değişiklikleri ölçülmüştür. Termokupl dağılımlarının görselleri Şekil 5.11-5.15’te verilmiştir.

Kurutma hava çevrimi sırasında hava başlangıçta fanın yönlendirmesiyle ısıtıcıdan geçer. Kurutma havası, ısıtıcıdan geçirilerek nem alma kapasitesi artırılmış bir şekilde ıslak çamaşırların bulunduğu tambura yönlendirilir. Sonrasında, çamaşırların içerisinden geçerek nemini alan kurutma havası önce filtreden ve daha sonra da kondenser kanallarından geçerek çamaşırlardan aldığı nemi kondenser kanallarına bırakır ve yeniden ısıtıcıya yönlendirilir. Bu çevrim kurutma işlemi tamamlanana kadar devam eder. Kurutma döngüsü boyunca nem değişikliklerini incelemek için nem ölçüm cihazları kullanılmıştır. Nem ölçüm cihazları kurutma havasının kondenser giriş ve çıkışına yerleştirilmiştir. Döngünün sonunda elde edilen nem verileri, bir boyutlu yaklaşımda kullanılmıştır. Nem ölçüm cihazlarının makine üzerindeki konumları Şekil 5.16 ve Şekil 5.17’de gösterilmiştir.

6.3.2. Bir boyutlu modelin kurulumu

Bir boyutlu modelleme için Siemens Amesim yazılımı kullanılmıştır. Hem kurutma hem de soğutma döngüleri, yazılım kütüphanesinde bulunan komponentler kullanılarak modellenmiştir. İlk olarak, mevcut kondenser makinesi modellenmiş ve laboratuvar sonuçlarına dayanarak kalibre edilmiştir. Bir boyutlu modelin sonuçları, laboratuvarla gerçekleştirilen testlerin sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve bir boyutlu modelin doğruluğu onaylanmıştır. Amesim yazılımının içerisinde mevcut olarak bulunan nemli hava, termal, hidrolik, kontrol ve sinyal, gaz karışım kütüphaneleri kullanılmıştır.

Kondenser modelinin oluşturulmasında; soğutma havası termal kütüphanede yer alan yarım ısı değiştirici modeli kullanılmıştır. Kurutma havası ise gaz karışım kütüphanesinde yer alan yarım ısı değiştirici ile modellenmiştir. Bu iki ısı değiştirici termal kütüphanede yer alan 'ısıtıcı akısı' ile birbirine bağlanmıştır. Burada kullanılan kondenser için, kondenserin hem soğutma tarafındaki hem de kurutma tarafındaki gerçek boyutları kullanılmıştır.

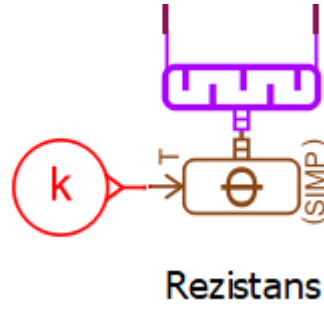
Nemli havanın yoğunlaştırılma prosesi doğrudan ısı değiştiricide modellenemediği için ayrı bir nem alma sistemi oluşturulmuştur. Bu sistem ise nemli hava kütüphanesindeki 'nemlendirici kurutucu' adlı komponent ile hidrolik kütüphanesinde yer alan 'tank' kullanılarak oluşturulmuştur.

Sistemdeki hava akışını sağlamak için gaz karışım kütüphanesinde yer alan 'fan' komponenti kullanılmıştır.

Isıtıcı tarafı ise gaz karışım kütüphanesinde yer alan yarım ısı değiştirici ve ısıtıcı gücü sinyali olarak girilen 'ısıtıcı akısı' komponenti ile modellenmiştir.

Gerçekteki durumun simülasyonunun oluşturulabilmesi için bir boyutlu sisteme kaçaklar eklenmiştir.

Tambur ise bir gaz karışım odası olarak modellenmiştir. Çevreye olan ısı kaçağı termal kütüphanede yer alan 'termal taşınım' komponenti ile sağlanmıştır. Tambur içerisindeki ıslak çamaşırlar modellenememiş bunun yerine çamaşırlardaki nemi simüle etmek adına dışarıdan sürekli olarak sisteme nem verecek bir kaynak nemli hava kütüphanesinden alınmıştır. Tamburdan sonraki hacim daralmasını ve filtrenin yarattığı basınç kaybını simüle etmek adına sisteme orifis eklenmiştir. Tamburdan sonra ikincil bir kaçak noktası sisteme eklenmiştir.



Şekil 6.2 : Rezistans modeli

Çizelge 6.1’de rezistansın girdi değerleri verilmiştir.

Çizelge 6.1 : Rezistans model girdi değerleri

Başlık	Değer	Birim
Aşama Sayısı	2	-
Döngüsellik	Evet	-
Aşama 1 Girdisi	2200	Watt
Aşama 2 Girdisi	750	Watt
Aşama 1 Süresi	180	s
Aşama 2 Süresi	10	s

Rezistans modelinin 10800 saniyedeki çıktıları Çizelge 6.2’de verilmiştir.

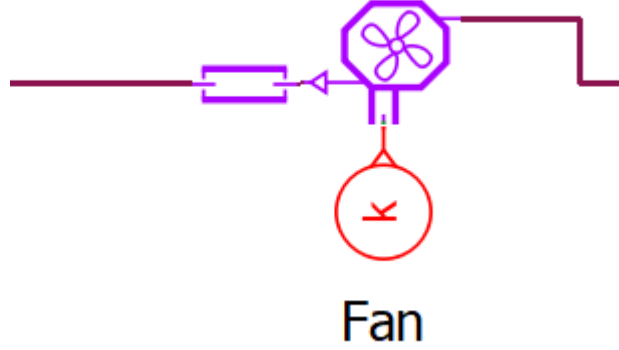
Çizelge 6.2 : Rezistans modeli 10800 s’deki çıktı değerleri

Başlık	Değer	Birim
Giriş Sıcaklığı	69,9	°C
Çıkış Sıcaklığı	73,2	°C

6.3.2.2. Fan modeli

Kondenserli çamaşır kurutma makinesinde hem soğutma hem de kurutma çevrimini sağlayan iki adet fan bulunmaktadır. Soğutma sistemindeki fan debi girişi tanımlanarak oluşturulurken kurutma havasının çevrimini sağlayan fan doğrudan fan dönüş hızı tanımlanarak oluşturulmuştur (Şekil 6.3). Bir boyutlu modeldeki fan kurutma havasını basınçlandırarak çamaşırlara gönderilmesini ve kondenserde yoğunlaşma sonrası tekrardan ısıtıcıya gönderilmesini sağlamaktadır. Laboratuvar ortamında yapılan ve dolu tambur ile ölçülen 152,5 m³/saatlik hacimsel debi sonucunu sağlamak amacıyla yazılımda bulunan fan parametreleri varsayılan değerlerde

kullanılmıştır. Fanın dönüş devri (963 dev/dk) değeri üzerinde oynamalar yaparak uygun hacimsel debi elde edilmiştir.



Şekil 6.3 : Fan modeli

Fan modelinin girdi değerleri Çizelge 6.3'te verilmiştir.

Çizelge 6.3 : Fan modeli girdi değerleri

Başlık	Değer	Birim
Çıkış Eşdeğer Alanı	5	mm ²
Fan Çapı	200	mm
Fan Hızı	963	d/dk
İzentropik Verimlilik	1	-

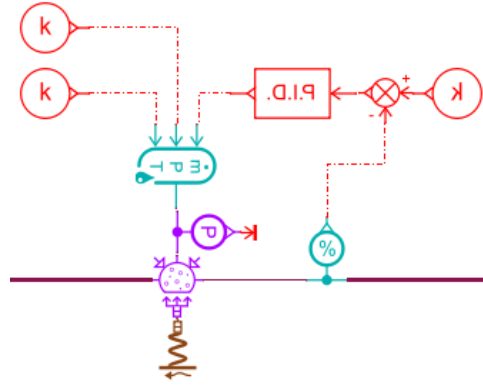
Fan modelinin 10800 saniyedeki çıktı değerleri Çizelge 6.4'te verilmiştir.

Çizelge 6.4 : Fan modelinin 10800 s'deki çıktı değerleri

Başlık	Değer	Birim
Hacimsel Debi	152,5	m ³ /sa

6.3.2.3. Tambur modeli

Tambur ıslak çamaşırların bulunduğu haznedir. Bir boyutlu modelde ıslak çamaşırlar modellenemediği için tambur yerine sisteme sürekli nem veren bir model kurulmuştur (Şekil 6.4). Tambur modelinin sisteme tanımlanan süre boyunca su enjekte etmesi nedeniyle çalışmalardaki süreler aynı tutulmuş ve sonrasında toplanan su miktarları karşılaştırılmıştır. Tambur çıkışı bağıl nem değeri sabit kabul edilmiş ve %86 alınmıştır.



Çevreye Olan Isı Kaybı

Şekil 6.4 : Tambur modeli

Tambur modelinin 10800 saniyedeki değerleri Çizelge 6.5'te verilmiştir.

Çizelge 6.5 : Tambur modelinin 10800 s'deki değerleri

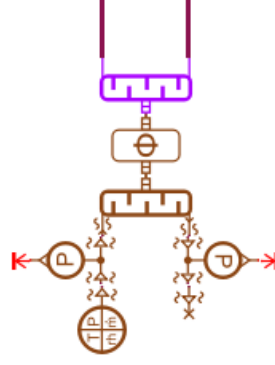
Başlık	Değer	Birim
Tambur Çıkış Sıcaklığı	74,2	°C
Tambur Hacmi	100	lt

6.3.2.4. Kondenser modeli

Kurutma havasının giriş yaptığı kondenser kanalları ve soğutma havasının giriş yaptığı kanatlı bölgeler kondenserin teknik resmindeki ölçülerine göre oluşturulmuştur. Teorik olarak ısı transferine bağlı yoğuşmanın gerçekleştiği bölge olan kondenserin modellenmesi, kurutma performansını doğrudan etkilemektedir (Şekil 6.5).

Soğutma havasını simüle etmek için termal kütüphanedeki 'yarı ısı değiştirici' komponentini kullanılmıştır. Kurutma havası ise gaz karışımı kütüphanesinden 'yarı ısı değiştirici' komponenti ile modellenmiştir. Bu iki ısı değiştirici, termal kütüphanedeki 'ısıtma akışı' komponenti aracılığıyla birbirine bağlanır ve soğutma ve kurutma taraflardaki kondenserin gerçek boyutları dikkate alınmıştır.

Nem alma prosesi yazılımın kısıtları nedeniyle ısı değiştiricisi içerisinde gerçekleştirilememiştir. Nem alma prosesi için ayrı bir komponent kütüphaneden eklenmiştir. Bu komponentin ismi 'nemlendirici kurutucu'dur.



**Havadan Havaya Isı Değiştirici
(Kondanser)**

Şekil 6.5 : Isı değıştirici (Kondenser) Modeli

Kondenserin kurutma tarafı girdileri Çizelge 6.6’da verilmiştir.

Çizelge 6.6 : Kondenserin Kurutma Tarafı Girdileri

Başlık	Değer	Birim
Isı Transferi Yapılan Toplam Hacim	5,1	lt

Kondenserin soğutma tarafı girdileri Çizelge 6.7’da verilmiştir.

Çizelge 6.7 : Kondenserin Soğutma Tarafı Girdileri

Başlık	Değer	Birim
Kondenser Giriş Sıcaklığı	38	°C
Bağıl Nem Oranı	23	%
Hacimsel Debi	92,5	m ³ /saat
Isı Transferi Yapılan Toplam Hacim	5,9	lt

Kondenserin kurutma tarafının 10800 saniyedeki çıkışı Çizelge 6.8’da verilmiştir.

Çizelge 6.8 : Kondenser kurutma havası 10800 s’deki çıktı değerleri

Başlık	Değer	Birim
Kondenser Giriş Sıcaklığı	73,2	°C
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	69,9	°C

Kondenserin soğutma tarafının 10800 saniyedeki çıkışı Çizelge 6.9’da verilmiştir.

Çizelge 6.9 : Kondenser soğutma havası 10800 s'deki çıktı değerleri

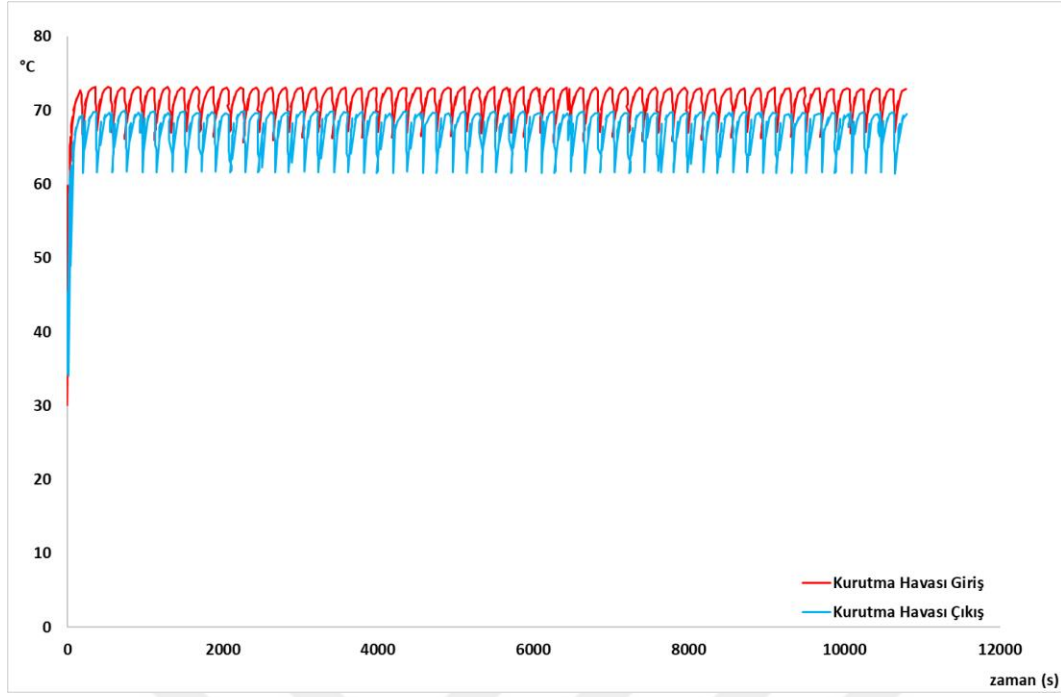
Başlık	Değer	Birim
Kondenser Giriş Sıcaklığı	38	°C
Kondenser Çıkış Sıcaklığı	73,2	°C

Yapılan bir boyutlu sistem modellemesi çalışmasında öncelikli olarak mevcut makinenin modeli oluşturulmuş ve sonuçlar incelenmiştir. Laboratuvarda yapılan deneysel çalışmalardan alınan veriler ile bir boyutlu model için karşılaştırma yapılmıştır. Mevcut makine için oluşturulan bir boyutlu modeldeki veriler Çizelge 6.10'da gösterilmiştir.

Çizelge 6.10 : Tez makinesinin bir boyutlu modeldeki verileri

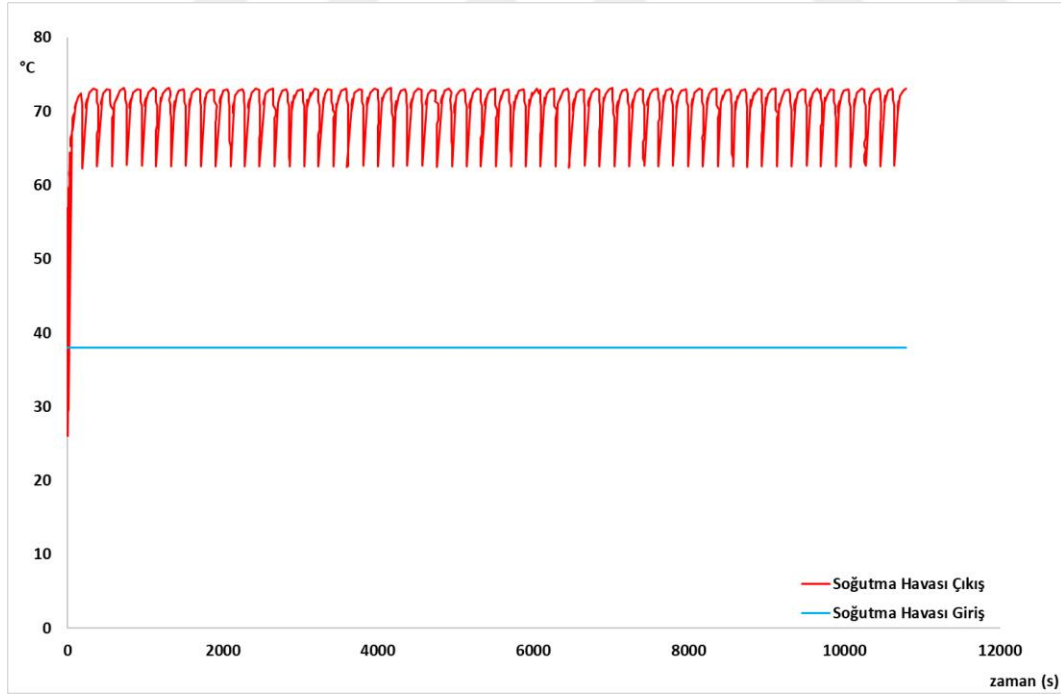
Veri	Değer	Birim
Soğutma Havası Giriş Sıcaklığı	38	°C
Kurutma Havası Giriş Sıcaklığı	71,9	°C
Kurutma Havası Debisi	152,5	m ³ /saat
Soğutma Havası Debisi	92,5	m ³ /saat
Isıtıcı Gücü	2200	Watt
Isıtıcı Aktif Süresi	180	saniye
Isıtıcı Pasif Süresi	10	saniye

Tez kapsamında çalışılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin bir boyutlu modelinin proses havasının giriş ve çıkış sıcaklığı Şekil 6.6 ile gösterilmiştir.



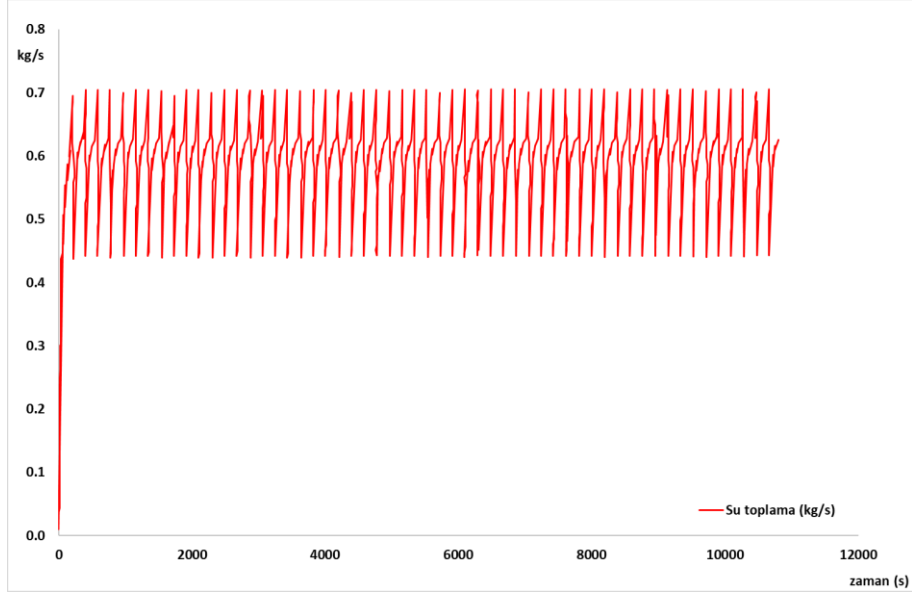
Şekil 6.6 : Proses havası giriş çıkış sıcaklığı

Tez kapsamında çalışılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin bir boyutlu modelinin soğutma havasının giriş ve çıkış sıcaklığı Şekil 6.7 ile gösterilmiştir.



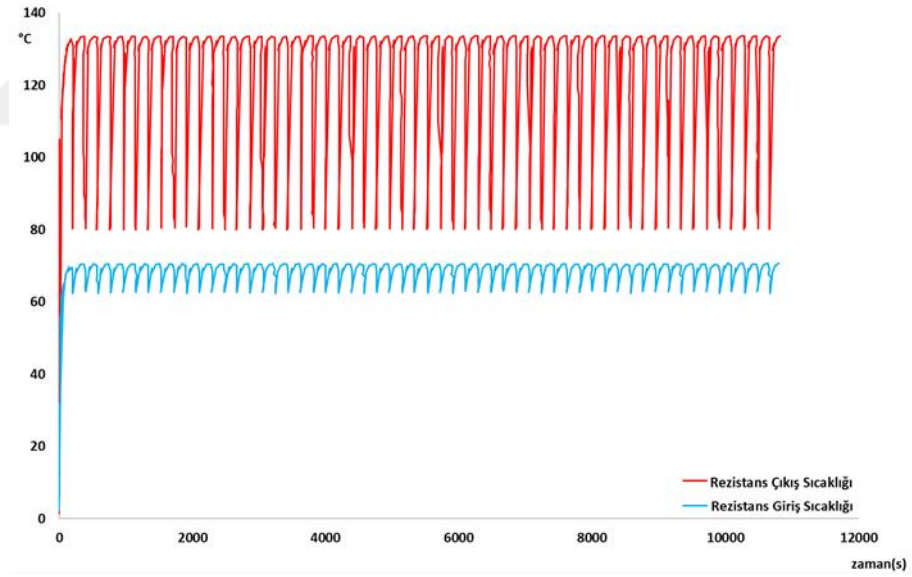
Şekil 6.7 : Soğutma havası giriş çıkış sıcaklığı

Tez kapsamında çalışılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin bir boyutlu modelinin zaman bağlı su toplama oranı Şekil 6.8 ile gösterilmiştir.



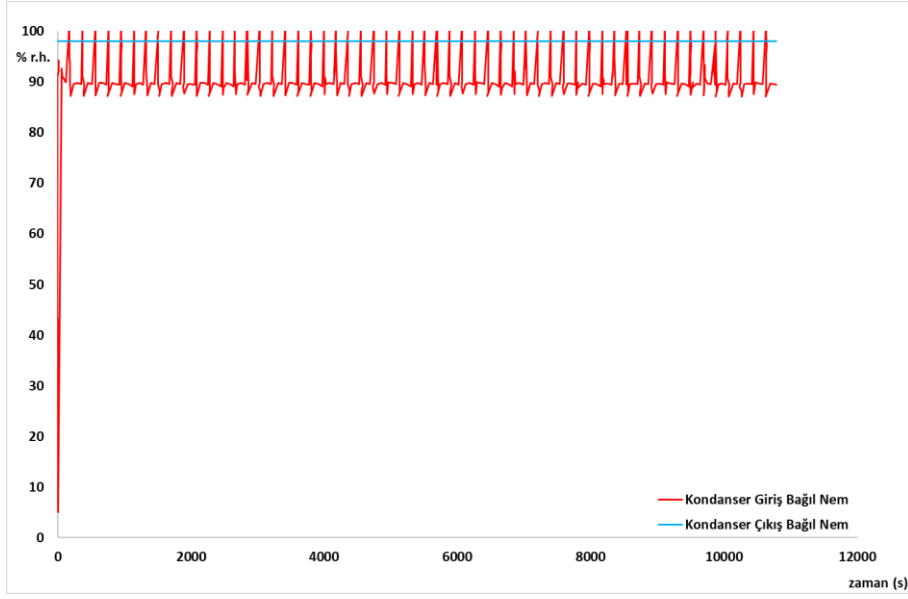
Şekil 6.8 : Zamana bağlı su toplama oranı

Tez kapsamında çalışılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin bir boyutlu modelinin ısıtıcısının(rezistans) giriş ve çıkış sıcaklığı Şekil 6.9 ile gösterilmiştir.



Şekil 6.9 : Rezistans giriş çıkış sıcaklığı

Tez kapsamında çalışılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin bir boyutlu modelinin kondenserdeki kurutma havasının giriş ve çıkışındaki bağıl nem Şekil 6.10 ile gösterilmiştir. Kondenser girişindeki bağıl nem değeri ısıtıcının devreye girme ve devreden çıkmasına göre değişiklik göstermiştir. Kondenser çıkışında ise bağıl nem sabittir.



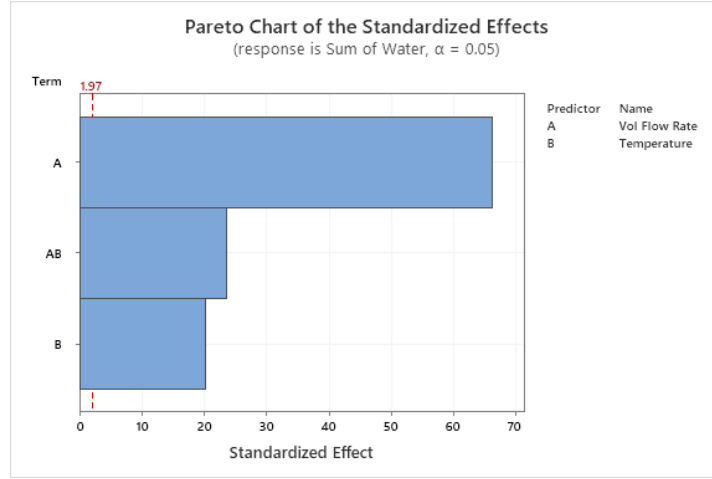
Şekil 6.10 : Kondanserin giriş ve çıkışındaki bağıl nem

6.4. Bir Boyutlu Model Çalışmasının Sonuçları

Yapılan bir boyutlu yaklaşım ile kondenserli kurutma makinesinin dijital ikizi Siemens Amesim yazılımı aracılığı ile oluşturulmuştur. Bir boyutlu çalışma ile soğutma havasının debisinin ve sıcaklığının, kurutma havasının kondenserdeki sıcaklık kaybına olan etkisi ve bununla paralel olarak su toplama oranına olan etkisi incelenmiştir.

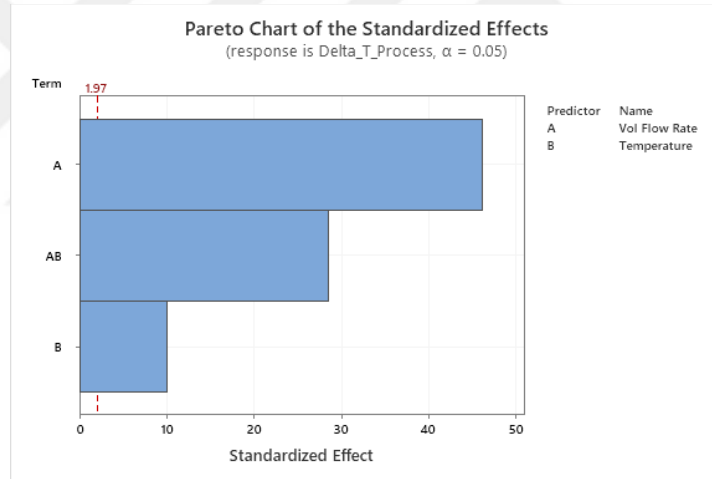
Soğutma havası debisi $2,5 \text{ m}^3/\text{sa}$ artışlarla $90 \text{ m}^3/\text{sa}$ ile $135 \text{ m}^3/\text{sa}$ arasındaki değerlerde incelenmiştir. Soğutma havasının sıcaklığı ise 2°C artışlarla 24°C ile 40°C arasında değiştirilerek incelenmiştir. Her iki girdinin kombinasyonu olacak şekilde toplamda 171 adet model oluşturulmuş ve her biri için kurutma havasının kondenserdeki sıcaklık değişimi ve sisteme sabit miktarda verilen su buharının kondenserdeki yoğunlaşması kaydedilmiştir. Amesim yazılımıyla tamamlanan bir boyutlu çalışmada kullanılan 171 farklı kombinasyon toplamda 9 saatte çözülmüştür. Bu sonuçlar Minitab yazılımıyla analiz edilmiştir.

Soğutma havası sıcaklığının, debisinin ve bu iki giriş arasındaki etkileşimin su toplam oranı üzerindeki etkisi, Pareto grafiği kullanılarak Şekil 6.11'de gösterilmiştir.



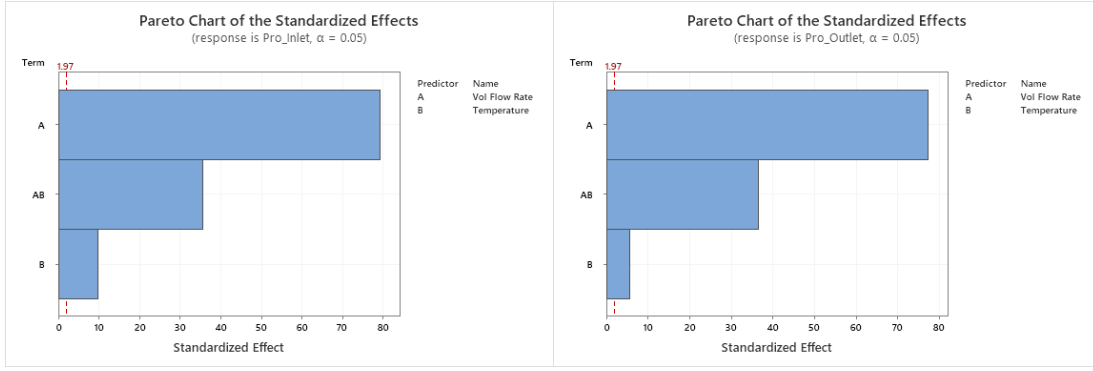
Şekil 6.11 : Su toplama oranına standartlaştırılmış etkilerin Pareto Grafiği

Soğutma havası sıcaklığının, debisinin ve bu iki girdi arasındaki etkileşimin, kurutma havasının kondenser girişi ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı üzerindeki etkisi, Pareto grafiği kullanılarak Şekil 6.12'da gösterilmiştir.



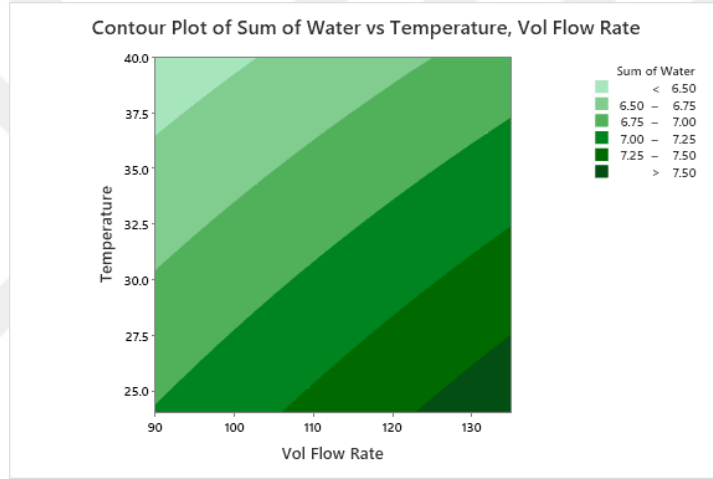
Şekil 6.12 : Kurutma havasının sıcaklık farkı üzerindeki standartlaştırılmış etkilerinin Pareto Grafiği

Kurutma havasının giriş ve çıkış sıcaklığının da soğutma havasının debisi ve sıcaklığı ile ilişkisi Şekil 6.13'te incelenmiştir.



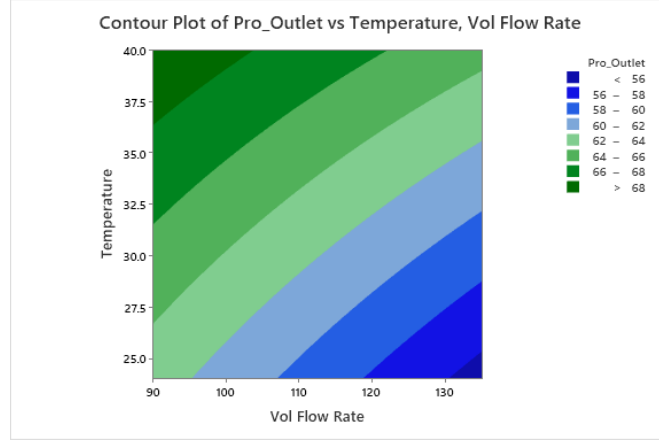
Şekil 6.13 : Kurutma havası giriş-çıkış sıcaklıklarının soğutma havası debisi ve giriş sıcaklığı ile olan ilişkisi

Soğutma havası sıcaklığı ve debisinin su toplama oranına etkisi, Kontur Plot kullanılarak Şekil 6.14’te gösterilmiştir.



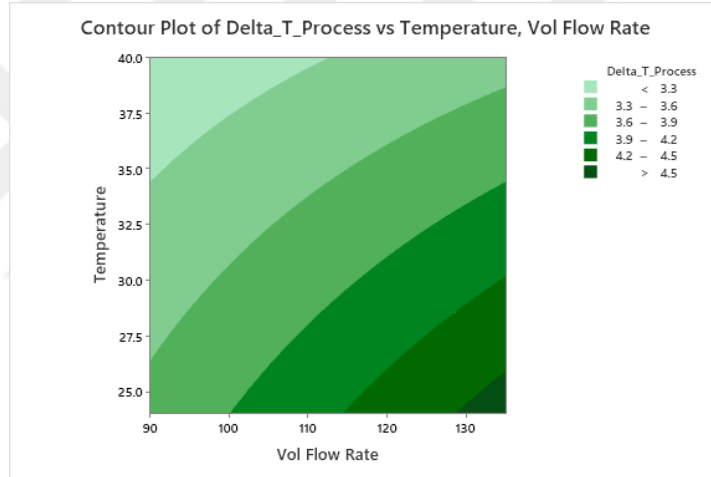
Şekil 6.14 : Soğutma havasının sıcaklığı ve debisinin su toplama oranına etkisi

Kurutma havasının kondenserden çıkış sıcaklığının soğutma havasının debisi ve sıcaklığına göre değişim ilişkisi Şekil 6.15’te incelenmiştir.



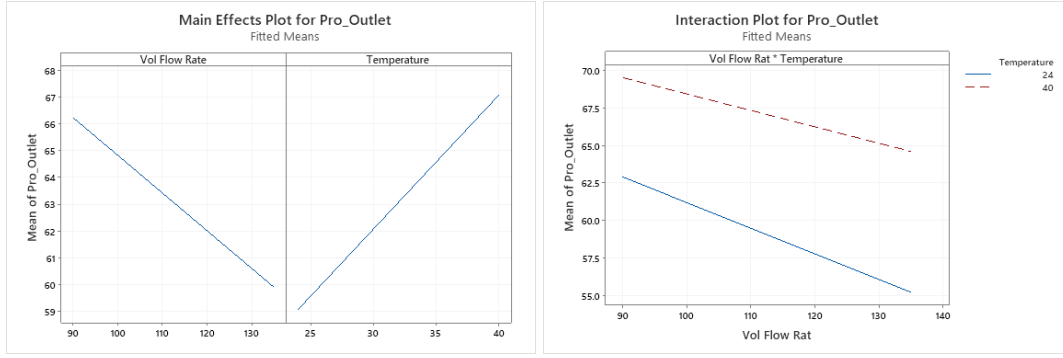
Şekil 6.15 : Soğutma havasının debisinin ve sıcaklığının kurutma havasının kondenserden çıkış sıcaklığına etkisi

Soğutma havası sıcaklığının ve debisinin, kurutma havasının kondenser girişi ile çıkışı arasındaki sıcaklık farkına etkisi, Kontur Plot kullanılarak Şekil 6.16'da gösterilmiştir



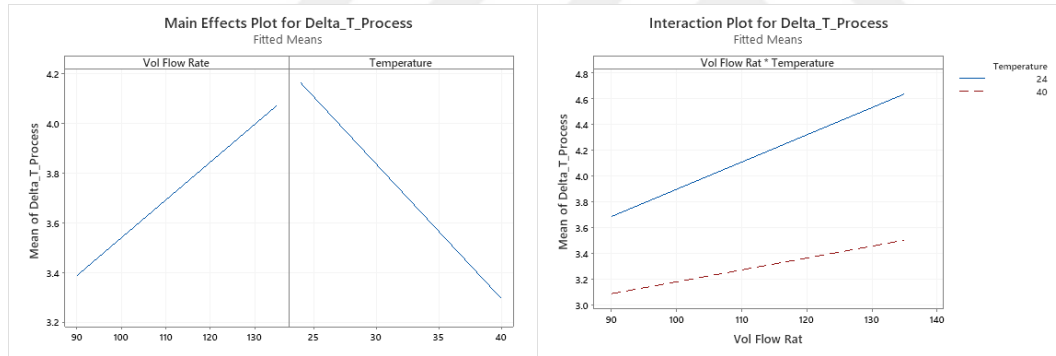
Şekil 6.16 : Soğutma havasının giriş sıcaklığı ve debisini bağlı olduğu kurutma havasının sıcaklık farkı değişimi

Kurutma havasının çıkış sıcaklığının, soğutma havasıyla ve sıcaklığıyla olan ilişkisi Şekil 6.17'te incelenmiştir. Soldaki grafikler göstermiştir ki soğutma havasının debisi arttığında kurutma havasının kondenser çıkış sıcaklığı düşmektedir. Soğutma havasının sıcaklığı arttıkça ise kurutma havasının kondenserden çıkış sıcaklığı artmaktadır. Sağdaki grafikte ise soğutma havasının düşük debi ve düşük sıcaklık değerlerinde kurutma havasının kondenser çıkış sıcaklıklarına etkisi daha düşükken debi artışıyla beraber soğutma havasının giriş sıcaklığının kurutma havasının kondenser çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisinin artmakta olduğu görülmektedir.



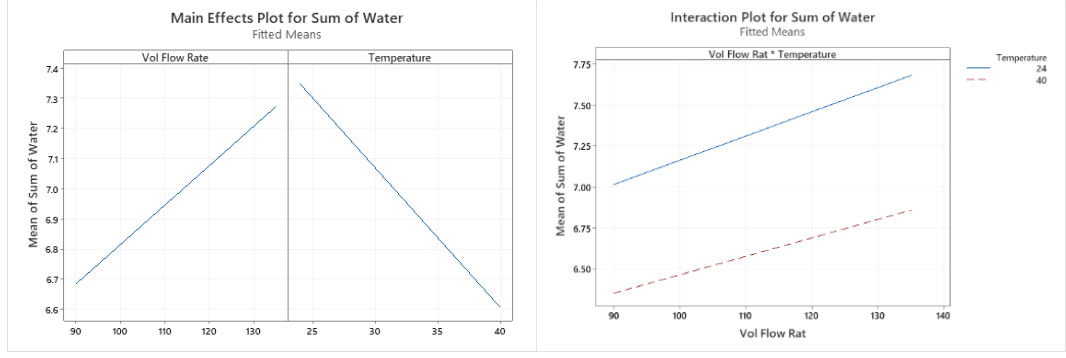
Şekil 6.17 : Kurutma havasının sıcaklık değişiminin soğutma havasının giriş sıcaklığı ve debisi ile ilişkisini veren grafikler

Şekil 6.18’de, hacimsel debinin, kurutma havasının kondenser girişi ile kondenser çıkışı arasındaki sıcaklık farkı üzerinde pozitif doğrusal bir etkiye sahip olduğunu gösterilmektedir. Soğutma havasının ise tam ters bir etki yarattığı, soğutma havası sıcaklığı arttıkça kurutma havasında oluşan sıcaklık düşüşünün azaldığı gözlenmiştir. Ayrıca, etkileşim grafiğinde daha düşük ortam sıcaklığında hacimsel debi artışının daha etkili olduğu gösterilmiştir.



Şekil 6.18 : Kurutma havasının sıcaklık farkları için ana etkiler ve etkileşim grafikleri

Şekil 6.19’da gösterildiği gibi, hacimsel debinin toplanan su üzerinde olumlu bir etkisi vardır. Soğutma havasındaki artan sıcaklığın ise toplanan su üzerinde olumsuz bir etkisi olduğu gözlenmiştir.



Şekil 6.19 : Toplanan su için ana etkiler ve etkileşim grafikleri

Bir boyutlu model çalışmasıyla birlikte bazı noktalar açığa çıkartılmıştır.

Literatürde çeşitli çalışmalar bulunmasına rağmen, bu çalışma özellikle bir boyutlu bir model kullanarak kondenserli çamaşır kurutma işlemlerinde soğutma havasının sıcaklığı ve debisinin kurutma performansının üzerindeki etkisini incelemeyi amaçlamıştır.

Bir boyutlu yaklaşım kullanmak, hızlı sonuçlar elde etmemize olanak tanır, bu da çoklu girişlerin kısa sürede analiz edilmesini sağlar. 171 farklı analiz 8-10 saat arasında tamamlanmıştır.

Laboratuvarda elde edilen sıcaklık, debi ve nem gibi deneysel sonuçlar, bir boyutlu model oluşturmak için kullanılmıştır.

Soğutma havasının hava akış hızı 90 m³/saat ile 135 m³/saat arasında değiştirilmiştir. Soğutma havasının sıcaklığı aynı zamanda 24 °C ile 40 °C arasında ayarlanmıştır. En yüksek su toplama oranına sahip model ile mevcut makine modeli arasında, su toplama oranlarında yaklaşık %18'lik bir fark bulunmaktadır. Elbette ki, sürekli nem sağlayan bu bir boyutlu yaklaşımda, su toplama oranları laboratuvar sonuçlarına kıyasla daha yüksektir. Mevcut makinelerde kütle transferinin etkisi ile çamaşırlardaki nem azalırken 1 boyutlu model sürekli aynı nemi sisteme sağlamıştır. Ancak, sonuçlar sıcaklık ve hava akışındaki değişikliklerin kurutma havasındaki yoğunlaşma miktarı üzerindeki etkisi konusunda oldukça açıktır. Sonuçlar Çizelge 6.11'de verilmiştir.

Çizelge 6.11 : Su toplama bakımından mevcut makine modeli ile bir boyutlu sonuçların en fazla su toplama oranına sahip modelinin karşılaştırılması

Durum	Soğutma Havaasının Giriş Sıcaklığı (°C)	Hacimsel Debi (m³/saat)	Su Toplama Miktarı (kg)
Mevcut Model	37	92,5	6,50
En Yüksek Su Toplama Oranına Sahip Model	24	135	7.7

Bir boyutlu bir yaklaşımla modellenen kurutucunun enerji tüketimi hesaplanmamıştır. Elde edilen çıktılarına dayanarak enerji tüketiminin ne kadar değişeceği, laboratuvarda gerçekleştirilen deneysel çalışmalar aracılığıyla ve gerekli sıcaklık debi değerleri sağlanarak belirlenmesi planlanmıştır.

Enerji tüketiminin yanı sıra, bir diğer önemli husus da kurutma işleminden sonra çamaşırlarda kalan su miktarıdır. Kalan bu miktar, kurutma performansını göstermektedir. Geliştirilen modelde, ıslak çamaşır düzenli olarak bir nem kaynağı ile sistemde modellenmiş olduğundan, kalan su miktarı hesaplanmamıştır. Laboratuvar testleri aracılığıyla mevcut durum ile bir boyutlu yaklaşım arasında karşılaştırma yapılabilir ve kurutma performansına dair bilgiler elde edilebilir. Ancak, aynı koşullar altında, bu çalışmada daha yüksek su toplama oranına sahip modelin mevcut modele kıyasla daha iyi bir kurutma performansına sahip olması beklenmektedir. Buradaki temel faktör soğutma havaasının giriş sıcaklığı ve debisidir.

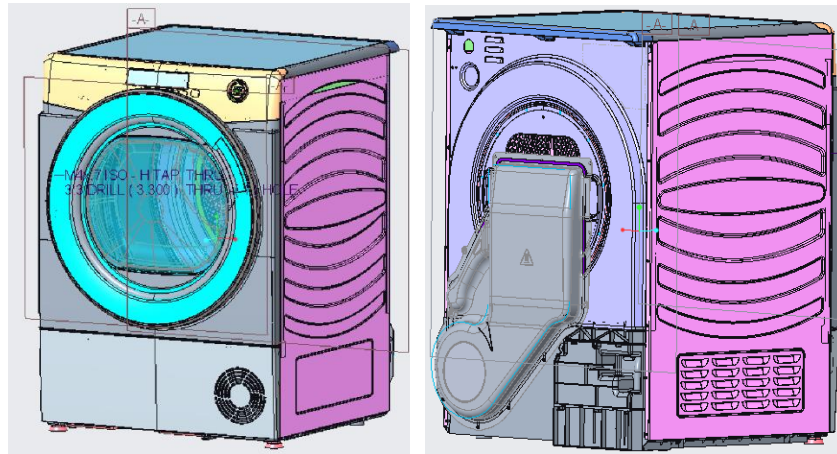
7. HAD ANALİZİ ÇALIŞMALARI

Günümüzde HAD analizleri prototip ve zaman maliyetlerinin azaltılması için kullanılan çok önemli yazılım araçlarıdır. HAD analizleri sayesinde termal ve akışkan problemleri hızlı bir şekilde analiz edilebilmekte ve geometrik değişikliklerin analiz sonuçları incelebilmektedir.

HAD analizlerinin tamamlanmasında; geometrinin hazırlanması ve akış hacimlerinin çıkartılması için SpaceClaim, akış hacimlerine çözüm ağının oluşturulması için Fluent Mesh, analizlerin çözümü ve değerlendirilmesi içinse Ansys Fluent yazılımı kullanılmıştır.

7.1. HAD Analizleri İçin Akış Geometrilerinin Oluşturulması

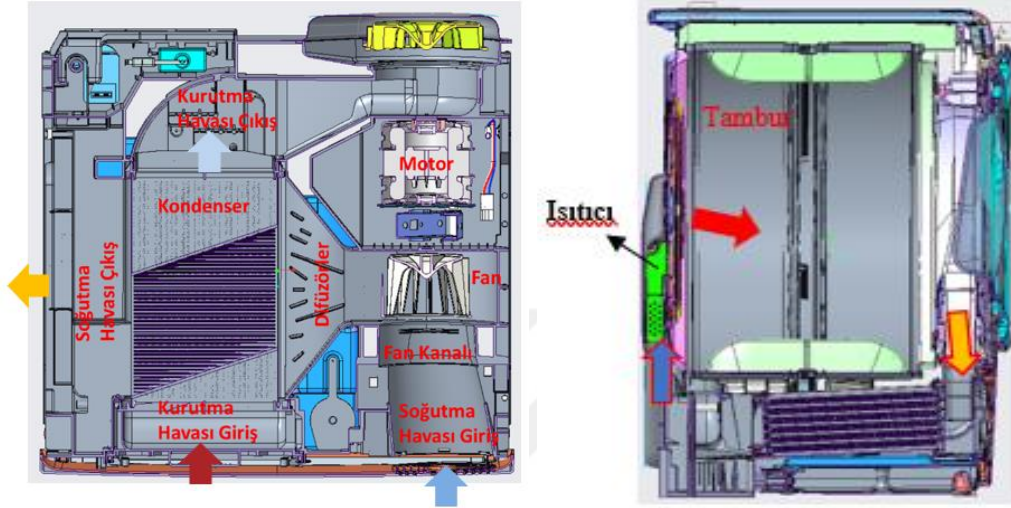
Tez kapsamında çalışılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin CAD geometrisi Haier Europe bünyesinde ticari bir CAD yazılımı olarak kullanılan Creo ile oluşturulmuştur. Creo yazılımı ile kondenserli çamaşır kurutma makinesinin CAD modeli incelenmiştir. Modelin CAD görselleri Şekil 7.1’de gösterilmiştir.



Şekil 7.1 : Kondenserli kurutma makinesinin Creo yazılımındaki ön ve arka görselleri

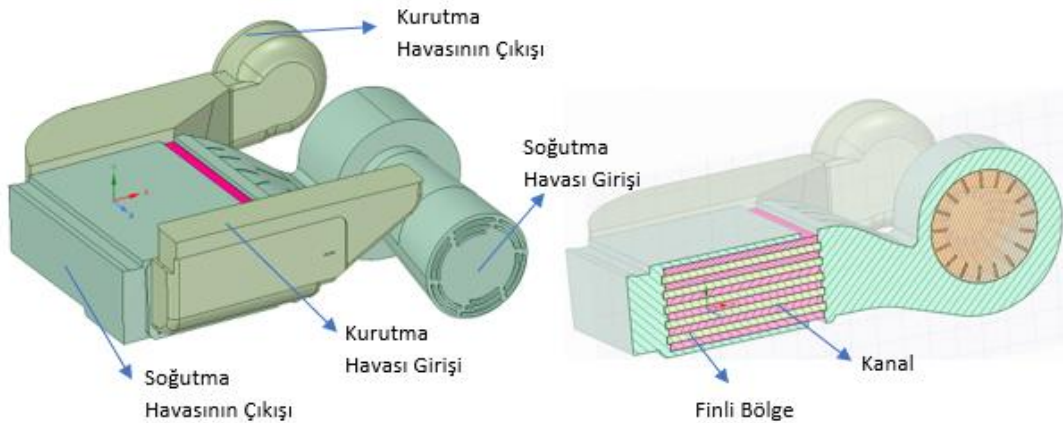
Makinenin HAD analizlerinde kullanılacak kısımları stp uzantılı olarak bilgisayara indirilmiş ve SpaceClaim yazılımında model için gerekli basitleştirmeler tamamlanmıştır. Elbette kondenserli çamaşır kurutma modeli birçok komponentten

oluşmaktadır; tez çalışması kapsamında ise kurutma ve enerji performansının incelenmesi hedeflendiği için gereken komponentler ile model oluşturulmuştur. Kurutma ve soğutma sisteminin CAD görselleri makine üzerinden soğutma komponentleri görülebilecek bir pozisyonda yatay eksen ve makinenin tam ortasından olacak şekilde dikey eksen kesitler alınarak Şekil 7.2’de gösterilmiştir.

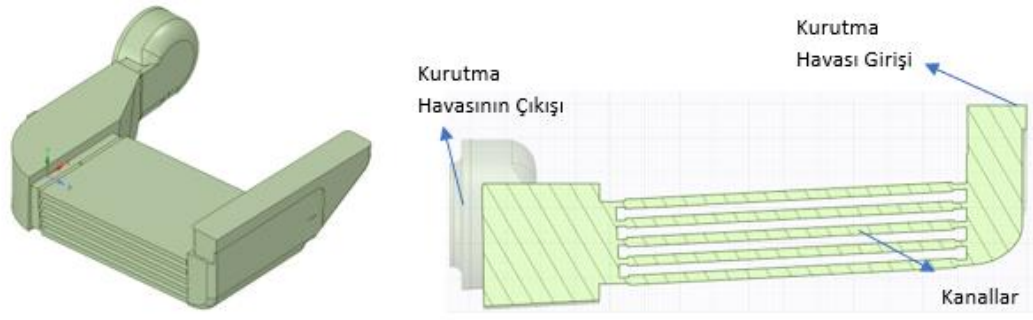


Şekil 7.2 : Kondenserli kurutma makinesinin CAD modelinin kesit görselleri

Soğutma ve kurutma havasının akış hacimleri SpaceClaim yazılımıyla çıkartılmıştır (Şekil 7.3, Şekil 7.4 ve Şekil 7.5). Akış hacimleri mevcut model ile 1:1 oranında çalışılmıştır. Kurutma sisteminde tambur modeli analiz süresinin kısaltılması için kullanılmamış bunun yerine kurutma havasının giriş ve çıkış yaptığı yüzeyler basınç girişi ve çıkışı olarak modellenmiştir.



Şekil 7.3 : HAD analizi için oluşturulan soğutma ve kurutma sisteminin akış hacimleri



Şekil 7.4 : HAD analizi için kurutma sisteminin akış hacimleri



Şekil 7.5 : Soğutma sisteminin HAD analizi için oluşturulan akış hacminin kesit görseli ve tam görseli

7.2. Fan Veriminin Çamaşır Kurutma ve Enerji Performansı Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi

Fan performansının incelendiği bu çalışmada kondenserli çamaşır kurutma makinesinin sadece soğutma sistemi modellenmiştir. Bu çalışmanın amacı soğutma sisteminin HAD analizi ile incelenmesi ve iyileştirme yapılabilecek noktaların belirlenmesidir.

Soğutma tarafı için yapılacak akışkanlar dinamiği incelemeleri için soğutma sisteminin modeli kullanılmıştır. Bu çalışmadaki temel amaç kondenserli makinedeki soğutma sisteminde bulunan fanın veriminin iyileştirilmesi ve fan veriminin artışıyla birlikte enerji tüketiminin iyileştirilmesidir. İlk olarak, mevcut durumun tahlil edilmesi için herhangi bir tasarım değişikliği olmadan tez makinesi laboratuvarında test edilmiştir. Deneysel testler Haier Europe Araştırma ve Geliştirme Enerji Performans Laboratuvarı'nda standart test koşullarına göre tamamlanmıştır. Laboratuvardaki testler EN 60456 ve IEC61121 standartlarına göre yapılmaktadır. Aynı mevcut durum HAD yazılımı ile analiz edilmiş ve analiz sonuçları, deneysel sonuçlar ile

karşılaştırılarak doğrulanmıştır. HAD analizleri için gerekli olan akış hacimlerinin oluşturulmasında SpaceClaim, akış hacimlerine çözüm ağı örülmesi için Fluent Mesh ve HAD analizlerinin çözümü için ise Ansys Fluent 2022 R2 ticari yazılımı kullanılmıştır (ANSYS Kullanıcı Kılavuzu).

Bu çalışmadaki temel amaç fan veriminin iyileştirilmesi olmuştur. Analiz sonuçlarına göre alınan debi, basınç farkı ve tork değerleri ile fan dönüş hızı için tanımlanan devir sayısı kullanılarak fan verimi hesaplanmıştır (denklem 7.1). Fan veriminin değişimini görmek için fan giriş geometrisi üzerinde çalışılmıştır (Behzadmehr ve diğ., 2006). HAD analizlerinden alınan değerlere göre farklı tasarımlar için sonuçlar değerlendirilmiştir (Jung ve Joo, 2019).

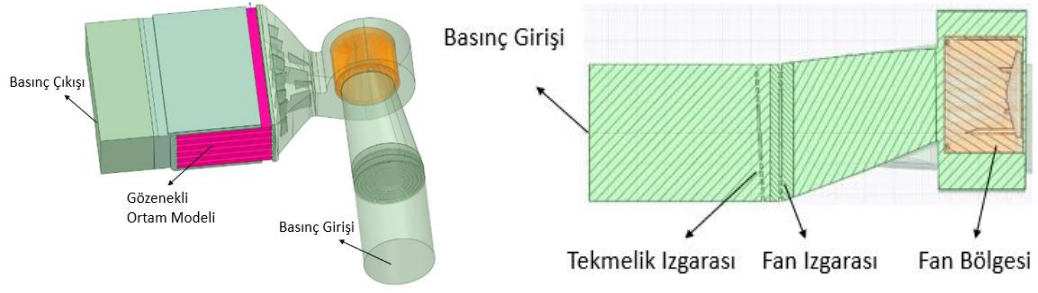
$$\eta_{fan} = \frac{\text{Akışa Kazandırılan Güç}}{\text{Fan Mili Gücü}} = \frac{Q * \Delta p_s}{\Omega * \tau} \quad (7.1)$$

Fan verimi çıktısı temel alınarak analizler yapılmıştır. Fan verimine göre en iyi çıkan sonuç belirlenmiş ve ilgili model için prototipleme süreci başlatılmıştır.

Öncelikli olarak kondenserli kurutma makinesinin soğutma sistemi CAD ortamında HAD analizlerine uygun olacak şekilde sadeleştirilmiştir ve geometrilerin akış hacimleri çıkartılmıştır. Hacimler havanın takip ettiği sıra ile; giriş bölgesi, tekmelik ızgarası, fan ızgarası, fan kanalı, fan-salyangoz, difüzör bölgesi, kanatlar ve çıkış bölgesi olarak ayrılmıştır.

Her bir HAD analizi sonrasında fan girişi çapı ve buna bağlı olarak kanal geometrisi değiştirilmiştir. Farklı çaplar ve fana doğru uzatılmış kanal geometrileri için çözüm ağları hazırlanmış ve analizler yapılmıştır.

Soğutma tarafı için yapılacak akışkanlar dinamiği incelemeleri için soğutma hacmi ayrıca modellenmiştir (Şekil 7.6).



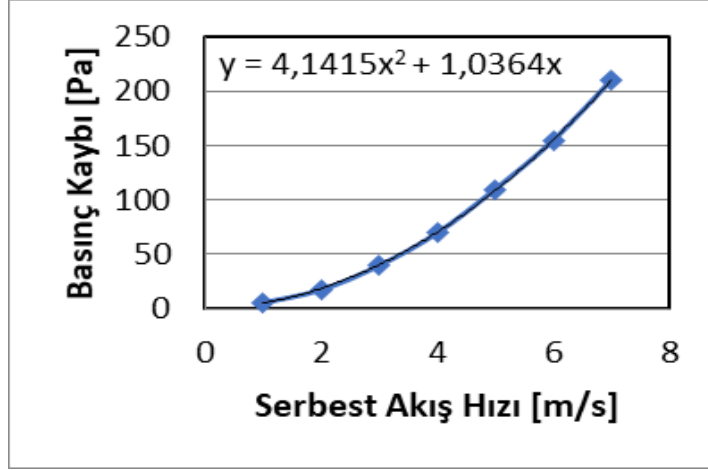
Şekil 7.6 : Soğutma sisteminin HAD analizi için oluşturulan akış hacmi ve fan kanalının kesit görseli

CAD modelde akışkanın olduğu bölgeler akışkan hacmi olacak şekilde modellenmiştir. Sistem içerisinde bulunan kondenserin kanatları çok ince bir yapıya sahiptir.

7.2.1. Gözenekli ortam yaklaşımı

Kondenser, kanatlardan ve kanaldan oluşan birkaç katmanlı bir ısı değiştiricisidir. Kurutma havası kanalların içerisinden geçerken ısınıp kanallara ve oradan da kanatlara aktarır. Soğutma havası da kanatların içerisinden geçerek kanatlardaki ısıyı alır ve makine dışına taşır. Bu çalışmada ısı transferi incelenmediği için kanatlı bölge sadece basınç düşüşü yaratacak şekilde kullanılmıştır. Kanatlı bölgedeki kanat sayısı adetleri fazla ve kanat kalınlıkları bir milimetrenin altında olduğu için kanatlar ‘gözenekli ortam’ yaklaşımı ile modellenmiştir (ANSYS Kullanıcı Kılavuzu).

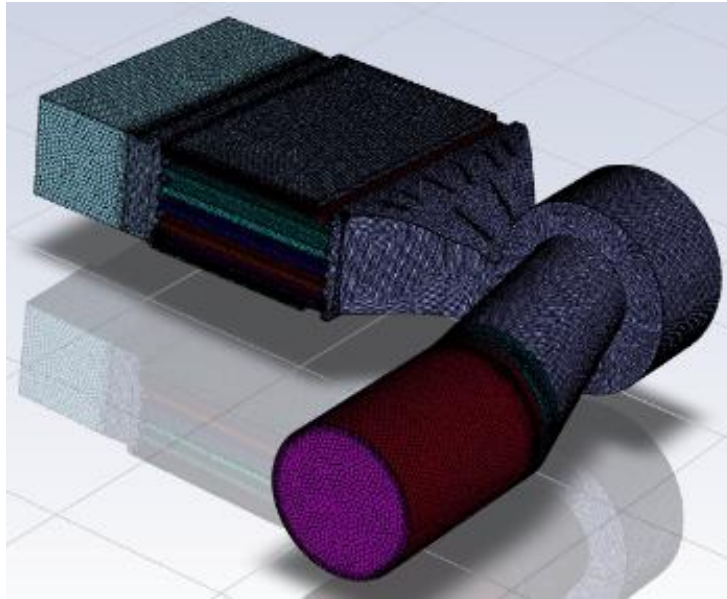
Gözenekli ortam yaklaşımı için kondenserin kanatlı bölgesinin serbest akış hızlarına göre yarattığı basınç kaybı grafiği çıkartılmıştır (Şekil 7.7). Bu grafikte elde edilen sonuçlara göre elde edilen katsayılar Ansys Fluent içinde bulunan ‘Gözenekli hacim’ bölümüne girdi olarak işlenmiştir. Tüm kanatlı bölgeyi temsil eden hacimler ilgili ‘Gözenekli hacim’ özellikleriyle modellenmiştir.



Şekil 7.7 : Gözenekli ortam için oluşturulan basınç kaybı – hız grafiği

7.2.2. Soğutma sisteminin incelenmesi için oluşturulan had analizlerinin çözüm ağının oluşturulması

Çözüm ağı Fluent Mesh yazılımı ile tamamlanmıştır. Çözüm ağının hücre tipi için polihedral yapısı tercih edilmiştir. Polihedral hücre yapısı hem analizlerin doğruluk oranı hem de çözüm hızı açısından avantaj sağlamaktadır (Chen ve diğ., 2022). Akışın davranışının değişeceği düşünülen hassas bölgelere daha küçük boyutlu hücreler atanmıştır. Özellikle fan hacmi, ızgaralar ve difüzörler modelin geri kalan kısımlarına göre daha küçük hücreler ile örülmüştür. Tüm modelin çözüm ağı tamamlanmış hali Şekil 7.8’de verilmiştir.



Şekil 7.8 : Tüm modelin çözüm ağı örülmüş görseli

Sınır tabaka 5 katmanlı oluşturulmuştur. Katı akışkan etkileşiminin çözünürlüğü için duvar tarafı daha yoğun bir ağ yapısıyla örülmüştür.

Fan ve salyangoz bölgesinden alınan kesit görseli Şekil 7.9’da verilmiştir.



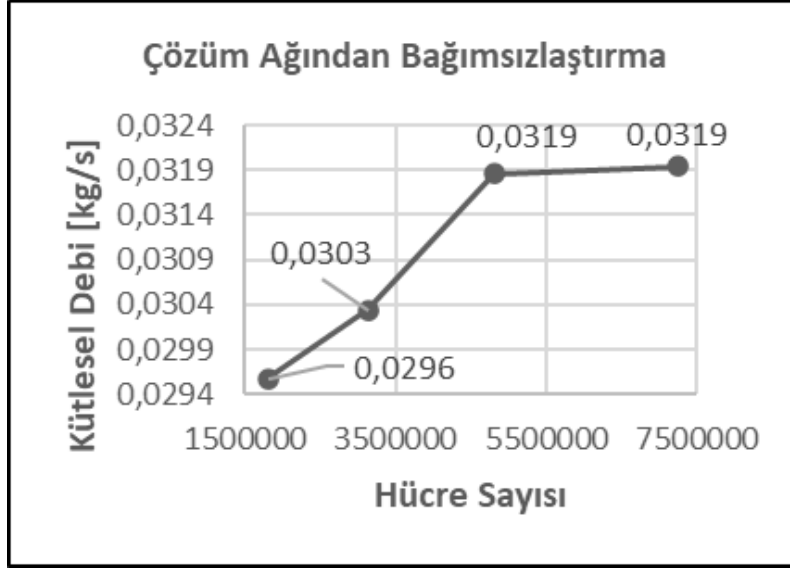
Şekil 7.9 : Kesitten alınan çözüm ağı görseli

HAD analizi sonuçlarına çözüm ağından gelebilecek etkileri azaltmak adına çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışması yapılmıştır. Her bir analizde çözüm ağındaki hücre sayısı arttırılmış ve mevcut modelin laboratuvardaki debi sonucu olan 0.0320 kg/s ile analizdeki debi sonuçları karşılaştırılmıştır.

Çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışması sonuçları Çizelge 7.1’de sunulmuştur:

Çizelge 7.1 : Çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışması

Çalışma Numarası	1	2	3	4	Deney
Çözüm Ağı Sayısı	1,8 M	3,1 M	4,8 M	7,3 M	
Kütleli Debi [kg/s]	0,0296	0,0303	0,0319	0,0319	0,032
Çarpıklık	0,87	0,86	0,87	0,85	
Ortogonal Kalite	0,153	0,159	0,154	0,16	



Şekil 7.10 : Çözüm ağından bağımsızlaştırma çalışması

Bu sonuçlardan yola çıkılarak 4,8 milyon hücre sayısına sahip, Çizelge 7.1’de gösterilen Çalışma Numarası 3 ile devam edilmiştir. Laboratuvar sonuçları ile HAD analizleri sonuçları arasındaki hata oranı %1’in altındadır.

7.2.3. Soğutma sistemi için yapılan HAD çalışmaları

Sayısal model zamandan bağımsız ve sıkıştırılamaz akış kabulleriyle oluşturulmuştur. Akışkanın giriş ve çıkış yaptığı sınır bölgelere 1 atmosfer basınç tanımlanmıştır. Bu çalışmada herhangi bir ısı transferi incelenmeyeceği için enerji denklemleri kullanılmamıştır.

Navier-Stokes denklemlerindeki (Wilcox, 1998) basınç-hız çiftinin çözümü için Coupled çözüm yöntemi kullanılmıştır. Çözümde kullanılan süreklilik ve momentum denklemleri denklem 7.2-7.5 ile ifade edilmiştir.

$$\left(\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} \right) = 0 \quad (7.2)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial y} + W \frac{\partial U}{\partial z} \right) \\ = - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) \\ - \mu \left(\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x^2} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x \partial z} \right) \end{aligned} \quad (7.3)$$

$$\begin{aligned}
& \rho \left(U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial y} + W \frac{\partial V}{\partial z} \right) \\
& = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) \\
& \quad - \mu \left(\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y^2} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y \partial z} \right)
\end{aligned} \tag{7.4}$$

$$\begin{aligned}
& \rho \left(U \frac{\partial w}{\partial x} + V \frac{\partial w}{\partial y} + W \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\
& = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \\
& \quad - \mu \left(\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x \partial z} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y \partial z} + \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z^2} \right)
\end{aligned} \tag{7.5}$$

HAD analizlerinin çözümü için farklı türbülans yaklaşımları ve modelleri kullanılmaktadır. Akışkanlar dinamiği uygulamalarına göre; LES ve DNS yaklaşımları kullanılmaktadır. Bu çalışmada mühendislik uygulamaları için literatürde de sıkça önerilen RANS yaklaşımı tercih edilmiştir. RANS yaklaşımı maliyet ve uygulanabilirlik yönünden diğer yaklaşımlara göre daha çok tercih edilmektedir. HAD için kullanılan Ansys Fluent yazılımında RANS içeresinden k- ω SST (Shear Stress Transport) türbülans modeli seçilmiştir ve denklem 7.6 ve 7.7 ile gösterilmiştir (Menter, 1994).

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \tag{7.6}$$

$$\begin{aligned}
& \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \\
& = \frac{\gamma \rho}{\mu_T} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\
& \quad + 2\rho(1 - F_1) \frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}
\end{aligned} \tag{7.7}$$

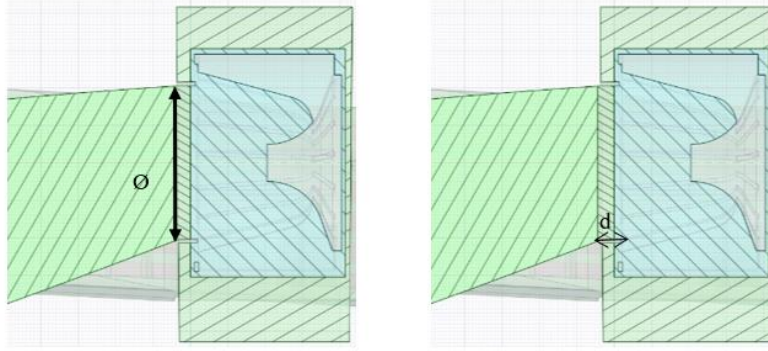
HAD çözücüsü için kullanılan parametre ve sınır koşulları Çizelge 7.2 ile aşağıda paylaşılmıştır.

Çizelge 7.2 : HAD parametreleri ve sınır koşulları

Sınır Koşulu	Değer
Fan Devir Sayısı	2750 [d/dk]
Hava Yoğunluğu	1,225 [kg/m ³]
Giriş Basıncı	101325 [Pa]
Çıkış Basıncı	101325 [Pa]

7.2.4.HAD sonuçları

Bu çalışmanın amacı soğutma sistemindeki fan verimini iyileştirerek makinenin enerji tüketiminin azaltılmasıdır. Basınç kayıpları minimize edilerek sistemin veriminin artırılması hedeflenmiştir. Fan veriminin iyileştirilmesi için de fan girişi geometrisi ile topoloji çalışmaları yapılmıştır.



Şekil 7.11 : Fan kanalında yapılması planlanan modifikasyonların kesit üzerinden görselleri

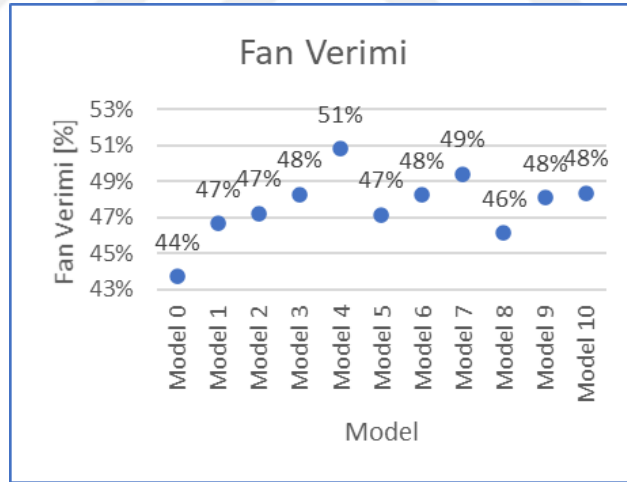
Başlangıç noktası olarak hava girişinin fan kanatlarını görmeyecek bir çap ölçüsü olan 84 mm seçilmiş ve kanal daraltılarak çalışma devam etmiştir. Trend belirlendikten sonra fan giriş çaplarıyla tamamlanan analiz sonuçları incelenmiştir. Fan verimi sonuçları incelenerek en iyi sonuç için fan giriş çapı belirlenmiştir. Tespit edilen fan giriş çapı yine farklı ölçülerde ve 2 mm’lik bir et kalınlığı ile fana doğru uzatılarak sonuçlar incelenmiştir. Tüm bu HAD analizleri içerisinde; en iyi sonucun 82 mm çap ölçüsüne ve uzatılmamış kanal giriş geometrisine sahip olan Model 4 olduğu belirlenmiştir.

Fan verimi incelemesi için uygulanan tüm modifikasyonlar bir tablo halinde Çizelge 7.3’te verilmiştir.

Çizelge 7.3 : HAD analizi için hazırlanan modifikasyonların fan girişi ölçülerinin tablosu

Modifikasyon Numarası	Fan Girişi
Model 0	Mevcut- 100 mm
Model 1	76 mm
Model 2	78 mm
Model 3	80 mm
Model 4	82 mm
Model 5	84 mm
Model 6	82 mm + 2 mm
Model 7	82 mm + 4 mm
Model 8	82 mm + 6 mm
Model 9	82 mm + 8 mm
Model 10	82 mm + 10 mm

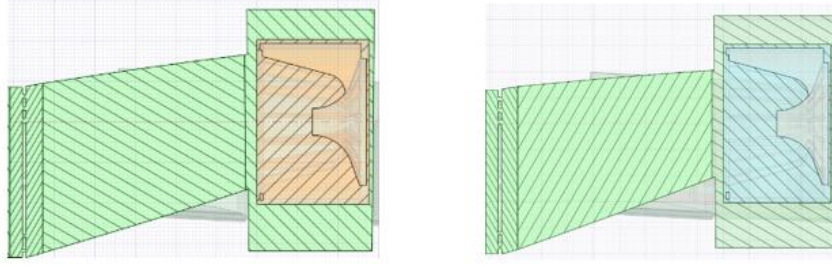
Modifikasyonların HAD sonuçları incelenmiş ve fan verimi sonuçları Şekil 7.12 ile gösterilmiştir.



Şekil 7.12 : Modifikasyonlara göre fan verimi sonuçları

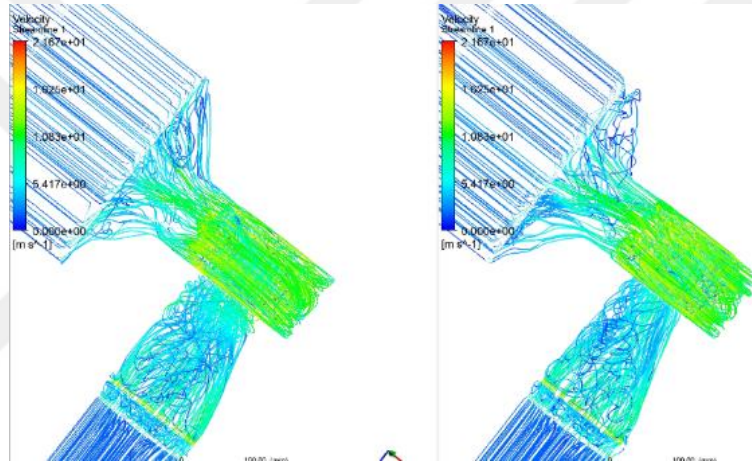
HAD analizleri sonrasında fan verimi için en yüksek olan 82 mm çap ölçüsüne sahip tasarım seçilmiştir.

100 mm fan giriş çapına sahip mevcut kanal geometrisinin ve HAD analizleri sonrasında fan verimi çıktısına göre en iyi sonucu veren 82 mm fan girişi çapına sahip Model 4'ün geometrisinin kesit görselleri Şekil 7.13'te gösterilmiştir.

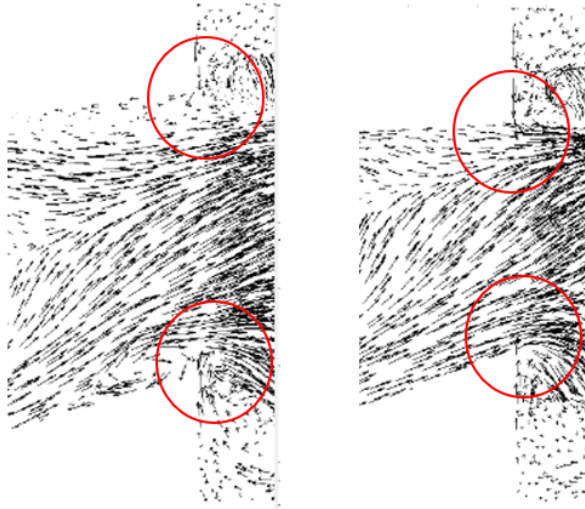


Şekil 7.13 : Mevcut Modelin ve Model 4'ün fan kanalı kesitlerinin görselleri

Fan giriş çapının daraltılmasıyla birlikte girişte oluşan girdaplar minimize edilmiştir. Buradaki basınç kayıpları iyileştirilmiştir. Hıza bağlı akım çizgileri ve fan girişindeki vektörel hız dağılımı Şekil 7.14 ve Şekil 7.15'te gösterilmiştir.



Şekil 7.14 : Mevcut Modelin ve Model 4'ün akım çizgileri



Şekil 7.15 : Mevcut Modelin ve Model 4'ün fan girişi kesitindeki hız vektörleri

7.2.5.HAD analizi sonuçlarına göre tamamlanan prototip ve deneysel çalışma

HAD analizlerine göre belirlenen Model 4'ün fan girişi geometrisinin test edilebilmesi için 3 boyutlu yazıcı aracılığı ile geometri imal edilmiştir. Yeniden kanalın tamamının basılması maliyetli olacağı için geometrik değişikliğin getireceği daraltma kadar iç parça üretilmiştir (Şekil 7.16).



Şekil 7.16 : İyileştirilmiş tasarım için 3D yazıcıda üretilen parça

Parça fan kapağının içine yerleştirilerek analizde kullanılan Model 4 geometrisi elde edilmiştir (Şekil 7.17).



Şekil 7.17 : 3D yazıcıda üretilen parçanın mevcut fan kapağına montajlanmış halinin görselleri

Fan kapağı makinedeki yerine tekrar montaj edilmiştir. Montajlı hali ve montajsız hali Şekil 7.18'de gösterilmiştir.



Şekil 7.18 : Fan kanalının ızgarasız halinin önden ve kapaksız halinin yandan görseli

HAD sonuçları neticesinde yapılması planlanan değişiklik ve mevcut konfigürasyonun arasındaki enerji değişikliğinin anlaşılması için makine yüksüz ve ısıtıcı çalıştırılmadan beşer dakikalık sürelerle çalıştırılmıştır. Makinelerin çektiği enerjiler tek fazlı elektrik sayacı ile takip edilmiştir (Şekil 5.6).

Modifikasyonun fan verimi kaynaklı enerji kazancı için yapılan ölçümle beraber hacimsel debideki değişiklikler de ölçülmüştür (Şekil 5.2-5.5). Ölçüm sonuçları Çizelge 7.4’te verilmiştir.

Çizelge 7.4 : Modifikasyonun getirdiği enerji tüketimi ve debi farklılıkları

Ölçümler	Mevcut Model	Model 4	Fark
Debi [m^3/h]	95	98	3%
Enerji [kWh]	13	11,5	-12%

Debi ölçümü için kullanılan anemometre ve akış kanalı Şekil 5.2-5.5’te verilmiştir.

Modifikasyonlu fan kanalı enerji tüketiminde yaklaşık %12 avantaj sağlamıştır. Bununla birlikte hacimsel debi miktarı %3 artmıştır. Modifikasyonun getirdiği iyileştirmelerin kurutma ve enerji performans değerlerine olan etkisini görmek adına tam yük testleri gerçekleştirilmiştir.

Kondenserli makine öncelikli olarak mevcut haliyle ve sonrasında yeni tasarım ile EN 60456 ve IEC61121 standartlarına göre enerji performans testlerine girmiştir. Bu testlerde 10 kg makine için gerekli yükler oluşturulmuş ve kurutma testleri tamamlandıktan sonra tüketilen enerji miktarı, çamaşır üzerinde kalan nem miktarı ve kurutma süresi gibi değerler ölçülmüştür. Testler Haier bünyesindeki Enerji Performans Laboratuvarı’nda tam yükte çalıştırılarak ve üçer kere tekrarlanarak yapılmıştır. Enerji ve süre değerleri kurutmanın sıfır olacağı düzeltme faktörüne göre

alınmıştır. Enerji performans testlerinin sonuçlarının ortalama enerji tüketim değerleri Çizelge 7.5’te verilmiştir.

Çizelge 7.5 : Tam yükte yapılan enerji performans testlerin ortalamalarının sonuçları

Durum	kWh	Süre(dk)	Nem (%)
Mevcut	6,12	207	3,4
Yeni Tasarım	5,85	200	0,4

7.2.6. Sonuçlar

Kondenserli makine hem mevcut hem de iyileştirilmiş geometri ile teste alınmıştır. Testler Enerji Performans Laboratuvarı’nda üçer kere tekrarlanarak yapılmıştır. Enerji performans testlerinin çoklu sonuçları incelendiğinde; HAD analizleri sonrası tasarımı değiştirilen kanalın fan verimine olan olumlu etkisi sayesinde enerji tüketimi yaklaşık %5 iyileştirilmiştir.

Elde edilen toplam enerji tasarrufunun bir kısmı fanın enerji tüketiminden gelirken diğer bir kısmı ise kurutma çevriminin erken bitmesine bağlıdır. Kurutma çevriminin erken bitmesinin nedeni ise soğutma havası debisinin fan veriminin iyileştirilmesiyle birlikte artış göstermesidir. Toplam enerji kazancının %23’ü doğrudan fan veriminden gelirken %77 kadarı kurutma prosesinin soğutma havasının debisinin artışı sayesinde erken bitmesi ve bununla birlikte ısıtıcının daha az çalışmasından gelmektedir.

7.3. Tüm Sistemin HAD Analiziyle Modellenmesi ve Birleşik (Konjuge) Isı Transferinin İncelenmesi

Bu çalışmanın kapsamı içinde, kondenserli çamaşır kurutma makinesinde ısı değiştirici olarak görev yapan ve kondenser olarak isimlendirilen bölgesindeki ısı transferi incelenmiştir. Kondenserdeki ısı transferinin verimliliği, doğrudan kurutma makinesinin kurutma ve enerji performansını etkileyen yoğunlaştırma yeteneğini etkiler. Kondenserdeki ısı transferini incelemek için sayısal ve deneysel yöntemler bir araya getirilmiştir. Kondenser kurutucunun kurutma ve soğutma çevrimleri belirli varsayımlara göre modellenmiştir. Soğutma döngüsünde basınç kaybına neden olan ızgara tasarımı, hava geçebilecek boşlukları arttıracak ve ızgaranın hava üzerindeki direncini azaltacak şekilde değiştirilerek soğutma havasının debisinin artışının ısı transferindeki etkisi incelenmiştir. Bu modifikasyonla birlikte, soğutma havasının

kütlesel debisi yaklaşık %9 artmıştır. Soğutma havasının debisinin artışıyla birlikte, kondenserdeki kurutma havasının sıcaklık farkı, HAD sonuçlarına göre 5,1 °C'den 7,1 °C'ye yükseltilmiştir. Bu, sıcaklık farkında yaklaşık %40'lık bir iyileşmeye denk gelmektedir.

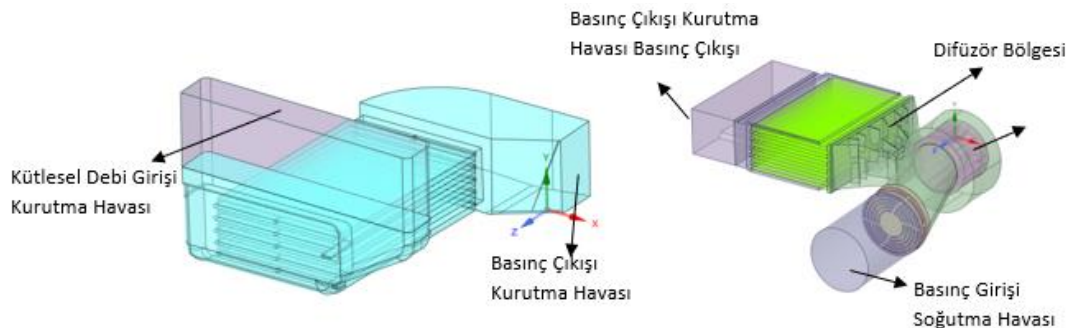
Bu çalışma, başlangıçta laboratuvarda gerçekleştirilen enerji performansı testleri ile başlamıştır. Tez çalışmasındaki makine, Haier Europe Enerji Performansı Laboratuvarı'nda EN 60456 ve IEC 61121 standartlarına göre test edilmiştir (Şekil 5.1). Bu testlerin sonuçlarına dayanarak, makinenin enerji tüketimi, kurutma performansı ve su toplama oranı belirlenmiştir. Sayısal analizde kullanılmak üzere, soğutma ve kurutma havasının sıcaklık ve hava akış hızı gibi veriler de laboratuvar testlerinde ölçülmüştür. Makinedeki kurutma ve soğutma havasının akış hızları bir anemometre ile ölçülmüştür. Makinenin önemli bölgelerinden sıcaklıklar, termokupllar aracılığıyla tüm kurutma döngüsü boyunca toplanmıştır. Test esnasında veriler Şekil 5.9'daki gibi takip edilmiştir.

Soğutma havası ve kurutma havasının akış hızlarını ölçmek için anemometre ve bazı akış ekipmanları kullanılmaktadır (Şekil 5.2-5.5).

Kurutma döngüsü sırasında sıcaklık değişimlerini anlamak için termokupllar, soğutma havası için kondenser girişine ve çıkışına ile kurutma havası için kondenser girişine, çıkışına ve ısıtıcı çıkışına yerleştirilmiştir (Şekil 5.11-5.15).

7.3.1. Akış modelinin oluşturulması

SpaceClaim ile hem kurutma hem de soğutma havasının akış hacimleri oluşturulmuştur (Şekil 7.19).



Şekil 7.19 : HAD analizi için çıkartılan akış hacimleri

Kondenser, kanatlardan ve kanallardan oluşan çok katmanlı bir ısı değiştiricisidir. Kurutma havası kanallardan geçerken, ısısını kanallara ve ardından kanatlara transfer eder. Soğutma havası ise kanatlardan geçerken kondenserin ısısını alarak kondenseri terk eder. Tez kapsamında kullanılan kondenserli çamaşır kurutma makinesinin kondenseri ve HAD modelindeki kesit görseli şekil 7.20’de gösterilmiştir.

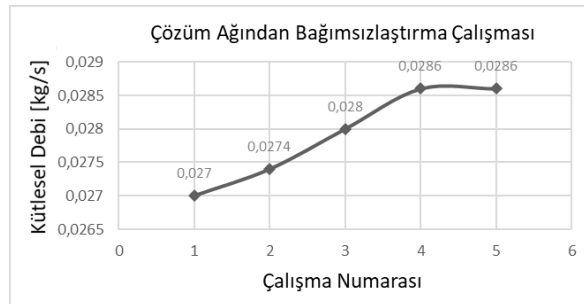


şekil 7.20 : Kondenser ve HAD için kondenser modeli görseli

Sistemdeki ısı transferi, kondenser içinde gözenekli ortam olarak modellenmiş kanatlı bölgeden geçen soğutma havası ile kondenser kanallarından geçen kurutma havası arasında gerçekleşir. Bu yaklaşım, kanat geometrisinin et kalınlığının 1 mm’nin altında olduğu kanatlı bölgedeki basınç düşmesine bağlı olarak hız ve basınç düşüşü grafiğine dayanmaktadır. Kondenserin kanatları, basınç düşüşü ve ısı transferi üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir (Khande ve diğ, 2018). Bu çalışmada, kanatlara bağlı basınç kaybını modellemek için gözenekli ortam yaklaşımı tercih edilmiş ve kanat geometrisi modele dahil edilmemiştir.

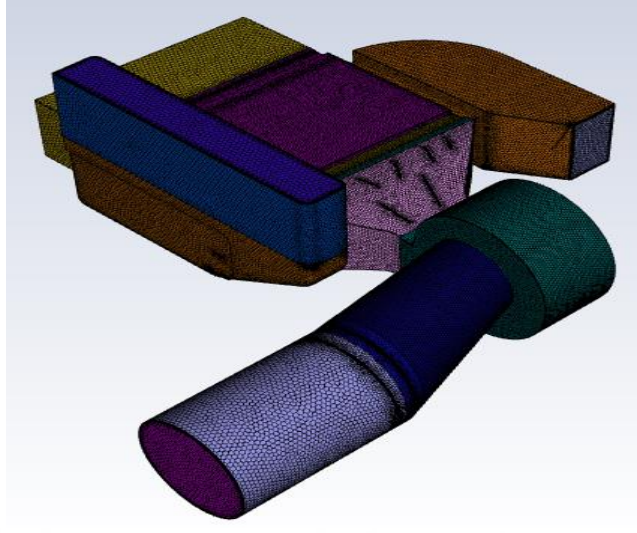
7.3.2. zm ağının oluşturulması

zm ağı oluşturulurken hücre sayısından bağımsızlaştırma yapılmıştır. Soğutma havasının kütle debisinin deneysel ölümü referans olarak alınmıştır. Hücre sayısı, sayısal çalışmadaki debinin stabilize olduğu noktaya kadar artırılmıştır. Sonuç olarak, 4,5 milyon hücre ile, soğutma havasının kütle debisi %2 hata payıyla elde edilmiştir. zm ağından bağımsızlaştırma çalışması şekil 7.21 ile gösterilmiştir.



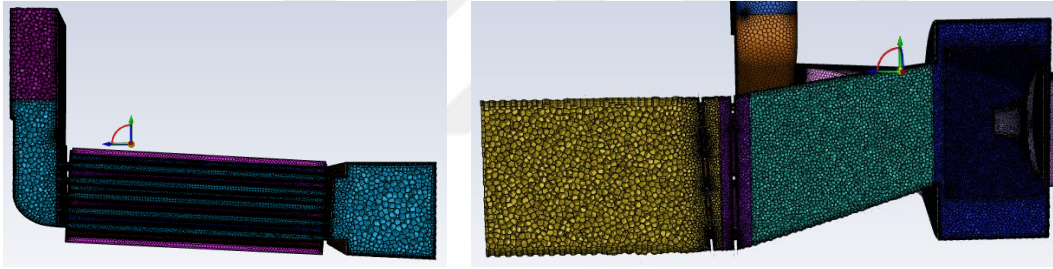
şekil 7.21 : zm ağından bağımsızlaştırma çalışması sonuçları

Tüm akış hacmine çözüm ağı örülmüş ve Şekil 7.22 ile gösterilmiştir.



Şekil 7.22 : Tüm hacimdeki çözüm ağı görseli

Kurutma ve soğutma kanallarının orta kesitlerinden alınan çözüm ağı görselleri Şekil 7.23 ile gösterilmiştir.



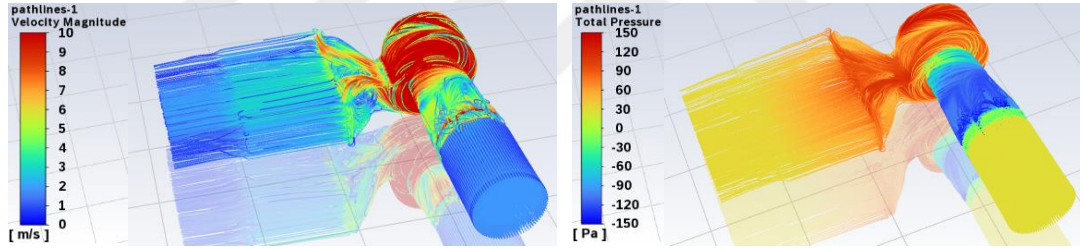
Şekil 7.23 : Kesitlerden çözüm ağı görselleri

Polihedral yapı kullanılarak Fluent Mesh yazılımı ile tamamlanan ağ oluşturma süreci, analiz doğruluğunu ve çözüm hızını arttırmaktadır (Chen ve diğ., 2022). Geometri hazırlığı, ağ oluşturma ve laboratuvar ölçümlerinin ardından, simülasyon Ansys Fluent yazılımı ile çözdürülmüştür. Hız-basınç çifti çözüm yöntemi, Navier-Stokes denklemlerindeki basınç-hız bağlantısına odaklanmıştır (Wilcox, 1998). Literatürdeki araştırmalardan sonra Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) yaklaşımı seçilmiştir. Ansys Fluent HAD yazılımında, RANS ailesinden $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) türbülans modeli, hassas sonuçlar için seçilmiştir (Menter, 1994). Isı transferinin çözümü için ideal gaz kabulü yapılmıştır ve enerji denklemleri aktif edilmiştir (denklem 7.8) (Çengel, Y. ve Cimbala, J., 2013).

$$c_p \left(\frac{\partial(\rho UT)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VT)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho WT)}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (7.8)$$

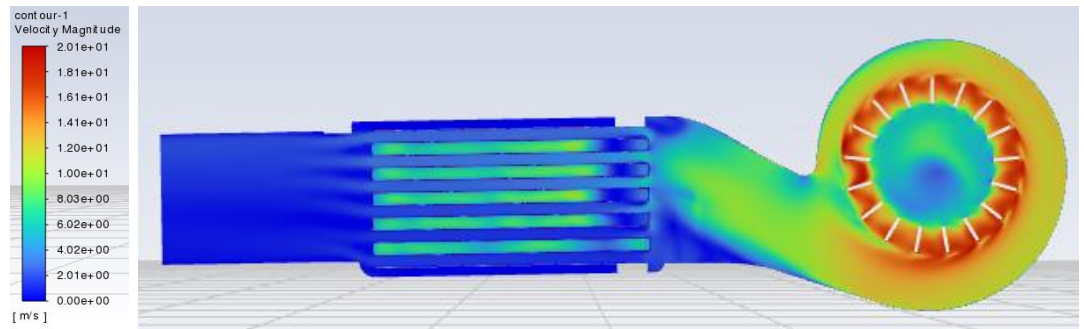
Bu çalışmada, sayısal modelin sınır koşulları deneysel verilere dayalı olarak belirlenmiştir. Kurutma tarafı, sabit debi girişi ve basınç çıkışı ile modellenirken, soğutma tarafı basınç girişi ve basınç çıkışı ile modellenmiştir. Soğutma fanı, Hareketli Referans Çerçeve (MRF) yöntemi kullanılarak simüle edilmiştir (Gullberg ve diğ., 2011). Sıcaklık sınır koşulları termokupl sonuçlarıyla belirlenmiştir. HAD modeli, iki farklı sıcaklıktaki akışkanın kondenserde ısı transferi yapacağı şekilde ve akışkanı ideal bir gaz olarak kabul ederek kurulmuştur. Soğutma fanı hızı 2750 dev/dak'dır. Soğutma havasının giriş sıcaklığı 38 °C, kurutma havası ise 71,7 °C'dir. Kurutma havası, 0,0434 kg/s kütleli debi ile oluşturulmuştur. Basınç çıkışları ve girişi 101325 Pa olarak ayarlanmıştır.

HAD analizi, mevcut model için tamamlanmıştır. Akım çizgileri hız ve toplam basınç için çizdirilmiştir (Şekil 7.24).



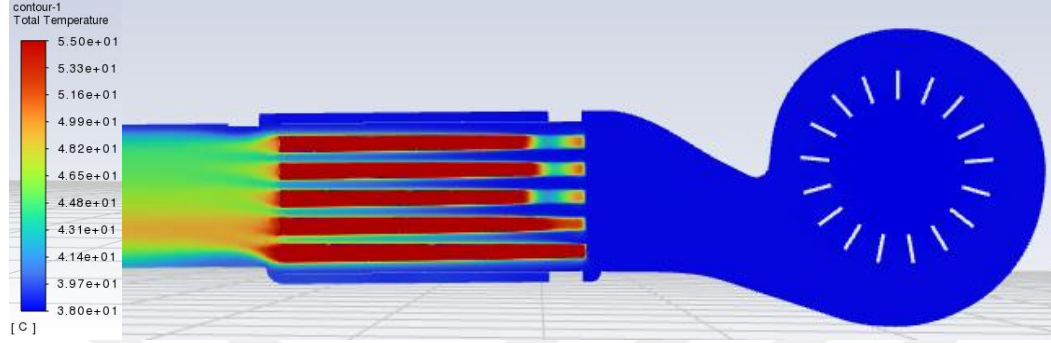
Şekil 7.24 : Soğutma hava için hız ve toplam basınç dağılımı

Oda ortamından emilen soğutma havası radyal fan ile kondensere yönlendirilir. Fan sonrası akış dağılımı kondenser üzerindeki ısı transferini etkileyeceği için incelenmiştir (Şekil 7.25).

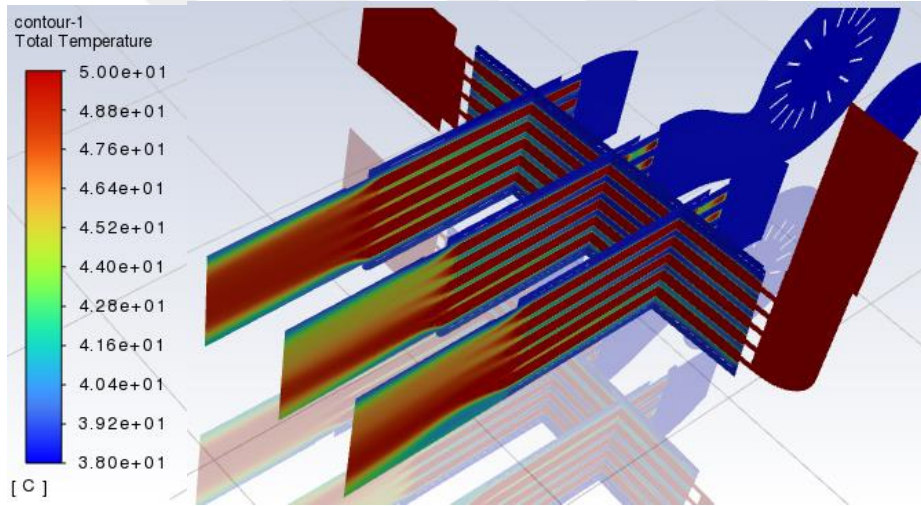


Şekil 7.25 : Soğutma havası için kesitten alınan hız konturu

Kondenserli amaşır kurutmasının çalışma mekanizması gereği, oda ortamından emilen soğutma havası kondenserde ısı alacak ve sıcaklığı yükselecek, kurutma havası ise kondenserde ısı kaybedecek sıcaklığı düşecektir. Sıcaklık düşüşüyle birlikte yoğuşma oranının artması beklenmiştir. Farklı kesitlerden sıcaklık dağılımları alınmıştır (şekil 7.26, şekil 7.27).

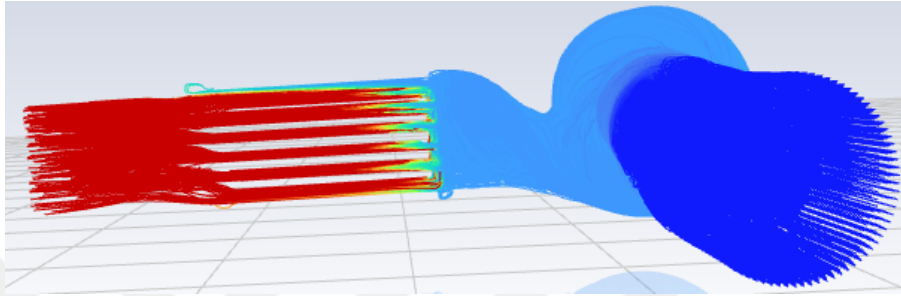
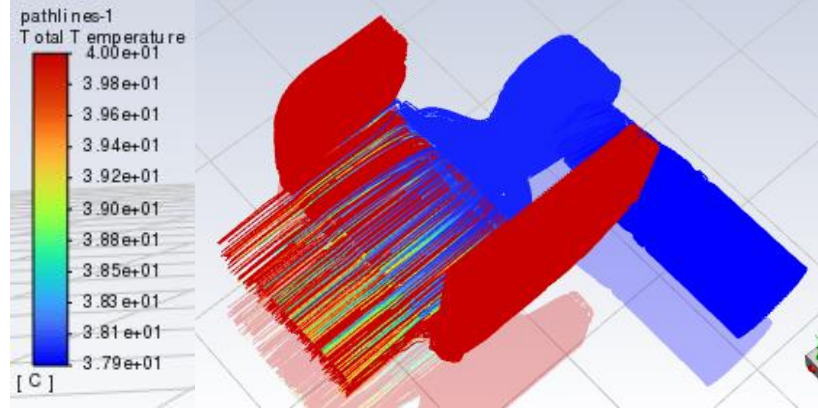


şekil 7.26 : Soğutma kesitinden sıcaklık konturu



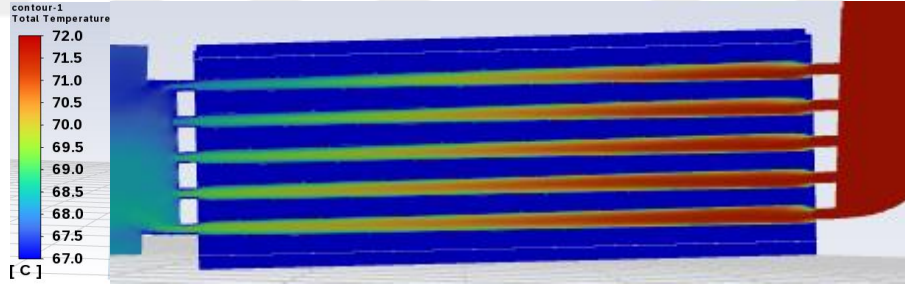
şekil 7.27 : Farklı kesitlerden sıcaklık konturları

Sıcaklık değişimlerinin incelenmesi için şekil 7.28’de akım çizgilerine göre sıcaklık dağılımı çizdirilmiştir.



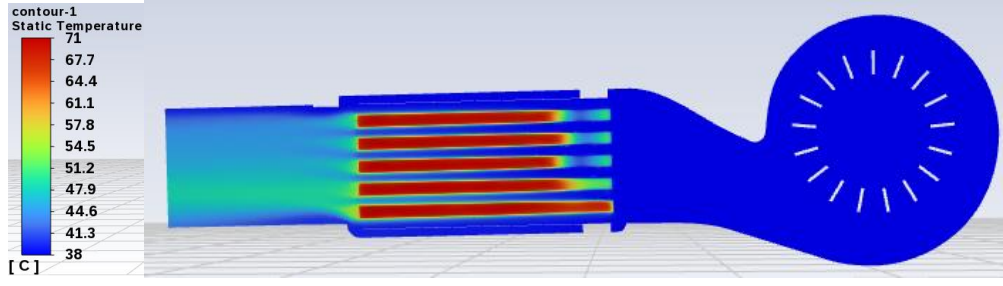
Şekil 7.28 : Akım çizgileriyle sıcaklık dağılımı

Kondenser kanallarından akan kurutma havasının sıcaklığının düşüşü incelenmiştir (Şekil 7.29).



Şekil 7.29 : Kondenser bölgesinden alınmış kesit ile kurutma havasının kanal içerisindeki sıcaklık değişimi

Soğutma sisteminin ortasından alınan kesit ile sıcaklık dağılımları incelenmiştir (Şekil 7.30).



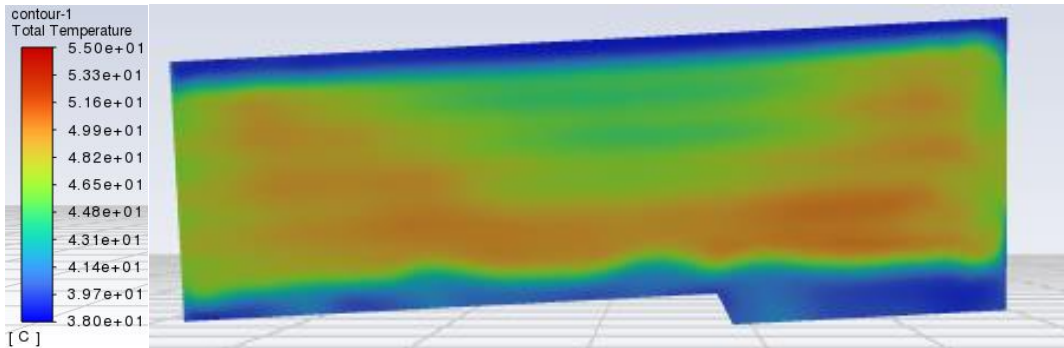
Şekil 7.30 : Kondenser ortasından alınan kesit ile kurutma ve soğutma havası için sıcaklık değişimi

HAD analizinin sonuçlarına göre sıcaklık değişimleri incelenmiştir. Bir boyutsal simülasyon çalışması, soğutma hava debisinin artmasının ısı transferini olumlu yönde etkilediğine dair bir sonuç vermiştir (Yıldıran, V.C., ve Güneş, H., 2023b). Başka bir çalışmada ise soğutma hava debisinin azalmasının kurutma süresini uzattığı belirtilmiştir (Do ve diğ., 2013). Bu nedenle, soğutma kanalı ızgarasındaki delik sayısı artırılarak soğutma debisini artırmak amacıyla bir modifikasyon yapılmıştır. Modifiye ızgara ile HAD analizi aynı sınır koşullarında tekrar edilmiştir.

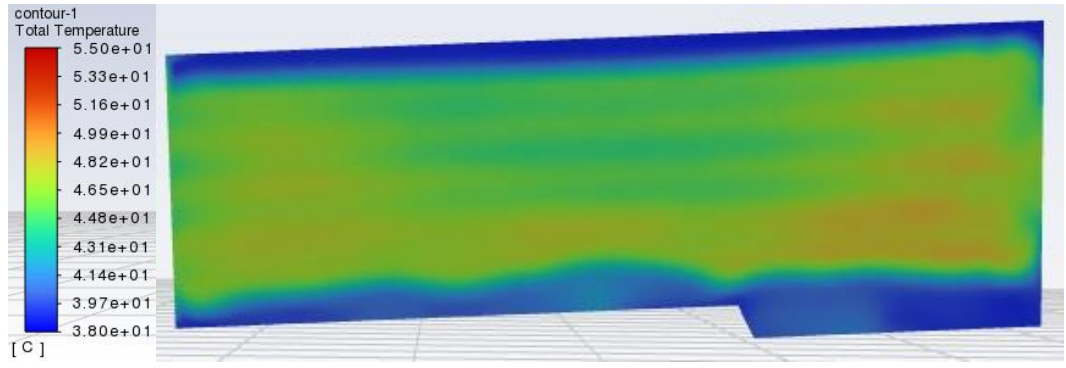
7.3.3. Bütünleşik ısı transferi analizlerinin sonuçları

Soğutma fanı girişindeki ızgaradaki hava emiş deliklerini %27 artırarak, ızgara bölgesindeki direnç azaltılmıştır. Dirençteki bu azalma, soğutma havasının debisinde yaklaşık %9'luk debi artışına yol açmıştır. Soğutma debisindeki artış, kondenseri terk eden kurutma havasının sıcaklığının mevcut duruma göre 2 °C daha düşük olmasını sağlamıştır.

Kondenser çıkışı üzerindeki bir düzlemden alınan sıcaklık dağılımı mevcut model ve modifiye model için Şekil 7.31 ve Şekil 7.32'de gösterilmiştir.

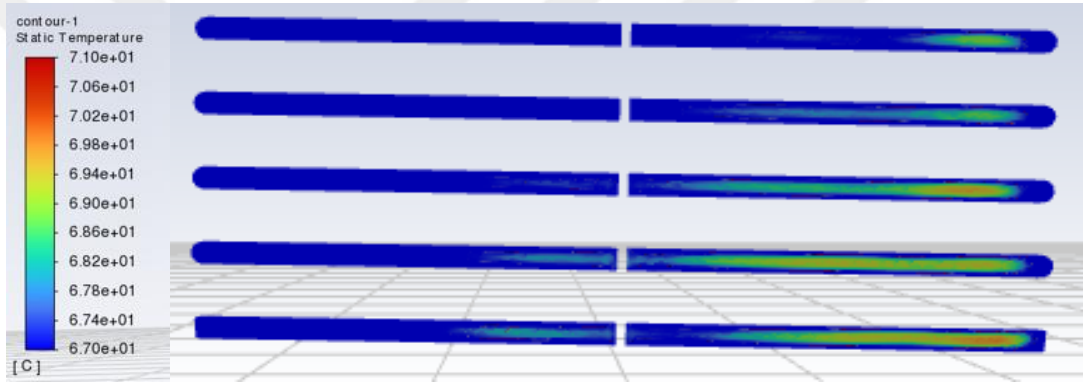


Şekil 7.31 : Mevcut makinenin soğutma havasının kondanser çıkışındaki sıcaklık dağılımı



Şekil 7.32 : Modifiye makinenin soğutma havasının kondanser çıkışındaki sıcaklık dağılımı

Kurutma havasının kondenser kanallarını terk ederken sıcaklık dağılımları hem Mevcut hem de Modifiye model için incelenmiştir (Şekil 7.33 ve Şekil 7.34).



Şekil 7.33 : Mevcut makinenin kurutma havasının kondanser çıkışındaki sıcaklık dağılımı



Şekil 7.34 : Modifiye makinenin kurutma havasının kondanser çıkışındaki sıcaklık dağılımı

Tamamlanan HAD analizi sonuçları karşılaştırmalı olarak Çizelge 7.6'da verilmiştir.

Çizelge 7.6 : HAD analizi sonuçları

Kurutma Çevrimi	Mevcut	Modifiye
Soğutma Havası Kütlesel Debisi [kg/s]	0,0285	0,0312
Kurutma Havası Kütlesel Debisi [kg/s]	0,0434	0,0434
Kurutma Havası Giriş Sıcaklığı	71,69	71,69
Kurutma Havası Çıkış Sıcaklığı	66,6	64,6
ΔT [°C]	5,1	7,1

HAD analizleri sonrasında; özellikle kondenserin alt katmanında akışla ilgili sorunlu alanların olduğu gözlenmiştir. Hem salyangoz yapısı hem de difüzörlerin tasarımı incelenebilir. Bu alanlarda yapılan iyileştirmeler, ısı transferini artırabilir.

Kondenserli çamaşır kurutma makinesinin HAD analizleri tamamlanmıştır. Analiz, soğutma kanalının emiş deliklerinin yüzey alanı %27 arttırılarak tekrarlanmıştır. Ayrıca, soğutma havasının kütlesel debisi %9 artmıştır. Soğutma havasının sıcaklığının değişimi nedeniyle özkütlesi de değişmektedir. Artan akış hızı nedeniyle kurutma havası, kondenseri 2 °C daha soğuk bir şekilde terk etmektedir. Kurutma havasının sıcaklık düşüşünün artmasının, su toplama ve buna bağlı olarak kurutma oranına olan pozitif etkisi göz önüne alınmıştır.

8. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu çalışma kapsamında evlerde tekstilleri kurutmak için sıkça tercih edilen kondenser tambur kurutucu deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel incelemelerde, makinenin ana çıktıları, kurutma performansı ve enerji tüketimi dahil olmak üzere detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Bu çalışmada ısıtma gücü ve kurutma hava debisi sabit tutulmuş ve soğutma havası debisini artırılması ile sıcaklığının düşürülmesi üzerine odaklanılmıştır.

8.1. Deneysel Çalışmanın Materyal ve Metodu

Literatür taraması ve simülasyon çalışmalarının ardından deneysel yöntemler ile kondenserli çamaşır kurutma makinesi için çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalar, laboratuvarda gerçekleştirilen enerji performansı testleri ile başlamıştır. Tez kapsamında çalışılan makine, Haier Europe Enerji Performansı Laboratuvarı'nda EN 60456 ve IEC 61121 standartlarına uygun bir şekilde test edilmiştir. Çamaşırlardan kopan parçacıkların filtreye rağmen kanallara dolması sistem verimliliğini etkileyeceği için her testten sonra kondenser temizlenmiştir (Berghel, J., ve diğ., 2004). Bu testlerin sonuçları, makinenin enerji tüketimi, kurutma performansı, su toplama oranı ve kurutma süresi hakkında bilgi sağlamıştır (Şekil 5.1, Şekil 5.9-5.10). Soğutma ve kurutma havasının debileri ve kondenser giriş çıkış noktalarındaki sıcaklıklar ölçülmüştür.

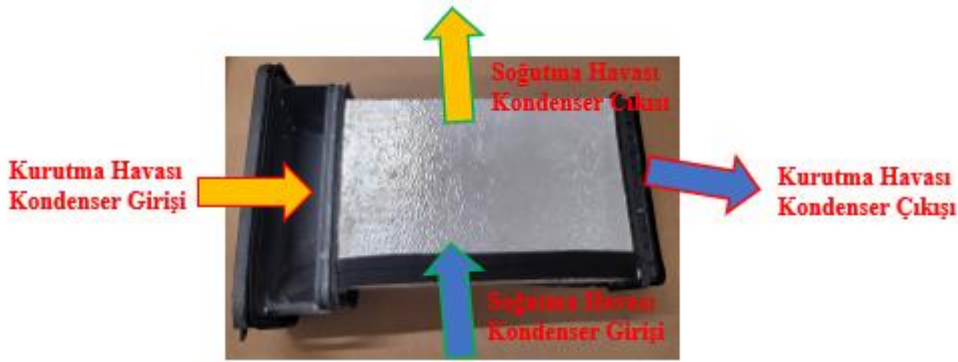
Anemometre ve bazı özel ekipmanlar, soğutma havasının ve kurutma havasının akış hızlarını ölçmek için kullanılır (Şekil 5.2-5.5).

Kurutma çevrimi boyunca sıcaklık dalgalanmalarını incelemek için, termokupllar soğutma havası için kondenserin giriş ve çıkışına, kurutma havası için ise giriş, çıkış ve ısıtıcı çıkışına yerleştirildi (Şekil 5.11-5.15)

Kondenserli çamaşır kurutma makinesinin iki farklı döngüsü bulunmaktadır. Deneysel çalışmalarda, kapalı çevrim olan kurutma havası debisi sabit tutulmuştur. Soğutma havasının ise debisinin arttırılması ve kondenser giriş sıcaklıklarının düşürülmesi için

tasarım çalışmaları yapılmıştır. Simülasyon çalışmalarında elde edilen verilerden yola çıkılarak kademeli olarak deneysel çalışmalar ilerletilmiştir. Kurutma ve soğutma havası çevrimleri (Şekil 7.2).

Teorik olarak kurutma havasıyla taşınan nemli hava, kondenser kanalında yoğuşmaktadır. Yoğuşma, soğutma havasının kondenser kanatlarından ısı çekmesiyle gerçekleşir. Kondenserin kanatları ve kanalları sıkı bir şekilde birbirine bağlı olarak kullanılmaktadır. Bu, birbirine karışmadan çapraz akışta akan iki hava akımı arasındaki ısı transferidir (Şekil 8.1).



Şekil 8.1 : Kondanserin hava giriş ve çıkışları

Deneysel çalışmalar kapsamında, ısıtıcı gücü ve fan hızları sabit tutulmuştur. Sadece soğutma havasının debisini ve soğutma havası sıcaklıklarını değiştirecek tasarımlar çalışılmıştır. Her test, bir önceki modifikasyonu içerecek şekilde ilerlenmiştir.

8.1.1. Birinci modifikasyon

İlk modifikasyon, soğutma havasının fan kanalında yapılmıştır. Bu modifikasyonla fanın verimliliği %44'ten %51'e çıkarılmıştır (Şekil 7.12). Fan verimliliğindeki artış, soğutma hava debisinde %3'lük bir artışa ve fan tarafında tüketilen enerjide %12'lik bir azalmaya neden olmuştur (Yıldıran, V.C., ve Güneş, H., 2023a). (Şekil 7.17 ve Şekil 7.18)

8.1.2. İkinci modifikasyon

İkinci modifikasyon, soğutma fanı ızgarasıyla ilgilidir. Soğutma havasının debisini artırmak için ızgaradaki direncin azaltılması istenmiştir. Izgara üzerindeki açıklıkların yüzey alanı %27 artırıldı (Şekil 8.2).



Şekil 8.2 : Mevcut ve modifiye edilmiş soğutma kanalı ızgarası

8.1.3. Üçüncü modifikasyon

Üçüncü modifikasyon, tekmelik ızgarası ile soğutma kanalı ızgarası arasında bir kanal oluşturmayı içermektedir. Bu kanal sayesinde oda ortamından emilen soğuk havanın doğrudan fana ulaşması hedeflenmiştir. Ara kanal makinenin soğutma fanının emişi esnasında tekmelik içerisinden sıcak hava emilmesi engellenmiştir. Bu modifikasyonun amacı, akış hızını artırmak değil, soğutma havasının sıcaklığını düşürmektir (Şekil 8.3).



Şekil 8.3 : Kanal modifiyeli tekmelik

8.1.4. Dördüncü modifikasyon

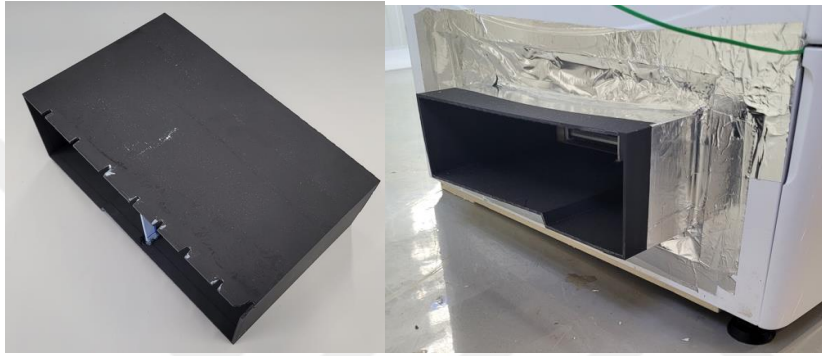
Dördüncü modifikasyon, tekmelik ızgarasının tamamen iptal edilmesini ve tekmelik ızgarası kaynaklı direncin sıfırlanmasını içermektedir (Şekil 8.4).



Şekil 8.4 : Izgarası kesilmiş tekmelik ve kanalı üzerinde olan soğutma kanalı ızgarası

8.1.5. Beşinci modifikasyon

Beşinci modifikasyon, soğutma havasının sıcaklığını azaltmak için yapılmıştır. Bu modifikasyon ile kondenser kanatlarından ayrılan sıcaklığı artırılmış soğutma havasının makine içerisine dağılmasını engellemekte ve kanatlardan ayrılan sıcak havanın doğrudan makine dışına çıkmasını sağlamaktadır. Mevcut modelde kondenser kanatlardan ayrılan havanın bir kısmı makine içine dağılırken, bir kısmı yan duvardaki boşluklardan makineden çıkmaktadır. Modifikasyonla birlikte hava doğrudan makine dışına atılmaktadır (Şekil 8.5).



Şekil 8.5 : Kondenserin soğutma havası çıkışı için baca

Deney çalışmalarındaki her modifikasyon, üst üste eklenerek ilerlemiştir. Test sonuçlarındaki olası tutarsızlıkları ortadan kaldırmak için testler üç kez tekrarlanmış ve ortalamalar alınmıştır. Testler tam yük koşullarında gerçekleştirilmiştir. Tüm testler için akış ölçümleri ve sıcaklık ölçümleri tamamlanmıştır.

8.2. Deneysel Çalışma Bulguları

Hiçbir modifikasyon içermeyen mevcut model Model A olarak adlandırılmıştır. Sadece soğutma kanalının iç kısmında yapılan modifikasyon Modifikasyon B olarak adlandırılmıştır. Modifikasyon B'yi koruyarak ve soğutma kanalının modifiye edilmiş ızgarasını ekleyerek Modifikasyon C oluşturulmuştur. Modifikasyon D için tekmelik ızgarası ile soğutma kanalı ızgarası arasındaki boşluğu kapatacak bir kanal modifikasyonu yapılmıştır. Modifikasyon E olarak adlandırılan modifikasyonda ise tekmelik üzerindeki ızgara formu ortadan kaldırılmış ve diğer modifikasyonlar sabit tutulmuştur. Son modifikasyonda diğer tüm modifikasyonlar sabit tutulmuş ve kondenserin soğutma havası çıkışına bir hava çıkışı bacası eklenmiştir ve bu Modifikasyon F olarak adlandırılmıştır (Çizelge 8.1).

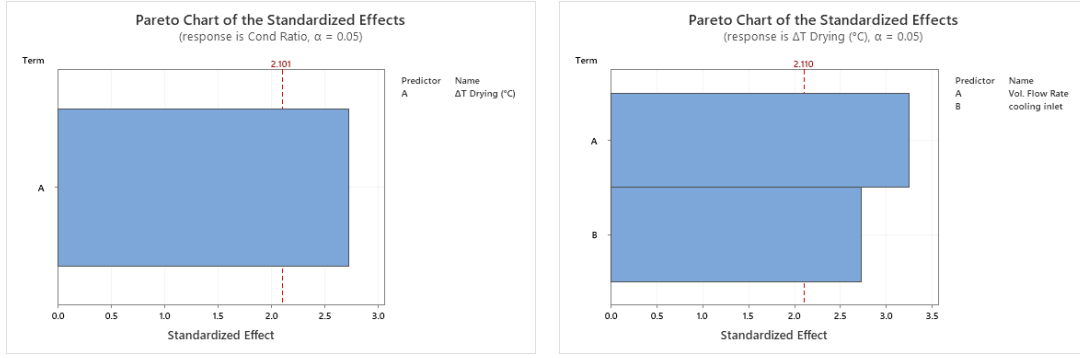
Çizelge 8.1 : Deneysel çalışmanın test sonuçları

Modifikasyon	A	B	C	D	E	F
Hacimsel Debi [m³/saat]	92,7	95	106,8	106,8	131,8	131,8
Kurutma Performansı [%]	3,33	2,52	1,1	1,43	0,97	0,89
Süre [min]	193	193	193	191	190	192
Enerji [kWh]	5,81	5,80	5,83	5,86	6,00	5,99
Normalize Süre [min]	205	201	196	195	192	195
Normalize Enerji [kWh]	6,17	6,04	5,91	5,96	6,04	6,09
Soğutma Girişi [°C]	37,9	39	38,1	36,3	33,7	33,2
Kurutma Girişi [°C]	71,7	72,3	71,1	70,5	67,5	68,7
Kurutma Çıkışı [°C]	68,0	68,1	66,6	66,2	63,2	64,2
ΔT Kurutma [°C]	3,7	4,1	4,5	4,3	4,3	4,5
Isıtıcının Enerji Tüketimi [kWh]	5,34	5,30	5,33	5,36	5,47	5,55
Isıtıcının Çalışma Süresi [min]	165,4	164,6	165,7	166,5	169,9	172,2

Testlerin tamamlanmasının ardından sonuçlar Minitab yazılımı ile analiz edilmiştir.

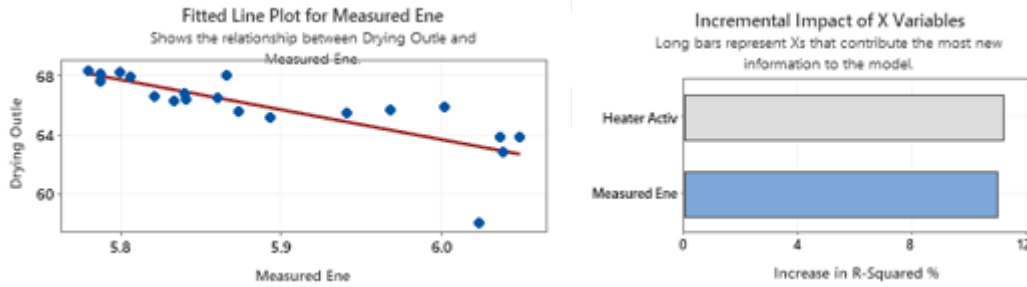
Deneysel çalışmalarda, ısıtma gücünü sabit tutarak soğutma havasının debisini artırma ve soğutma havasının sıcaklığını düşürme odaklı olarak enerji performansını ve kurutma performansını incelemeye odaklanılmıştır. Kurutma performansını artırmak için kurutma havasının sıcaklık düşüşünün artırılması istenmiştir (Şekil 8.6).

İlk olarak, soğutma havasının debisinin ve soğutma havasının sıcaklığının kurutma havasının sıcaklık farkı üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Her iki veri de kurutma havasının sıcaklık değişiminde etkili olmasına rağmen, soğutma havasının debisinin kondensere giren soğutma havasının giriş sıcaklığından daha etkili olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 8.6).



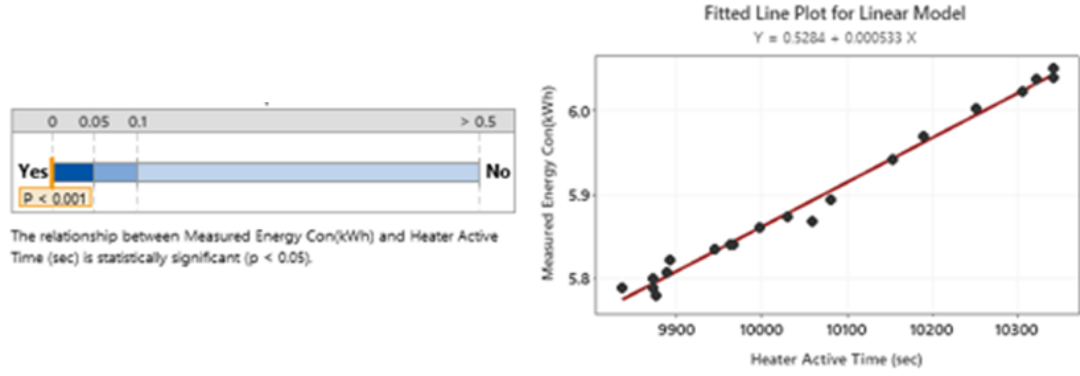
Şekil 8.6 : Yoğuşma oranı- kurutucu havası sıcaklık farkını ve kurutucu havası sıcaklık farkları- soğutma hava debisi ile giriş sıcaklığı arasındaki ilişki

İnceleme, soğutma havasının debisinin artması ve soğutma havasının kondensere giriş sıcaklığının azalmasının kurutma performansı üzerinde net bir etkisi olduğunu ortaya koymaktadır. Ancak deneysel çalışmalarda soğutma gücü arttıkça, kurutma hava çıkış sıcaklığının azaldığı ve enerji tüketiminde bir artışa yol açtığı gözlemlenmiştir. Bu nedenle, kurutma hava çıkış sıcaklığı ve enerji tüketimi ile ilgili ilişkiler üzerine analizler yapılmıştır (Şekil 8.7).



Şekil 8.7 : Kurutma çıkışı için çoklu regresyon

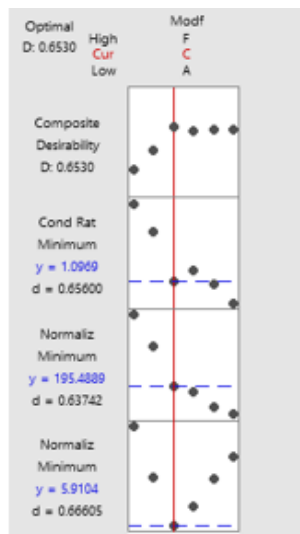
Kondenserli çamaşır kurutma makinesinde enerji tüketiminin temel kaynağının elektrikli ısıtıcı olduğu laboratuvar testlerinde netleştirilmiştir. Bu deneysel testlerde 2100 watt'lık bir ısıtıcı kullanılmış ve ısıtıcının etkin olduğu süre ile enerji tüketimi arasındaki ilişki incelenmiştir (Şekil 8.8).



Şekil 8.8 : Ölçülen enerjiye karşı ısıtıcının aktif süresi için regresyon

Normalize edilmiş değerler, makinenin kurutma döngüsü boyunca ölçülen değerlerle birlikte hesaplanmaktadır. Normalize edilmiş değerler, kurutma oranı sonucuna dayanarak enerji tüketimi ve kurutma süresinin revizyonunu içerir. Sıfır kuruma oranı durumunda enerji ve sürenin nasıl değişeceğini belirlemek için hesaplamalar yapılır. Makinenin kurutma çevriminin sonunda, kurutma oranı, nominal enerji tüketimi ve nominal kurutma süresi bulunmuştur. Bu nedenle, sonuçları incelenirken enerji tüketimi ve kurutma süresi için nominal değerler alınmıştır.

Deneysel çalışmanın sonuçları incelenmiş ve veriler arasındaki ilişkiler kurulmuştur. Sonuçlar, yürütülen çalışmalar arasında en uygun modifikasyonu seçmek için tekrar değerlendirilmiştir. Bu noktada, tüm modifikasyonlar değerlendirilmiş ve en kısa süre, en yüksek kurutma oranı ve en düşük enerji tüketimi için optimum modifikasyonu verecek grafikler çizdirilmiştir (Şekil 8.9).



Şekil 8.9 : Kurutma oranına, kurutma süresine ve enerji tüketimine göre optimum modifikasyon

8.3. Deneysel Çalışmanın Sonuçları

Kondenserli çamaşır kurutma makinesi için gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda, kurutma havasının debisi ve ısıtma gücü sabit tutularak, soğutma havasının debisinin ve kondensere gelen soğutma havasının giriş sıcaklığının kurutma makinesinin temel çıktıları üzerindeki etkileri, yani kurutma oranı, enerji tüketimi ve kurutma süresi incelenmiştir.

Bu deneysel çalışmada, soğutma debisindeki artışın ve kondensere gelen soğutma havasının giriş sıcaklığının azalmasının yoğunlaşma ve enerji tüketimi üzerinde etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Ancak, soğutma yükünün artmasıyla, kurutma havasının kondensere çıkış sıcaklığının önemli ölçüde düştüğü ve bir algoritma tarafından yönetilen ısıtıcının ısıtma süresinin uzamasına neden olduğu anlaşılmıştır. Isıtıcı süresinin artması enerji tüketimini artırmıştır. Gerçekleştirilen modifikasyonlar arasında, Modifikasyon C; en düşük enerji tüketimi, en kısa süre ve en yüksek kurutma oranı baz alındığında optimum sonuçları vermiştir. Çalışmanın kurutma performansının maksimum olduğu modifikasyon ile farklı ısıtıcı güçlerinde veya algoritma çalışmasıyla genişletilebileceği aşıkardır.

Daha fazla test yapmak elbette ki ortalama sonuçlarda değişikliklere yol açabilir. Ancak deneysel çalışmalar aracılığıyla elde edilen sonuçlardaki eğilimler çok açıktır. Özellikle enerji tüketiminin ana kaynağı olan ısıtıcı ile çalışmalar arttırılabilir. Soğutma debisinin arttırılması ve sıcaklığın düşürülmesi kurutma performansını ve enerji tüketimini önemli ölçüde etkilemektedir.

9. SONUÇLAR

Tez çalışması kapsamında; kondenserli çamaşır kurutma makinesi birden fazla adımdan oluşan çalışmalar bütünüdür.

Çalışma tez makinesinin ve rakip ürünlerin laboratuvarda teste alınmasıyla başlamıştır. Literatürdeki araştırmanın da aydınlatması ile çalışma yöntemi belirlenmiştir.

Bir boyutlu model ile yapılan çalışmada soğutma havasının debisinin ve soğutma havasının sıcaklığının kurutma performansına olan etkileri incelenmiştir. Modelin kurulumu ve laboratuvar ortamında tamamlanan test verilerinden alınan değerler ile kalibre edilmesi tamamlanmıştır. Bir boyutlu modelin mevcut makine konfigürasyonunda ilk analizden sonra 170 farklı kombinasyon yazılım aracılığı ile çözdürülmüştür. Bu analizler sayesinde 10 saat gibi kısa bir sürede soğutma havasındaki sıcaklık ve debi değerlerinin değişimlerinin etkisi incelemiştir.

Bir boyutlu analizin ardından 3 boyutlu HAD analizlerine geçilmiştir. HAD analizleri sadece soğutma havasının modellendiği ve enerji denklemlerinin olmadığı bir bölümden oluşmaktadır. Bu bölümde fan giriş kanalının geometrisi üzerinde farklı modifikasyonlar denenmiştir. Modifikasyonların etkisi fan verimi üzerinden incelenmiştir. Daha sonra bu modele kurutma modeli de eklenerek bu iki model arasında kondenserde gerçekleşen ısı transferi incelenmiştir.

Çalışmanın son aşamasını tüm analizlerden alınan sonuçlardan yola çıkarak oluşturulan tasarım değişiklikleri ve o değişikliklerin 3 boyutlu yazıcıda üretilmiş parçalarının mevcut makineye montaj edilerek makinenin laboratuvarda testlere alınması oluşturmaktadır. Deneysel çalışmalarda kullanılan parçalar 3D yazıcı üretilmiş ve makine üzerinde montaj edilerek makine testlere hazır hale getirilmiştir. Bu testler Enerji ve Performans Laboratuvarı'nda tamamlanmıştır. Sonuçlar Minitab yazılımı ile analiz edilmiştir. Tüm tasarım değişiklikleri soğutma havasının debisini arttırmayı, soğutma havasının sıcaklığının kondenser girişinden önce ısınmasını engellemeyi ve iç parça tasarımı ise fan veriminin artışı hedeflemiştir.

Yapılan tüm çalışmaların sonucu deneysel çalışmalarda incelenmiştir. Nihayetinde deneysel çalışmayla birlikte optimum modifikasyonlar belirlenebilmiştir. Elde edilen optimum modifikasyon ile enerji performansı 6,17 kWh değerinden 5,91 kWh değerine gelerek %4,4'lük bir iyileşmeye ulaşmıştır. Kurutma performansı ise %3,3 değerinden %1,1 değerine iyileştirilmiştir.

Tez çalışmasında yapılan çalışmalar incelendiğinde makinenin daha fazla soğutma debisine ihtiyaç duyduğu ve bu noktada gelişmeye açık olduğu görülmüştür. Soğutma havasının direnç kayıplarının azaltılması ve fan kanalının iyileştirilmesi bu noktada debi artışına hizmet edecektir.

Soğutma havasının sıcaklığının kanal içerisinde daha fazla artış yaptığı görülmüştür. Bu noktada bu sıcaklık artışının azaltılması için çalışmalar yapılabilir. Soğutma havasının sıcaklığı düştükçe enerji performans verimliliğinin arttığı çıktılarından biridir.

Çalışmalar ısıtıcı gücü, kurutma havasının debisi ve kondenser tasarımları için genişletilebilir. Tüm bu üç değişkenin enerji ve kurutma performansı üzerinde etkili olacağı aşıkardır. Isıtıcı gücünün artırılması literatürde de çalışılmış konular arasındadır. Kurutma hava sıcaklıklarının çamaşırları yıpratmaması fakat nem alma prosesi için de olabildiğince yüksek olması gerektiği belirlenmiştir. Kurutma havasının debisinin değişimi kurutma ve enerji performans sonuçlarını doğrudan değiştirecektir. Bu noktada soğutma havasının debisi ile olan kurutma prosesinin etkileşimi bir boyutlu bir çalışmada incelenebilir. Soğutma havasının akışının kondenser alt bölgesindeki kanat katmanına az ulaştığı gözlenmiştir. Salyangoz yapısı çalışılarak soğutma havasının akışının alt kademedeki kanat katmanına da üst taraftakiler kadar gönderilmesi çalışılabilir. Son olarak kondenser kanal ve kanatların geometrisi ve boyutları başlı başına kurutma ve enerji performansı için etkilidir. Yoğuşurma ihtiyacı belirlendikten sonra ısı transferi etkisinin incelenmesi için bir boyutlu ya da üç boyutlu yazılımlarla ısı transferi analizleri yapılabilir.

Tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar pozitif çıktılar sağlamıştır. Fakat konu farklı değişkenler ile çalışılmaya devam edilebilir. Gün geçtikçe enerji ve kurutma performansı isterlerinin arttığı kurutma makineleri için en verimli ve optimum çalışma koşullarını sağlamak biz mühendislerin başlıca görevlerindendir.

KAYNAKLAR

Ansyst Fluent 2022 R2

- Bansal, P.K.; Braun, J.E.; Groll, E.A.,** (2001). Improving the Energy Efficiency of Conventional Tumble Clothes Drying Systems, *International Journal of Energy Research*, 1315-1332.
- Bassily, A. M., & Colver, G. M.** (2003). Performance analysis of an electric clothes dryer. *Drying technology*, 21(3), 499-524.
- Behzadmehr, A., Mercadier, Y., & Galanis, N.** (2006). Sensitivity analysis of entrance design parameters of a backward-inclined centrifugal fan using DOE method and CFD calculations.
- Beiron, J., Brunzell, L.,** (2005). Energy efficiency and drying capacity for an unheated or partially heated air vented tumble dryer, *Proceedings of the 3rd Nordic Drying Conference*, University of Karlstad
- Berghel, J.** (2004). Improved fluidized bed drying technology for wood fuels (Doctoral dissertation, Karlstad University Studies)
- Berghel, J., Brunzell, L., & Bengtsson, P.** (2004, August). Performance analysis of a tumble dryer. In *Proceedings of the 14th International Drying Symposium IDS2004*, Sao Paulo, Brazil (pp. 821-827).
- Braun, J. E., Bansal, P. K., & Groll, E. A.** (2002). Energy efficiency analysis of air cycle heat pump dryers. *International Journal of Refrigeration*, 25(7), 954-965.
- Brunzell, L.,** (2006). Energy Efficient Textile Drying, PhD Thesis, University of Karlstad, Sweden.
- Cengel, Y., & Cimbala, J.** (2013). Ebook: Fluid mechanics fundamentals and applications (si units). McGraw Hill.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A.** (2015). *Thermodynamics: An Engineering Approach* Eighth Edition.
- Chen, H., Zhou, X., Feng, Z., & Cao, S. J.** (2022). Application of polyhedral meshing strategy in indoor environment simulation: Model accuracy and computing time. *Indoor and Built Environment*, 31(3), 719-731.
- Cochran, M., Goodnight, J., Babin, B., & Eckels, S.** (2009). Condensing dryers with enhanced dehumidification using surface tension elements. *Applied Thermal Engineering*, 29(4), 723-731.
- Conde, M. R.** (1997). Energy conservation with tumbler drying in laundries. *Applied thermal engineering*, 17(12), 1163-1172.
- Do, Y., Kim, M., Kim, T., Jeong, S., Park, S., Woo, S., ... & Ahn, Y.** (2013). An experimental study on the performance of a condensing tumbler dryer

with an air-to-air heat exchanger. Korean Journal of Chemical Engineering, 30, 1195-1200.

EN 60456 - Clothes Washing Machines For Household Use - Methods For Measuring The Performance

Gullberg, P., Löfdahl, L., & Nilsson, P. (2011, January). Fan modeling in CFD using MRF model for under hood purposes. In Fluids Engineering Division Summer Meeting (Vol. 44403, pp. 931-942).

IEC 61121 - Tumble dryers for household use - Methods for measuring the performance

Jung, J. H., & Joo, W. G. (2019). The effect of the entrance hub geometry on the efficiency in an axial flow fan. International Journal of Refrigeration, 101, 90-97.

Khande, A.R., Pandhare, A.P., Ghavate, R.D. (2018). CFD Analysis of Air Cooled Condenser in Tumble Cloth Dryer, Journal of Emerging Technologies and Innovative Research (JETIR)

Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA journal, 32(8), 1598-1605.

Michel, A., Kreitz, T., Attali, S., & Bush, E. (2017). Monitoring the market based on sales data: Do 2015 white goods consume less energy than ten years ago?

Minitab v18.1

Siemens Amesim 2304

Stawreberg, L., & Wikström, F. (2011). Does the energy labelling system for domestic tumble dryers serve its purpose? Journal of Cleaner Production, 19(12), 1300-1305.

To, W. M., Yu, T. W., Lai, T. M., & Li, S. P. (2007). Characterization of commercial clothes dryers based on energy-efficiency analysis. International Journal of Clothing Science and Technology.

URL-1 <<https://www.energy.gov/eere/buildings/articles/heat-pump-clothes-dryer>>

URL-2 <<https://www.ukwhitegoods.co.uk/help/spare-parts/tumble-dryer-spare-parts/4001-tumble-dryer-conden>>

URL-3 <<https://www.explainthatstuff.com/how-clothes-tumble-dryers-work.html>>

Wilcox, D. C. (1998). Turbulence modeling for CFD (Vol. 2, pp. 103-217). La Canada, CA: DCW industries.

Yıldiran, V.C., & Güneş, H. (2023). An Investigation of the Effect of Fan Efficiency on Energy Consumption in a Condenser Tumble Dryer. In 24th Congress on Thermal Science and Technology with International Participation (ULIBTK'23) (Vol-I, pp. 358-366). Academic Press.

Yıldiran, V.C., & Güneş, H. (2023). An Investigation of the Impact of the Cooling Air Diffusers on Drying Performance in a Condenser Tumble Dryer. In 14th International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEES'23) (In Press). Academic Press.

- Yıldıran, V.C., & Güneş, H.** (2023). Effects of Cooling Airflow Rate and Temperature on the Water Collection in Condenser Dryers: One-Dimensional Modeling Approach. In 10th International Congress on Engineering and Technology Management (pp. 463-477). Academic Press.
- Yıldıran, V.C., & Güneş, H.** (2023). Experimental Investigation of Drying and Energy Performance in a Condenser Tumble Dryer. In 3rd International World Energy Conference (IWEC'23) (pp.102-110). Academic Press.





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad

: Vasıf Can YILDIRAN

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2017, İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 07.2017-12.2018 tarihleri arasında Candy Hoover Group firmasında Pişirici Ar-Ge'de HAD Simülasyon Mühendisi olarak çalıştı.
- 01.2019 – 06.2020 yılları arasında Arçelik firmasında Pişirici Cihazlar İşletmesinde Ar-Ge Mühendisi olarak çalıştı.
- 06.2020 tarihinden itibaren Haier Europe firmasında Yıkayıcı Ar-Ge Merkezinde Termal Hidrolik-HAD Lider Mühendisi olarak çalışma hayatını sürdürmektedir.

YÜKSEK LİSANS TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Yıldiran, V.C., & Güneş, H. (2023).** An Investigation of the Effect of Fan Efficiency on Energy Consumption in a Condenser Tumble Dryer. In 24th Congress on Thermal Science and Technology with International Participation (ULIBTK'23) (Vol-I, pp. 358-366). Academic Press.
- **Yıldiran, V.C., & Güneş, H. (2023).** An Investigation of the Impact of the Cooling Air Diffusers on Drying Performance in a Condenser Tumble Dryer. In 14th International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEES'23) (In Press). Academic Press.

- **Yıldırım, V.C., & Güneş, H. (2023).** Effects of Cooling Airflow Rate and Temperature on the Water Collection in Condenser Dryers: One-Dimensional Modeling Approach. In 10th International Congress on Engineering and Technology Management (pp. 463-477). Academic Press.
- **Yıldırım, V.C., & Güneş, H. (2023).** Experimental Investigation of Drying and Energy Performance in a Condenser Tumble Dryer. In 3rd International World Energy Conference (IWEC'23) (pp.102-110). Academic Press.

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- Yavuz, F. E., **Yıldırım, V. C., & Colleoni, S. G. (2023).** Examining the Performance of the Heat Exchanger in a Heat Pump Clothes Dryer. The Eurasia Proceedings of Science Technology Engineering and Mathematics (EPSTEM), 26, 156-165.
- Yavuz, F. E., **Yıldırım, V. C., & Colleoni, S. G. (2023).** Investigation of the Flow Performance of the Diverter Cover in the Dishwasher. The Eurasia Proceedings of Science Technology Engineering and Mathematics (EPSTEM), 26, 462-473.
- Yavuz, F. E., **Yıldırım, V. C., & Colleoni, S. G. (2023).** Investigation of Dishwasher Circulation Pump Inlet Channel. The Eurasia Proceedings of Science Technology Engineering and Mathematics (EPSTEM), 26, (In Press).
- Yavuz, F. E., **Yıldırım, V. C., & Colleoni, S. G. (2023).** Heat Recovery Study In Heat Pump System For Brazed Condenser Outlet And Evaporator Outlet Pipes. In 10th International Congress on Engineering and Technology Management (pp. 153-161). Academic Press
- Yavuz, F. E., **Yıldırım, V. C., & Colleoni, S. G. (2023).** Experimental And Numerical Investigation On A Detergent Reservoir Of Washing Machine In 24th Congress on Thermal Science and Technology with International Participation (ULIBTK'23) (Vol-I, pp. 351-357). Academic Press.
- Bilen, F., **Yıldırım, V. C.,** Mayıl, A. S., & Erbaş, O. Cooking Performance Optimization with New Types of Fan Baffles in Domestic Built-in Ovens.
- Mayıl, A.S., **Yıldırım, V.C. (2023).** Evaluation Of Domestic Built-In Oven Cooling Systems By Using Cfd Analysis In 3rd International World Energy Conference (IWEC'23) (pp. 55-60). Academic Press.
- Yavuz, F. E., **Yıldırım, V. C., & Colleoni, S. G. (2023).** Numerical Investigation in a Dishwasher Hub: Reducing Pressure Difference and Pump Power. In 14th International Exergy, Energy, and Environment Symposium (IEEEES'23) (In Press) (Academic Press)
- **Yıldırım, V.C. (2022).** A Dryer With Heat Recovery (TR Patent No. 202200618) Türkiye Patent Agency
- Güçlü, Y., Alsan, A., **Yıldırım, V.C. (2022).** Heat Recovery Oven With Dishwasher (TR Patent No. 202002395) Türkiye Patent Agency
- **Yıldırım, V.C. (2022).** Innovation In Condenser Units Of Dryers (TR Patent No. 2022002630) Türkiye Patent Agency

- **Yıldırım, V.C.** (2022). Innovation In Vented Dryers (TR Patent No. 2022002623)
Türkiye Patent Agency

