

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUHARLAŞTIRICI HAVA GİRİŞ KOŞULLARININ VE BUHARLAŞTIRICI
SICAKLIĞININ NEM ALMA PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Halil Can ÖZAYDIN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUHARLAŞTIRICI HAVA GİRİŞ KOŞULLARININ VE BUHARLAŞTIRICI
SICAKLIĞININ NEM ALMA PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Halil Can ÖZAYDIN
(503121113)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mesut GÜR

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503121113 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Halil Can ÖZAYDIN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BUHARLAŞTIRICI HAVA GİRİŞ KOŞULLARININ VE BUHARLAŞTIRICI SICAKLIĞININ NEM ALMA PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Mesut GÜR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Hasan Rıza GÜVEN**
İstanbul Üniversitesi

Doç. Dr. Yakup Erhan BÖKE
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **5 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **28 Mayıs 2014**

Aileme ve dostlarıma,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca bilgi ve tecrübelerini esirgemedi bana katkıda bulunan, önerileri ve yapıcı eleştirileri ile çalışmalarımı destekleyen ve yol gösteren danışman hocam Sn. Prof. Dr. Mesut GÜR'e en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Cem KURAL, Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR ve Termodinamik Teknoloji Aile Lideri Sn. Dr. Emre OĞUZ'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarında bana her zaman destek olan, bilgi ve tecrübelerini esirgemedi paylaşan ve tez çalışmalarım sırasında bana daima yol gösteren Sn. Önder BALİOĞLU'na, tez çalışmalarım sırasında değerli fikirleriyle tez çalışmalarına katkıda bulunan başta Sn. Gökhan SIR olmak üzere, Sn. Dr. Serdar KOCATÜRK ve Sn. Fatih KASAP'a teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğinin kurulmasında ve deneysel çalışmalarda verdikleri teknik destekten dolayı Sn. Mehmet KAYA, Sn. Murat ELGÜN, Sn. Volkan GÜNEY, Sn. Faruk KOCABIYIK, Sn. Yasin İĞİT, Sn. Nihat KANDEMİR, Sn. Erkan BAŞTAN, Sn. Özcan HATİPOĞLU, Sn. Turan SENDİNÇ, Sn. Ümit PEHLİVAN, Sn. Şaban AVCI, Sn. İsmet BAYHAN, Sn. Serkan ERTEN, Sn. Selahattin ÇORAK ve tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Ailesi, Akışkanlar Dinamiği Ailesi ve Temizleme Teknolojileri Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Tez çalışmalarımın yoğun ve sıkıntılı geçen zamanlarını, samimiyetleri ve keyifli sohbetleri ile hafifleten değerli dostlarım başta Sn. Aziz ÇELİK olmak üzere Sn. Funda ERDEM, Sn. Kaan ŞAHNALI, Sn. Ünsal KAYA, Sn. Uğur SARITAŞ, Sn. Beria Işık CANTÜRK, Sn. Oğuz BÜYÜKŞİRİN, Sn. Ender GÜL, Sn. Semih KURULAR ve tüm Ar-Ge yüksek lisans çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Varlıklarını ve desteklerini uzun yıllar boyunca hissettiğim çok değerli dostlarım Sn. Ömer Nedim KENGER, Sn. Hakan ERİK, Sn. Şinasi DÜBÜŞ ve Sn. Hasan KEÇECİ'ye teşekkür ederim.

Çalışmamın her anında sevgisinin ve desteğinin yanımda olduğunu bildiğim Sn. Şule KARATAŞ'a tüm samimi ve derin duygularıyla teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde bana maddi ve manevi her türlü desteği sağlayan, verdiğim kararları destekleyen, her konuda yanımda olan, başta sevgili ANNEM olmak üzere çok değerli AİLEME sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2014

Halil Can ÖZAYDIN
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
SEMBOL LİSTESİ	xix
ÖZET.....	xxiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Çalışmalarda İzlenilen Yol.....	3
1.3 Problem Kısıtları	3
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1 Literatür Araştırması Sonuçları	5
2.2 Yapılan Çalışmanın Hedefi Ve Kapsamı (Literatüre Katkısı)	35
3. HAVADAN NEM ALMA PROSESİNİN İNCELENMESİ.....	37
3.1 Isı Pompalı Sistemler	37
3.2 İklimlendirme	38
3.3 Bağıl Nem Ve Mutlak Nem Kavramları	39
3.3.1 Psikrometrik diyagram	41
3.4 Nemli Havanın Soğutulması	42
3.5 Hidrofobik Ve Hidrofilik Kaplamalar	44
4. DENEY DÜZENEGİNİN TANITILMASI.....	47
4.1 Deney Düzenegi Tasarımı	47
4.1.1 Kapalı hava çevrimi	49
4.1.2 Açık hava çevrimi	54
4.1.3 Soğutkan çevrimi	55
4.1.4 Veri toplama ünitesi	56
4.2 Debi Ölçümü	61
5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	63
5.1 Deney Sonuçları	65
5.1.1 Deney parametrelerinin yoğuşma hızı üzerindeki etkileri	65
5.1.2 Deney parametrelerinin birim yoğuşma buharlaştırıcı kapasitesine etkisi	68
5.1.3 Deney parametrelerinin gizli ısı oranı üzerindeki etkileri.....	71
5.1.4 Deney parametrelerinin sürtünme faktörü f üzerindeki etkileri	74
5.1.5 Deney parametrelerinin ısı transferi karakteristiği j üzerindeki etkileri... ..	75
6. YOĞUŞMA HIZI KORELASYONUNUN GELİŞTİRİLMESİ	79
6.1 Boyut Analizi	79
6.2 Buckingham Pi (π) Teoremi	80
6.3 En Küçük Kareler Yöntemi	82
6.4 Regresyon Sonuçlarının İncelenmesi	84

7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER.....	85
KAYNAKLAR.....	89
EKLER.....	91
ÖZGEÇMİŞ.....	93

KISALTMALAR

AB	: Avrupa Birliği
EES	: Engineering Equation Solver
EPM	: Entalpi Potansiyeli Metodu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : R değişkenlerinin tanımı. [3].....	16
Çizelge 2.2 : Deneyde kullanılan buharlaştırıcı çeşitleri. [9]	33
Çizelge 2.3 : Deneysel sonuçlarla analitik sonuçların karşılaştırılması. [9].....	34
Çizelge 4.1 : Düzenekte bulunan sensörler ve miktarları.	58
Çizelge 4.2 : Isıl çift (termokupl) listesi.	59
Çizelge 4.3 : Nem sensörü listesi.	60
Çizelge 5.1 : Deneysel çalışmalarda kullanılan buharlaştırıcıya ait detaylar	64
Çizelge 5.2 : Deney parametreleri ve seçilen değerler.	64
Çizelge 6.1 : Nem alma hızına etki eden parametreler.	79

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Dalgalı kanatlı tip ısı değiştiricisinin küçük parçalara bölünerek incelenmesi. [1]	6
Şekil 2.2 : Sonlu dairesel kanat metodu. [1].....	7
Şekil 2.3 : Deney düzeneğinin şematik gösterimi.[1].....	7
Şekil 2.4 : Mevcut yöntem ile elde edilen jh değerleri.[1].....	8
Şekil 2.5 : Mevcut yöntem ile elde edilen jm değerleri. [1].....	9
Şekil 2.6 : Deney düzeneğinin şematik gösterimi. [2].....	10
Şekil 2.7 : Kanat yüzeyindeki kaplama akış şeması. [2]	11
Şekil 2.8 : Parametrelerin hava tarafı ısı ve momentum transferine etkileri. (a) kanat aralığı, (b) boru sıra sayısı, (c) giriş bağıl nemi. [2]	12
Şekil 2.9 : Parametrelerin hava tarafı kütle transferine etkileri. (a) kanat aralığı, (b) boru sıra sayısı, (c) giriş bağıl nemi. [2]	13
Şekil 2.10 : Isı değiştirici kalorimetresi şematik gösterimi. [3].....	14
Şekil 2.11 : Test edilen kesikli kanat tipindeki ısı değiştiricisinin şematik görünümü.[3]	15
Şekil 2.12 : Kesikli kanat tipi detay resmi. [3]	15
Şekil 2.13 : Denklem 2.3 ve çizelge 2.1’de belirtilen sembollerin, (a)soğutkan borusu ve (b) kanat üzerindeki şematik gösterimi.[3]	17
Şekil 2.14 : 2 sıra ısı değiştiricisinde, havanın farklı giriş bağıl nemi değerlerine karşılık gelen j ve f faktörleri değerleri. [3]	18
Şekil 2.15 : Tek sıra ısı değiştiricisinde, havanın farklı giriş bağıl nemi değerlerine karşılık gelen j ve f faktörleri değerleri. [3]	18
Şekil 2.16 : Deney düzeneği şematik gösterimi. [4].....	19
Şekil 2.17 : Nervürlü kanat tipindeki ısı değiştiricisine ait kanat detayı. [4].....	20
Şekil 2.18 : %50 ve %70 hava giriş bağıl nemi değerleri için j ve f faktörlerinin değişimi. [4]	20
Şekil 2.19 : 3 sıra borulu durum için kanat aralığının jm üzerindeki etkisi. [4]	21
Şekil 2.20 : Kanat yüzeyi kaplama yapısı. [5]	22
Şekil 2.21 : Farklı hava hızları ve kanat aralıkları için hidrofilik kaplamanın hava tarafı performansına etkisi. [5]	22
Şekil 2.22 : Test edilen ısı değiştiricilerde yoğunlaşmanın görüntülenmesi. ($Th, kuru = 27\text{ °C}$, $RHg = \%50$, $Tsu = 12\text{ °C}$) [5]	23
Şekil 2.23 : Deney setine ait şematik diyagram. [6]	24
Şekil 2.24 : 2 sıralı konfigürasyon için kanat kalınlığının ısı transferi katsayısı ve basınç düşümüne etkisi (a) $Fp = 1,41\text{ mm}$, (b) $Fp = 2,54\text{ mm}$. [6].....	25
Şekil 2.25 : Farklı kanat açıklığı durumları için hava akışı ve su damlası arkası hava çalkantıları etkileşimi. (a) küçük kanat açıklığı, (b) geniş kanat açıklığı. [6]	26
Şekil 2.26 : Farklı soğutma modları. [7].....	27
Şekil 2.27 : Giriş bağıl nemi ve Reynolds sayısının, (a) hw ve jw , (b) jtw ve jpw üzerindeki etkisi verilmiştir ($Ta, i=20\text{ °C}$, $Pevap=308\text{ kPa}$). [7]	29

Şekil 2.28 : Deney düzeneği. [8].....	30
Şekil 2.29 : Deneyisel çalışmalarda kullanılan nervürlü tip kanatlı ısı değiştiricisi (ölçüler milimetre cinsindendir). [8].....	31
Şekil 2.30 : Isı değiştiricisi çift kaplama uygulaması. [8]	31
Şekil 2.31 : Islak koşullar altında çalışan farklı kaplamalara sahip ısı değiştiricilerindeki yoğunlaşma suyu davranışı. [8]	32
Şekil 2.32 : Islak çalışma koşulları için elde edilen hava tarafı basınç düşümü ve ısı transfer oranı boyutsuz parametreleri. [8].....	33
Şekil 2.33 : Oluşturulan deney düzeneği. [9].....	34
Şekil 3.1 : Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin lnP-h diyagramı.[9].....	38
Şekil 3.2 : Atmosferik basınçtaki hava için oluşturulmuş psikrometrik diyagram....	41
Şekil 3.3 : Psikrometrik diyagramın şematik gösterimi.	42
Şekil 3.4 : Nemli havanın soğutulması.[10]	43
Şekil 3.5 : Hidrofilik ve hidrofobik yüzey üzerindeki sıvı davranışı.....	45
Şekil 3.6 : Hidrofobik (solda) ve hidrofilik yüzey üzerindeki yoğunlaşma.[14].....	45
Şekil 3.7 : Aslanpençesi yaprağı üzerindeki su damlacıkları.[13].....	46
Şekil 4.1 : Tasarımı yapılan deney düzeneğine ait taslak çizim.	49
Şekil 4.2 : Kapalı hava çevrimi.....	50
Şekil 4.3 : Terazî.....	50
Şekil 4.4 : Test edilen buharlaştırıcı ve içerisinde bulunduğu hava kanalı.....	51
Şekil 4.5 : Doğru akım güç kaynağı.	51
Şekil 4.6 : Buhar jeneratörünün kapalı çevrime bağlantısı.	52
Şekil 4.7 : Direnç tipi ısıtıcı.	52
Şekil 4.8 : Mikromanometre ve pitot tüpü.	53
Şekil 4.9 : Basınç prizleri ve basınç farkı transdüseri.....	53
Şekil 4.10 : Açık hava çevrimi ve yoğunlaştırıcı prototipleme çalışmaları.	54
Şekil 4.11 : Yoğunlaştırıcı ve açık çevrim üzerinde bulunan sensörler.	54
Şekil 4.12 : Soğutkan çevriminde kullanılan değişken devirli kompresör.	55
Şekil 4.13 : Değişken devirli kompresör sürücüsü.	55
Şekil 4.14 : İğne valf.....	56
Şekil 4.15 : Veri toplama ünitesi.	57
Şekil 4.16 : Nem sensörü elektronik kartı.....	57
Şekil 4.17 : HP VEE yazılımı arayüzü.	58
Şekil 4.18 : Isı değiştiriciler üzerindeki ısı çiftleri (termokupl).	59
Şekil 4.19 : Buharlaştırıcı girişi nem sensörü ve ısı çifti yerleşimi.	60
Şekil 4.20 : Sistem debisi ölçümlerinde sabit pitot tüpü için kurulan korelasyon.	61
Şekil 5.1 : Isı pompalı kurutma makinalarında tam bir çevrim boyunca nem alma hızlarının zamana göre değişimi.....	65
Şekil 5.2 : 1,1 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için yoğunlaşma hızı değişimi.	66
Şekil 5.3 : 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için yoğunlaşma hızı değişimi.	67
Şekil 5.4 : 1,1 m/s ve 1,4m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için yoğunlaşma hızı değişimi.	68
Şekil 5.5 : 1,1 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için $Q_{buhmyoğ}$ değişimi.....	69
Şekil 5.6 : 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için $Q_{buhmyoğ}$ değişimi.....	70
Şekil 5.7 : 1,1 m/s ve 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı $Q_{buhmyoğ}$ değişimi. ..	71
Şekil 5.8 : 1,1 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için gizli ısı oranı değişimi.....	72
Şekil 5.9 : 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için gizli ısı oranı değişimi.....	72
Şekil 5.10 : 1,1 m/s ve 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için gizli ısı oranı değişimi.	73

Şekil 5.11 : 1,1 m/s ve 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için sürtünme faktörü değişimi.....	74
Şekil 5.12 : 1,1 m/s ve 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için sürtünme faktörü değişimi.....	76
Şekil 6.1 : Oluşturulan boyutsuz yoğuşma hızı modeli ile deneysel sonuçların karşılaştırılması.	84

SEMBOL LİSTESİ

A	: Alan (m^2)
A_f	: Kanat ısı transfer yüzey alanı (m^2)
A_{fr}	: Isı değiştirici ön yüzey akış alanı (m^2)
A_{max}	: Maksimum ısı transfer alanı (m^2)
A_{min}	: Minimum hava geçiş alanı (m^2)
A_o	: Isı değiştirici toplam yüzey alanı (m^2)
$A_{p,m}$	: Isı değiştiricisi ortalama boru alanı (m^2)
A_s	: Yüzey alanı (m^2)
C_w	: Tamamen ıslak koşullar için tanımlanmış boyutsuz parametre
A_s	: Yüzey alanı (m^2)
$C_{p,a}$	: Sabit basınçta havanın özgül ısısı ($kJ/kg\ K$)
C_{pa}	: Sabit basınçta nemli havanın özgül ısısı ($kJ/kg\ K$)
D_c	: Yaka çapı (m)
e	: Gözlemler ile model arasındaki hata
f	: Boyutsuz sürtünme karakteristiği ifadesi
F_p	: Kanat adımı (m)
F_s	: Kanat açıklığı (m)
G_{max}	: Minimum akış bölgesine göre hesaplanmış kütleli akı ($kg/m^2\ s$)
$h_{bç}$	: Buharlaştırıcı çıkışı soğutkan entalpisi (kJ/kg)
h_{bg}	: Buharlaştırıcı girişi soğutkan entalpisi (kJ/kg)
$h_ç$	: Havanın buharlaştırıcı çıkışındaki entalpisi (kJ/kg)
h_g	: Havanın buharlaştırıcıya girişindeki entalpisi (kJ/kg)
h_{hava,buh_g}	: Havanın buharlaştırıcı girişi entalpisi (kJ/kg)
$h_{hava,buh_ç}$	: Havanın buharlaştırıcı çıkışı entalpisi (kJ/kg)
h_i	: İç ısı taşınım katsayısı ($W/m^2\ K$)
$h_{kaplamalı}$	: Buharlaştırıcının kaplamalı olduğu durum için ısı taşınım katsayısı
$h_{kaplamasız}$	: Buharlaştırıcının kaplamasız olduğu durum için ısı taşınım katsayısı
h_{ow}	: EPM'ye göre hava su arası ısı transferi katsayısı ($W/m^2\ K$)
h_{pw}	: EPM'ye göre kısmi ıslak durum için ısı transferi katsayısı ($W/m^2\ K$)
h_{su}	: Suyun entalpisi (kJ/kg)
h_{tw}	: Tamamen ıslak durum için hesaplanmış ısı transfer katsayısı
h_{tw}	: Tamamen ıslak durum için hesaplanmış ısı transfer katsayısı
$i_{a,in}$	: Buharlaştırıcı girişindeki nemli havanın entalpisi (kJ/kg)
$i_{a,in}$	: Buharlaştırıcı çıkışındaki nemli havanın entalpisi (kJ/kg)
$i_{p,r,in}$	: Buharlaştırıcı girişindeki soğutkanın entalpisi (kJ/kg)
$i_{r,in}$	: Soğutkanın buharlaştırıcı girişindeki entalpisi (kJ/kg)
$i_{r,in}$	: Soğutkanın buharlaştırıcı çıkışındaki entalpisi (kJ/kg)
i_s	: Doymuş havanın boru yüzey sıcaklığındaki entalpisi (kJ/kg)
j	: Isı transferi karakteristiğini ifade eden boyutsuz sayı
j_h	: Isı transferi karakteristiğini ifade eden boyutsuz sayı

j_m	: Kütle transferi karakteristiğini ifade eden boyutsuz sayı
k_w	: Su filminin ısı iletim katsayısı (W/m K)
K_{in}	: Boru içindeki kayıp katsayısı
K_{out}	: Boru dışındaki kayıp katsayısı
m_a	: Kuru hava kütlesi (kg)
$\dot{m}_a$	: Kütleli hava debisi (kg/s)
$\dot{m}_\varphi$	: Birim zamanda çıkan kütle (kg/s)
$m_{\varphi amaşır t_i}$	: “i” anında çamaşırın kütlesi (kg)
$m_{\varphi amaşır t_0}$	: Başlangıç anındaki çamaşırın kütlesi (kg)
$\dot{m}_{sa}$	: Soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_{su}$	: Suyun kütleli debisi (kg/s)
m_v	: Nemli havanın içerisindeki su buharı miktarı (kg)
$\dot{m}_{yoğ}$	: Yoğuşma hızı (kg/s)
$\dot{m}_{yoğ ref}$	: Tez kapsamında tamamlanan deneylerdeki min. yoğuşma hızı (kg/s)
$\dot{m}_{yoğ}$	: Referans yoğuşma hızına göre boyutsuzlaştırılmış yoğuşma hızı
$\dot{m}_g$	: Birim zamanda giren kütle (kg/s)
N	: Boru sıra sayısı
P	: Toplam hava basıncı (kPa)
P_a	: Kuru havanın kısmi basıncı (kPa)
P_d	: Dalgalı tip kanatlı ısı değiştiricilerinde dalga yüksekliği (mm)
$P_{doyma,T}$	: Nemli havanın belirli bir sıcaklıktaki doyma basıncı (kPa)
P_l	: Isı değiştirici boruları arasındaki yatay mesafe (m)
P_t	: Isı değiştirici boruları arasındaki düşey mesafe (m)
P_v	: Su buharı kısmi basıncı (kPa)
Pr	: Prandtl sayısı
$\dot{Q}$	: Toplam enerji (kWh)
Q_{ave}	: Ortalama ısı kapasite (kW)
$\dot{Q}_{buh.}$	: Buharlaştırıcı enerjisi (kWh)
$\dot{Q}_{buh birim yoğ.}$	: Yoğuşturulan birim su için harcanan buharlaştırıcı enerjisi (kWh)
$\dot{Q}_{yoğuşma}$	: Yoğuşma enerjisi (kWh)
Q^*	: Boyutsuzlaştırılmış ısı transfer oranı
R	: Spesifik gaz sabiti (J/mol K)
Re	: Reynolds sayısı
Re_{Dc}	: Boğaz çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı
RH	: Havanın bağıl nemi
RH_φ	: Buharlaştırıcı çıkışındaki havanın bağıl nemi
RH_g	: Buharlaştırıcı girişindeki havanın bağıl nemi
r_i	: Borunun merkezinden kanat tabanına olan yarıçap uzunluğu (m)
r_o	: Borunun merkezinden kanat ucuna kadar olan yarıçap uzunluğu (m)
R_p	: Soğutkan borusu iç ve dış yüzey sıcaklığı arasındaki doğrunun eğimi
R_r	: Havanın doyma eğrisinin soğutkan ortalama sıcaklığındaki eğimi
$R_{w,m}$	: Havanın doyma eğrisinin, kanattaki su filmi sıcaklığındaki eğimi
$R_{w,p}$	: Havanın doyma eğrisinin, soğ. boru üstü su film sıcaklığındaki eğimi
S_r	: Artık karelerin toplamı
St	: Stanton sayısı
T_a	: Havanın sıcaklığı (°C)
$T_{a,ie}$	: Havanın eşdeğer yaş termometre sıcaklığı (°C)

$T_{\text{çn}}$	: Belirli bir koşuldaki havanın çiğ noktası sıcaklığı (°C)
$T_{f,b}$	: Kanat taban sıcaklığı (°C)
$T_{f,t}$	: Kanat uç sıcaklığı (°C)
$T_{f,tip}$	: Isı değiştiricilerde kanat uç sıcaklığı (°C)
T_{avf}	: Ortalama kanat sıcaklığı (°C)
$T_{h,kuru}$	: Havanın kuru termometre sıcaklığı (°C)
$T_{p,in}$	: Soğutkanın boruya giriş sıcaklığı (°C)
$T_{p,out}$	: Soğutkanın borudan çıkış sıcaklığı (°C)
T_{ref}	: Soğutkan sıcaklığı (°C)
$T_{r,m}$	: Suyun ortalama sıcaklığı (°C)
T_s	: Boru yüzey sıcaklığı (°C)
T_{su}	: Su sıcaklığı (°C)
$U_{i,o}$	: Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
v_a	: Kuru havanın özgül hacmi (m ³ /kg)
v_v	: Su buharının özgül hacmi (m ³ /kg)
X_f	: Dalgalı tip ısı değiştiricilerdeki dalga boyu (m)
γ_w	: Yoğuşma suyu film kalınlığı (m)
ρ_{in}	: Havanın buharlaştırıcıya giriş yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_m	: Havanın ortalama yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_{out}	: Havanın buharlaştırıcı çıkışındaki yoğunluğu (kg/m ³)
σ	: Daralma oranı
$\eta_{f,wet}$	: Islak kanat verimi
$\eta_{f,pw}$	: Kısmi ıslak kanat verimi
$\eta_{f,tw}$	: Tamamen ıslak kanat verimi
δ_w	: Yoğuşma suyu film kalınlığı (m)
ϕ	: Havanın bağıl nemi
μ	: Dinamik vizkozite (Pa s)
π_n	: Buckingham pi teoremi boyutsuz sayıları
ω	: Havanın özgül nemi
Δi_{lm}	: Logaritmik entalpi farkı
$\Delta P_{kaplamalı}$	: Kaplamalı durum için hava tarafı basınç farkı (Pa)
$\Delta P_{kaplamasız}$	: Kaplamasız durum için hava tarafı basınç farkı (Pa)
Δp^*	: Hava tarafı boyutsuz basınç düşümü (Pa)
$\Delta T_{w,m}$	: Yoğuşma su filmi ortalama sıcaklık farkı (°C)
$\Delta T_{w,p}$	: Yoğuşma su filmi borudaki sıcaklık farkı (°C)

BUHARLAŞTIRICI HAVA GİRİŞ KOŞULLARININ VE BUHARLAŞTIRICI SICAKLIĞININ NEM ALMA PERFORMANSI ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Teknoloji hızla gelişmekte, gelişen teknolojiyle birlikte günlük hayatımızı kolaylaştıracak yeni ürün gamları oluşturulmakta ve yeni teknolojilerin adapte edildiği ürünler geliştirilmektedir. Günümüzde, üretilen ürünlerin teknik özelliklerinin yanı sıra bu ürünlerin tükettikleri enerjiler de kullanıcılar tarafından dikkat edilir hale gelmiştir. Toplumlarda, tasarruf ve enerji verimliliği kavramlarının oluşması, tüketicilerin enerji konusunda bilinçlendiğinin bir göstergesidir. Enerji kaynaklarının giderek azalması ve gerek Avrupa Birliği gerekse sivil toplum kuruluşlarının katılımıyla düzenlemeler ve yönergelerin yayınlanması bu konunun önemini açıklamaktadır. Üreticiler, ürettikleri ürünlerdeki teknik özelliklerin geliştirilmesinin yanında enerji verimliliği çalışmalarını da sürdürür duruma gelmiştir. Enerji verimliliğinin artırılması başlığı altında gerçekleştirilen çalışmalar, enerji verimliliğinin etkili olduğu sistemlerde yenilikçi fikirlerin, uygulamaların ve optimizasyonların geliştirilmesi zorunluluğunu doğurmaktadır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında ısı pompalı nem alma sistemlerinde enerji verimliliğini arttırmak için, nem alma prosesinde buharlaştırıcı hava giriş koşullarının ve buharlaştırıcı sıcaklığının nem alma performansı üzerine etkisi incelenmiştir.

Tez çalışması yedi ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmaya başlama nedenleri, çalışmaların bitiminde hedeflenen sonuçlar, çalışmalarda izlenen yöntem ve problemin kısıtları genel hatlarıyla açıklanmıştır.

İkinci bölümde, söz konusu konu ile ilgili olarak gerçekleştirilen literatür araştırmaları ve çalışmanın literatüre katkısı gösterilmektedir. Yapılan literatür araştırması sonucunda daha önce yapılan çalışmaların çoğunlukla klima sektörüne yönelik çalışmalar olduğu görülmüştür. Bu sebepten dolayı bu tez çalışmasında yer alan literatür çalışmalarında, buharlaştırıcı kanat verimini ve hava tarafı performans karakteristiklerini genel olarak ortaya çıkaran çalışmalar yer almaktadır.

Üçüncü bölümde nem alma prosesine ait genel bilgiler verilmiştir. Bu kapsamında, ısı pompalı sistemler, psikrometri, özgül nem ve bağıl nem kavramları, nemli havanın soğutulma işlemi, hidrofilik ve hidrofobik kaplamaların genel özellikleri anlatılmıştır.

Dördüncü bölümde, tez çalışmasında kullanılan deney düzeneği detaylı olarak açıklanmıştır. Deney düzeneğindeki ısı pompası ve hava çevrimleri detaylı olarak anlatılmıştır. Bölümün sonunda, debi ölçümü korelasyonu anlatılmıştır.

Beşinci bölümde bu yüksek lisans çalışması çerçevesinde gerçekleştirilmiş deneysel çalışmalar yer almaktadır. Bu bölümde, test parametreleri ve parametrelere ait

değerler yer almakta, bu parametrelerin nem alma performansına etkileri deney sonuçları alt başlığında detaylı olarak incelenmektedir.

Altıncı bölümde, tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalara ait analitik çalışma ve bu analitik çalışmada kullanılan yöntem yer almaktadır.

Yedinci ve son bölümde sonuçlar ve değerlendirmeler yer almaktadır.

EFFECTS OF AIR INLET CONDITIONS AND EVAPORATOR TEMPERATURE ON THE DEHUMIDIFICATION PERFORMANCE

SUMMARY

In this study, for increasing the efficiency of heat pump dehumidifying systems, the effects of the evaporator temperature and inlet air conditions on latent heat ratio, condensation rate, energy used by evaporator, air performance parameters in terms of f and j factors were studied. Aforementioned air conditions are, air inlet temperature, air inlet relative humidity and air inlet flow rate.

This thesis study is composed of seven main chapters. In chapter one, motivation and aim of this study were explained in general terms as an introduction.

In the second chapter, literature research about thesis were outlined. As a result of this research, results were presented. After the literature research, it was noticed that, the researches are generally represents the air-conditioning systems. Therefore, the literature research outlines the air side performances of evaporators working under dehumidifying conditions close to air-conditioning systems.

In the third chapter, dehumidification process was outlined. Heat pump system properties, psychometric definitions such as specific humidity and relative humidity, cooling process of moist air and general properties of hydrophilic and hydrophobic coatings were presented.

In the fourth chapter, the design of experimental setup used in the study was described with details. Furthermore, sensors and equipments were used in this setup are explained. At the end of the chapter, the air flow rate correlation was detailed.

In chapter five, experiments were done within this thesis were described. The effects of inlet conditions and evaporator temperature on the dehumidifying performance were shown.

Analytical studies about the system and the methods were used for this analytical studies were detailed in the sixth chapter.

In the final chapter results of this study have been evaluated and suggestions have proposed. In this study, for increasing the efficiency of heat dehumidifying systems, the effects of the evaporator temperature and inlet air conditions in sensible heat ratio, condensation rate, energy used by evaporator, air performance parameters in terms of f and j factors have been studied.

The results achieved within this thesis can be summarized as follows:

- Air inlet humidity has major effects on the condensation rate, latent heat ratio and energy used by evaporator for unit condensate. With the increase of inlet relative humidity, the latent heat ratio and condensation rate are increases, while the energy used by evaporator for unit condensate decreases.
- Because of the increase in energy usage by evaporator with the decrease of air inlet relative humidity, the evaporators working under the low air inlet

relative humidity, determining the working conditions (such as temperature and air flow rate) is needed for designing energy efficient systems.

- Air inlet relative humidity plays an important role on condensation rate. Moreover, air inlet temperature, evaporator temperature and air flow rate have also important effects on condensation rate. For high air inlet relative humidity conditions (such as 80% or 90%) air flow rates effect on the condensation rate are more visible. Therefore, for high air inlet relative humidity conditions, determining air flow rate is crucial.
- By looking at the result of latent heat ratio, it can be inferred that the decrease in air inlet relative humidity results decrease in latent heat ratio. This result shows that, with the decrease in air inlet relative humidity, the evaporator capacity can not be used effectively for condensation. By looking at the results of RH 70% air inlet conditions, it is clear that 35%-55% of the evaporator energy is used for cooling the air instead of dehumidifying. Because of this result, the optimization studies and determining the system conditions are crucial for this kind of situations.
- Re_{Dc} has an important role on Colburn j factor. It is obvious that, the Colburn j factor decreases with the increase of Re_{Dc} . In contrast, evaporator temperature, air inlet temperature and air inlet relative humidity effects are not as strong as the effects that Re_{Dc} have. On the other hand, air inlet conditions effects on f factor are more visible in higher air speed conditions.
- To sum up, working with high inlet air relative humidity (such as 80% and 90%) has some advantages on both system and evaporator efficiency for the evaporators that working under the dehumidification conditions. Furthermore, it should be noted that, especially if the condensation rate is relatively high, determining the system air flow rate is crucial. If the condensation rate is relatively low regarding the working conditions, determining the evaporator temperature is crucial. Under the low inlet air temperature and high air flow rate conditions, energy used by evaporator for unit condensate increases whereas the heat transfer characteristic j decreases. Aforementioned two results have negative effect on the energy effectiveness. Because of that, determining the air flow rate is crucial for the systems that work under the low air inlet relative humidity conditions. As it can be inferred from the results section, the definition of the dehumidifying performance can vary according to the expectation from the system (energy effectiveness or condensation rate etc.). Therefore, the working conditions, evaporator temperature and determining the expectation from the system is crucial for the system optimization studies. Each working condition may have its own advantages and disadvantages. Therefore, expectations should be clear before the optimizing studies.

As a continuation of this study is thought to be useful in the following proposals:

- In this study, the effects of air inlet conditions and evaporator temperature on the dehumidification performances were investigated. Experimental studies were done on the same evaporator. Working on different types of evaporators (such as various evaporator fin thickness, various fin spacing, various number of row and various fin surface coatings) may be beneficial for the literature.
- Performing the same experiments with different evaporators may be beneficial for the literature. It is expected that, with adding evaporator physical properties in to the analytical model, the coverage of the analytical

model which is used for calculating the condensation rate for the dehumidifying systems increases. This analytical model may help for determining the condensation rate for the systems without doing experiment which is expected to be beneficial for research and development studies.

1. GİRİŞ

Kurutma işlemi, su moleküllerinin herhangi bir nesneden uzaklaştırılması olarak tariflenebilir. Bu işlem, temel olarak bir kütle aktarımı olayıdır. Su molekülleri, derişiklik farkından dolayı bir ortamdan diğer bir ortama aktarılır. Söz konusu bu aktarım, derişikliğin yüksek olduğu ortamdan az olduğu ortama doğru gerçekleşmektedir.

Kurutma prosesi, yüzyıllardır insan hayatında yer edinmiş bir prosestir. Özellikle tekstil, gıda ve kağıt sektörlerinde yoğun olarak uygulanan bu proses ile hemen hemen her yerde karşılaşmak mümkündür. Hazır gıdalardan günlük hayatta sıkça kullanılan kağıtlara kadar birçok ürün bu prosesten geçmektedir. Geçmişten günümüze doğru gelindiğinde, doğal kurutma yöntemlerinin yerini teknoloji ile adapte olmuş kurutma yöntemlerinin aldığını görmekteyiz. Bu teknoloji adaptasyonu ısı pompalı nem alma makinelerinde daha belirgin hale gelmektedir.

Piyasadaki kurutuculara bakıldığında, temel olarak 3 farklı tipte kurutma teknolojisi kullanıldığı görülmektedir. Bu makinalardan ilki “air-vented” olarak ta bilinen bacalı tip kurutma teknolojisinin kullanıldığı makinalardır. Bu makinalarda, proses havası olarak kullanılan hava, dış ortamdan alınıp direnç tipi ısıtıcıdan geçirilir. Daha sonra tambur içerisine yönlendirilerek, çamaşır ile teması gerçekleştirilir. Çamaşır ile temasından sonra, yoğuşurma işlemi gerçekleştirilmeden bir baca yardımı ile dış ortama atılır. İkinci tip kurutma makinaları, yoğuşturucu tip kurutma makinalarıdır. Bu makinalarda, iki adet hava çevrimi bulunmaktadır. Bu çevrimlerden biri kapalı diğeri ise açık çevrimdir. Bahsedilen bu iki ayrı hava çevrimi, bir çapraz ısı değıştiricisinde etkileşim içerisine girmektedir. Dışarıdan alınan ortam havası, proses havasının çiğ noktasından daha düşük bir sıcaklıkta olması nedeni ile yoğuşma işlemi gerçekleşir. Yoğuşan su, sistemden uzaklaştırılarak tahliye edilir. Üçüncü tip kurutma makinaları ise ısı pompalı kurutucu makinalardır. Bu tip makinalarda buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi bulunmaktadır. Çevrim elemanlarından buharlaştırıcı, nem alma işleminin gerçekleştiğı eleman, yoğuşturucu ise havanın çamaşıra gönderilmeden önce ısıtıldığı elemandır. Soğutkan, basınç farkı meydana getiren bir

kompresör yardımı ile yoğuşturucuya aktarılır, burada sabit basınçta hal değişimi gerçekleştiren soğutkan genleşme vanasına doğru ilerler. Burada sabit entalpide basıncı düşürerek buharlaştırıcıya giriş yapar. Buharlaştırıcıda, proses havasından ısı çekerek sabit hal değişimi gerçekleştiren soğutkan, çevrimi tamamlayarak kompresöre giriş yapar.

Isı pompalı yoğuşma sistemlerinde, hava giriş koşulları ve buharlaştırıcı çalışma koşullarının nem alma sistemlerini önemli derecede etkilemektedir. Özellikle hava giriş sıcaklığı, hava giriş bağıl nemi, havanın buharlaştırıcıya giriş hızı ve buharlaştırıcıya giren soğutkanın sıcaklığının nem alma hızında ve yoğuşturulan birim su başına harcanan buharlaştırıcı gücüne etkisi büyüktür. Isı pompalı nem alma sistemlerinde, buharlaştırıcı kapasitesi havayı soğutmak ve hava içerisinde bulunan su buharını yoğuşturmak için kullanılır. Kurutma makinalarının temel amacının nem almak olduğu göz önünde tutulduğunda, söz konusu buharlaştırıcı kapasitenin büyük bir kısmının su buharının yoğuşturulmasında kullanılması beklenmektedir. Bu durumun tam tersi söz konusu olduğunda, buharlaştırıcıda oluşturulan toplam enerjinin büyük bir kısmı, havanın soğutulması için kullanılmış olacaktır. Buharlaştırıcılarda, suyun yoğuşması için kullanılan enerjinin toplam buharlaştırıcı enerjisine oranına gizli ısı oranı denilmektedir.

Değişen hava giriş koşulları ve buharlaştırıcının çalışma sıcaklığı, sadece nem alma hızını ve gizli ısı oranını etkilememekte aynı zamanda, yoğuşturulan birim su kütlesi için harcanan yoğuşturucu enerjisini de etkilemektedir. Aynı miktarda nem içeren çamaşır, farklı çalışma koşullarında kurutulmak istenildiğinde harcanacak olan toplam yoğuşturucu enerjisi bu çıktı ile hesaplanabilecektir.

Literatür araştırmalarında, hava tarafı performans parametreleri olarak bilinen “Colburn j faktörü” ve sürtünme karakteristiği olarak bilinen “ f faktörü”, ısı değiştiricilerin performanslarını belirlemede kullanılan önemli parametrelerdir. Bu parametreler, ısı değiştirici kanat açıklığı, ısı değiştirici kanat kalınlığı, ısı değiştirici kanat tipi ve hava tarafı çalışma koşulları gibi birçok değişkenden etkilenebilmektedir. Bu etkiler, literatür çalışmaları kapsamında detaylı olarak anlatılmıştır. Hava giriş koşullarının j ve f performans parametreleri üzerindeki etkileri, bu yüksek lisans çalışmasında ele alınan bir diğer unsurdur. Yapılan deneysel çalışmaların sonunda hesaplanan hava tarafı performans kriterleri sonuçlar kısmında tartışılmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, nem alma işlemi için ısı pompası kullanılan sistemlerde buharlaştırıcı hava giriş koşullarının, nem alma hızına, gizli ısı oranına, yoğuşturulan birim su için kullanılan buharlaştırıcı kapasitesine, hava tarafı ısıl karakteristiği j ve sürtünme karakteristiği f üzerindeki etkisi yapılan deneysel ve çalışmalarla incelenmiştir. Deneysel çalışmaların çıktıları, kurulan matematiksel model ile değerlendirilip çıktıları sunulmuştur. Yapılan çalışmalar sonucunda, ısı pompalı nem alma makineleri için optimum çalışma koşullarının belirlenmesi hedeflenmiştir.

1.2 Çalışmalarda İzlenilen Yol

Bu yüksek lisans çalışmasına, ilk olarak literatür araştırması ile başlanmıştır. Yapılan araştırmalar sonucunda, literatüre katkısı olacağı düşünülen çalışma parametreleri ve çalışma koşulları belirlenmiştir. Daha sonra, planlanan bu çalışmaların gerçekleştirileceği bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Yapılan tasarım esas alınarak, düzenek üzerinde kullanılacak sensörler ve bu sensörlerin yerleşimi belirlenmiştir. Tasarlanan söz konusu deney düzeneğinin üretimi ve kurulumu gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında planlanan testler gerçekleştirildikten sonra deneysel veriler, EES (Engineering Equation Solver) arayüzünde oluşturulan matematiksel modele aktarılmış ve çıktılar elde edilmiştir. Daha sonra bu çıktılar uygun grafiklere dönüştürülmüştür.

1.3 Problem Kısıtları

Tez çalışması kapsamında tasarlanan deney düzeneğinde, kurutucu ısı değiştiricileri test ediliyor olması ve kurutucu çalışma koşulları kurgulanıyor olması nedeniyle problem kısıtı olarak kurutucu standartları kabul edilmiştir. Avrupa Birliği EN 61121 numaralı standarttaki çalışma koşulları, şebeke gerilimi $230 \text{ V} \pm \%1$, şebeke gerilim frekansı $50 \text{ Hz} \pm \%1$, ortam sıcaklığı $(23 \pm 2) ^\circ\text{C}$ ve ortam nemi $(55 \pm 5) \%$ olarak belirtilmiştir.

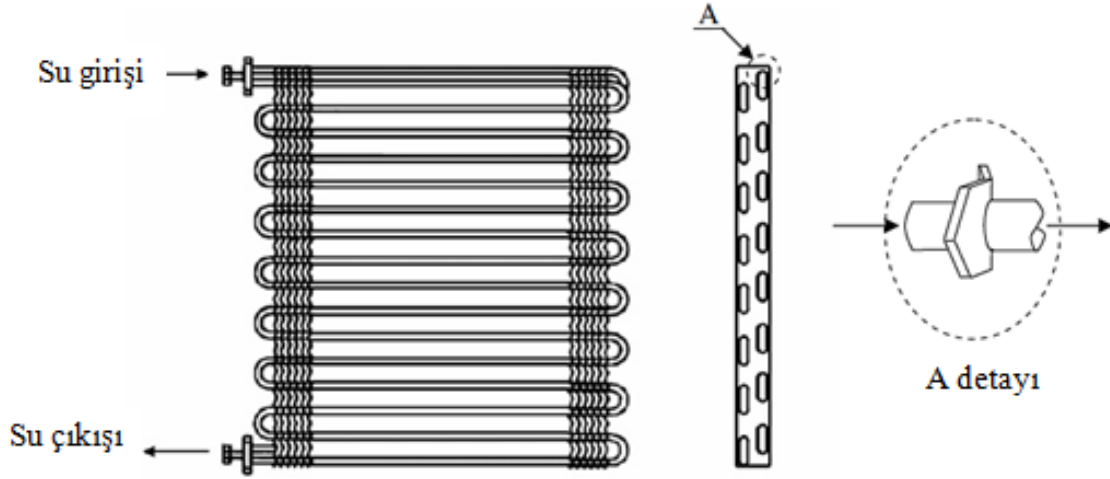
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı pompalı kurutucularda proses hava çevrimi, kapalı bir çevrimdir. Kurutma makinası üzerinde bulunan ısı pompası komponentleri sırasıyla buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör ve genleşme vanasıdır. Bu komponentlerden buharlaştırıcı ve yoğuşturucu, proses hava kanalı içerisinde bulunmaktadır. Proses havası, bu komponentler ile doğrudan etkileşim içerisinde. Proses havası, sistem üzerindeki fan ile sirküle edilir. Hava, yoğuşma işleminden sonra yoğuşturucudan geçirilerek sıcaklığı arttırılır. Dolayısıyla bu işlem sırasında havanın bağıl nemi düşürülür. Böylelikle havanın nem taşıma kapasitesi artırılır. Daha sonra, proses havası, sistem üzerinde bulunan proses fanı ile çamaşırlara gönderilir. Nemce zengin çamaşır ile proses havası arasında kütle ve ısı transferi gerçekleşir. Çamaşır üzerindeki nemin bir kısmı proses havasına aktarılır. Bu işlem sonrasında nemce zengin hale geçen proses havası, havanın o anki çığ noktasından daha düşük bir çalışma sıcaklığına sahip olan buharlaştırıcıdan geçirilerek nem alma prosesi tamamlanır. Yukarıda bahsedildiği üzere, yoğuşma işleminin gerçekleştiği komponent buharlaştırıcıdır. Dolayısıyla bu komponentin fiziksel özellikleri ile proses havasının buharlaştırıcıya giriş koşulları, nem alma sistemlerinin iyileştirilmesi açısından önem arz etmektedir. Bu yüksek lisans çalışmasında buharlaştırıcı sıcaklığının ve proses havasının buharlaştırıcıya giriş özelliklerinin nem alma prosesine etkisi incelenmiştir. Yapılan literatür araştırmaları da bu kapsamda gerçekleştirilmiştir.

2.1 Literatür Araştırması Sonuçları

Worachest Pirompugd ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada [1], nem alma koşullarında çalışan dalgalı kanatlı tip ısı değiştiricileri için, ısı değiştirici kanat yüzeylerinin tamamen ıslak ve kısmen ıslak olduğu durumlardaki ısı ve kütle transferi karakteristiğini analize eden bir metot anlatılmıştır. Literatür çalışmasında anlatılan analizde, dalgalı kanatlı tip ısı değiştiricisi küçük parçalara ayrıştırılarak incelenmiştir. Bahsi geçen küçük parçalar, tamamen ıslak, tamamen kuru veya kısmen ıslak olarak belirtilen kanat yüzeyi koşullarına göre analiz edilmiştir.

Çalışmada bahsedilen analizlere, ısı değıştircilerin küçük kontrol alanlarına ayrıklaştırılmasıyla başlanmıştır. Şekil 2.1’de gösterildiğı üzere; ısı değıştircisine ait boru sıra sayısı, kanat sayısı ve birim sütundaki boru sayısı, analizlerde kullanılmak üzere detaylandırılmıştır.

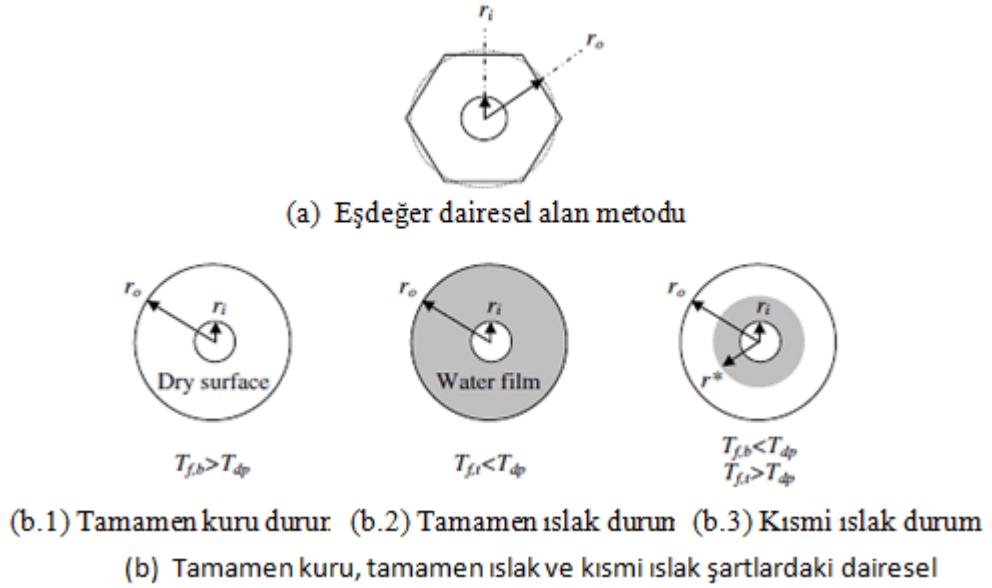


Şekil 2.1 : Dalgalı kanatlı tip ısı değıştircisinin küçük parçalara bölünerek incelenmesi. [1]

Çalışma sırasında, kanat veriminin hesaplanması için “eşdeğer dairesel alan yöntemi” olarak adlandırılan yöntem kullanılmıştır. Burada r_i , eşdeğer dairesel alan yöntemi için kullanılacak olan aynı zamanda da boru dış çapına eşit olan kanat iç yarıçapını temsil etmektedir. Şekil 2.2’de gösterilen r_o ise eşdeğer dairesel alan yöntemi için kanat dış yarıçapını temsil etmektedir.

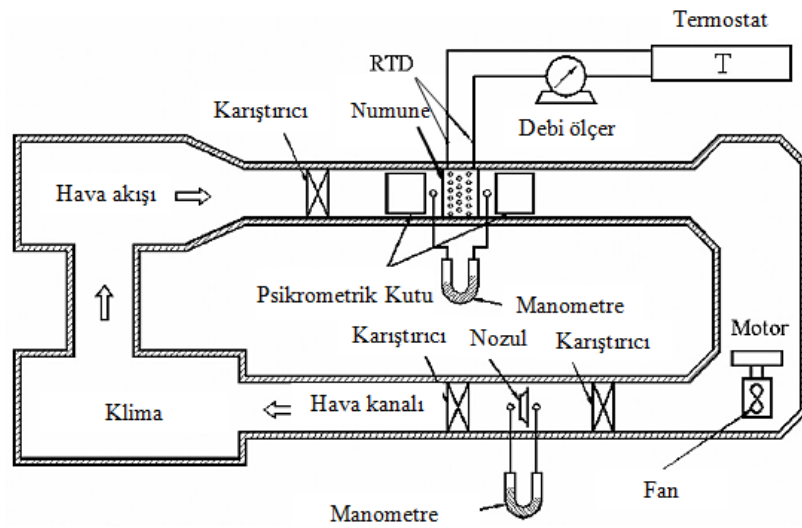
Şekil 2.2 (b)’de görüldüğü üzere, eşdeğer dairesel yöntemde ısı değıştirci kanat yüzeyi, tamamen kuru durum, tamamen ıslak durum ve kısmen ıslak durum olacak şekilde üç ayrı ıslaklık derecesinde ele alınmıştır. Ayrıklaştırılan küçük parçalara, yüzey ıslaklık durumlarına göre farklı indirgeme metotları uygulanmıştır. Tamamen kuru durum için boru dış sıcaklığı, nemli havanın çığ noktası sıcaklığından yüksektir. Dolayısıyla ayrıklaştırılan küçük parçanın tamamında sadece duyulur ısı transferi gerçekleşmektedir. Tamamen ıslak durum için ise kanat uç sıcaklığı ($T_{f,t}$), çığ noktası sıcaklığından daha düşüktür. Bu durum için, ayrıklaştırılan her bir küçük parçada hem duyulur hem de gizli ısı transferi söz konusudur. Şekil 2.2 (b)’de belirtilen son durum ise kısmen ıslak durumdur. Bu durum için, kanat taban sıcaklığı ($T_{f,b}$) çığ noktasından düşük, fakat kanat ucu sıcaklığı ($T_{f,t}$) çığ noktasından yüksek bir değere sahiptir. Dolayısıyla, şekil 2.2’de $r_i \leq r \leq r^*$ olarak ifade edilen bölgede

tamamen ıslak koşulların, $r^* \leq r \leq r_o$ olarak ifade edilen bölgede ise tamamen ıslak koşulların geçerli olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.2 : Sonlu dairesel kanat metodu. [1]

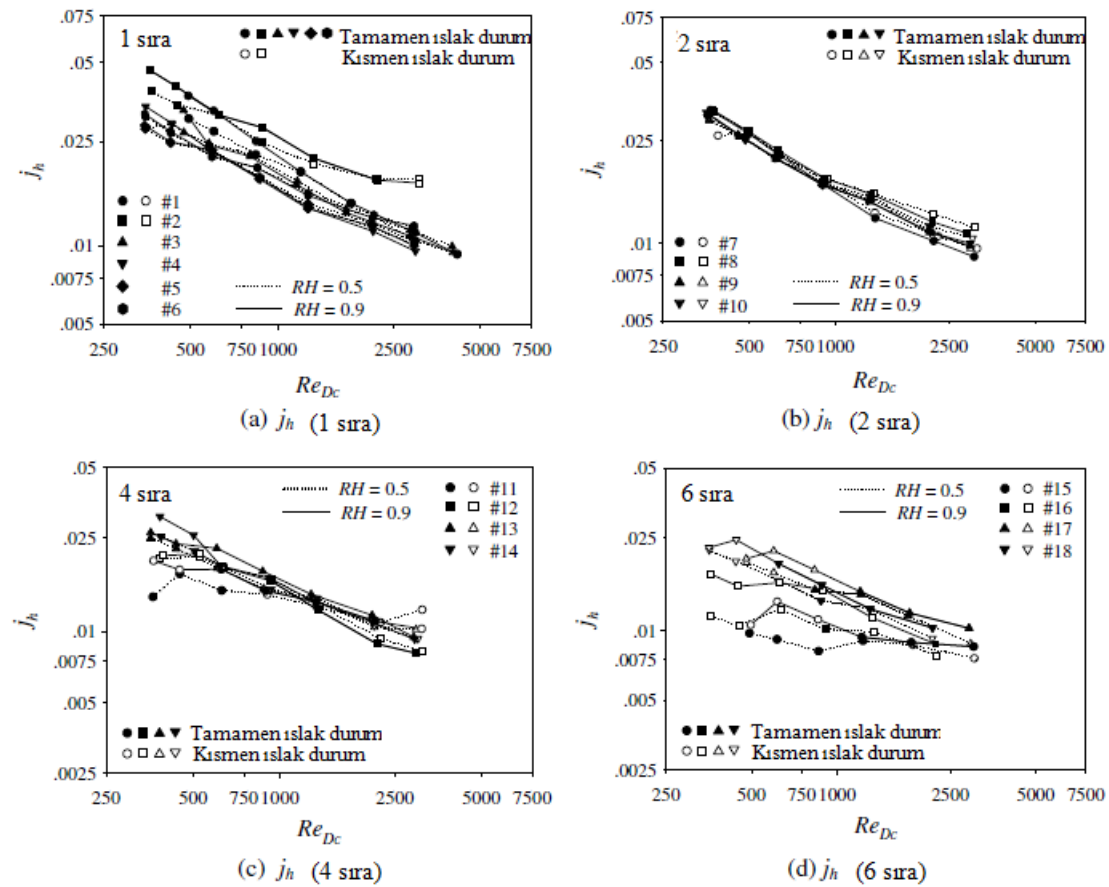
Yapılan bu çalışmada [1], deneysel verilerin elde edilmesi ve bu verilerin kurulan model ile karşılaştırılması amacıyla, 1, 2, 4 ve 6 boru sıra sayısına sahip, toplamda 18 adet dalgalı kanatlı ısı değiştirici kullanılmıştır. Deneyler, 27 °C hava giriş sıcaklığında, %50-90 giriş bağıl neminde, 0.3-4.5 m/s hava giriş hızında, 7 °C su giriş sıcaklığında ve 1.5-1.7 m/s su hızında gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneğine ait şematik gösterim, şekil 2.3'te gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Deney düzeneğinin şematik gösterimi.[1]

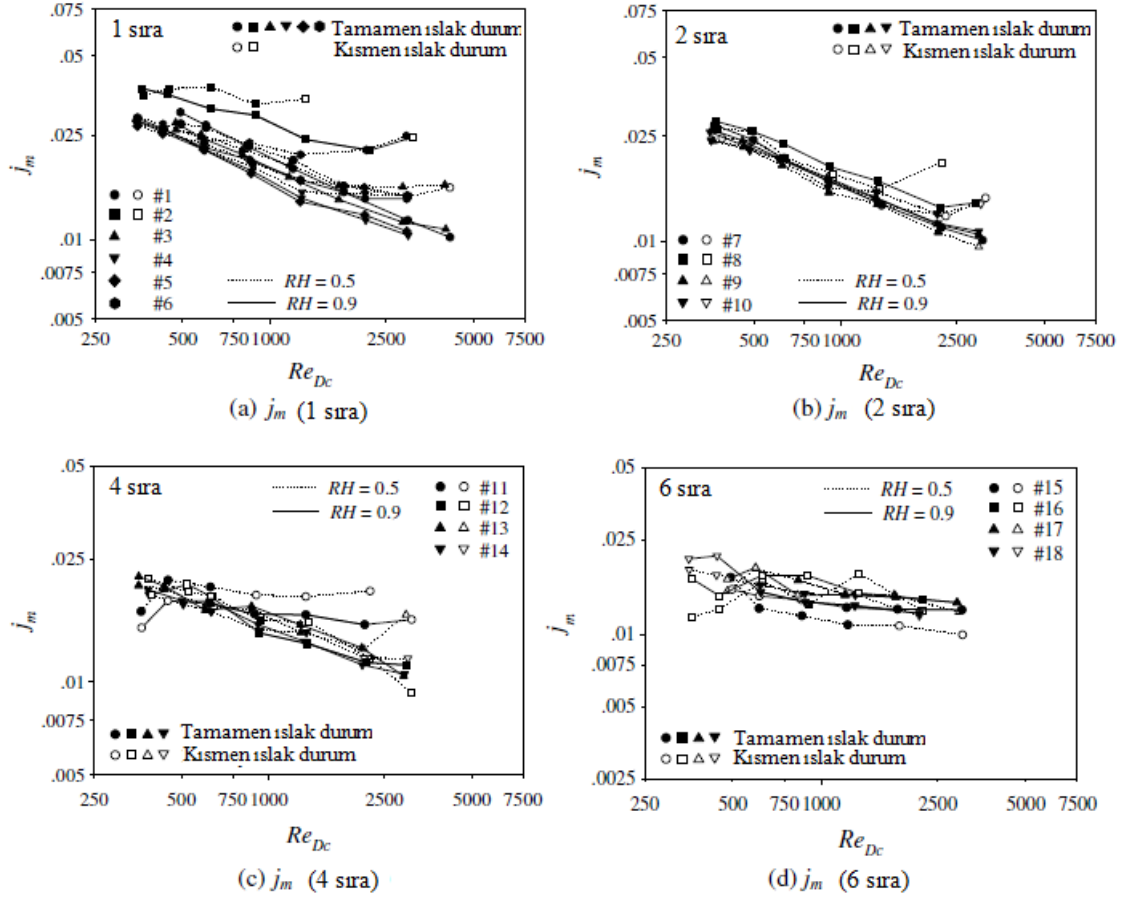
Şekil 2.4'te, hava giriş bağıl nemi, hava tarafı Reynolds sayısının ve kanat sıklığının ısı transferi karakteristiğine etkisi görülmektedir. Burada j_h , ısı karakteristiğini ifade eden boyutsuz bir parametredir. Colburn j faktör olarak ta bilinen bu parametre, ısı, kütle ve momentum transferi arasındaki analojinin kurulmasında kullanılmaktadır.

Reynolds sayısının, $500 < Re_{D_c} < 5000$ olduğu durumda, boru sıra sayısı N 'in, $2 \leq N \leq 4$ olduğu durum için ısı karakteristiğinin bağıl neme duyarlı olmadığı, şekil 2.3'te görülmektedir. Ancak $Re_{D_c} < 500$ olduğu durum incelendiğinde, ısı karakteristiğinin, değişen bağıl nemden etkilendiği görülmektedir. Bu durum, çok düşük Reynolds sayısının olduğu bölgedeki yoğunlaşma tutunma fenomeni ile açıklanmaktadır. Düşük Reynolds sayılarındaki hava akışının bulunduğu bölgede yoğunlaşan su damlacığı, kanatlar arasında kolayca tutunabilmekte ve ısı transfer karakteristiğinde düşüşe neden olmaktadır. Tek boru sırasına sahip ısı değiştiricisinde ise ısı karakteristiğinin, kanat aralığının artmasıyla azaldığı görülmüştür (Şekil 2.4 (a)).



Şekil 2.4 : Mevcut yöntem ile elde edilen j_h değerleri.[1]

Şekil 2.5'te, hava giriş bağıl nemi, hava tarafı Reynolds sayısının ve kanat sıklığının kütle transferi karakteristiği j_m 'e etkisi görülmektedir. Burada j_m , kütle transferi karakteristiğini ifade eden boyutsuz bir parametredir.

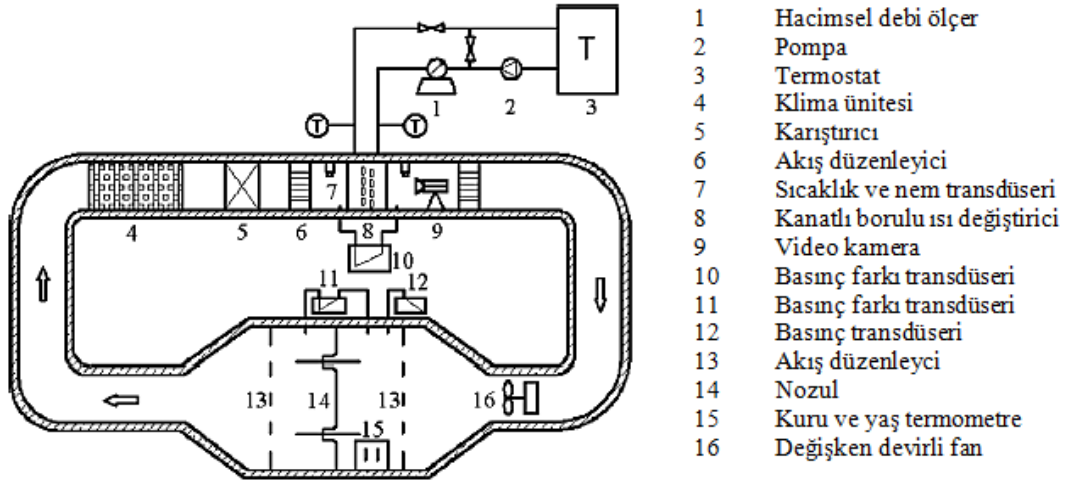


Şekil 2.5 : Mevcut yöntem ile elde edilen j_m değerleri. [1]

Şekil 2.5'e bakıldığında, kanat aralığının 2,5 mm'den fazla olduğu durumlar için giriş bağıl nem değerinin kütle transferi karakteristiği üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir boyutta olduğu görülmektedir. Kanat aralığının 2,5 mm'den küçük olduğu durum için, bağıl nemin %90'dan %50'ye düşmesi ile j_m değerinde artış görülmüştür.

Sonuç olarak, yapılan çalışma sonucu geliştirilen metot ile elde edilen veriler ile yapılan testler sonucu elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda, ısı geçişi karakteristiği verilerinin %95,63'lük kısmının $\pm\%15$ ile, kütle transferi karakteristiği verilerinin %95,14'lük kısmının $\pm\%20$ ile açıklandığı ve çalışmada geliştirilen metodun, tamamen ıslak, tamamen kuru ve kısmen ıslak durumlar için kullanılabileceği görülmüştür.

Nem alma şartlarında çalışan ısı değıştircilerinin incelendiği bir diğer alışma [2], Xiaokui Ma ve arkadaşları tarafından yürütülmüştür. Bu çalışmada, nem alma şartlarında çalışan ve kanat yüzeyleri hidrofilik kaplı dalgalı kanat tipli ısı değıştircilerinin hava tarafı karakteristikleri incelenmiştir. Çalışma sırasında yapılan deneysel çalışmalara ait düzenek şekil 2.6’da belirtilmiştir.



şekil 2.6 : Deney düzeneginin şematik gösterimi. [2]

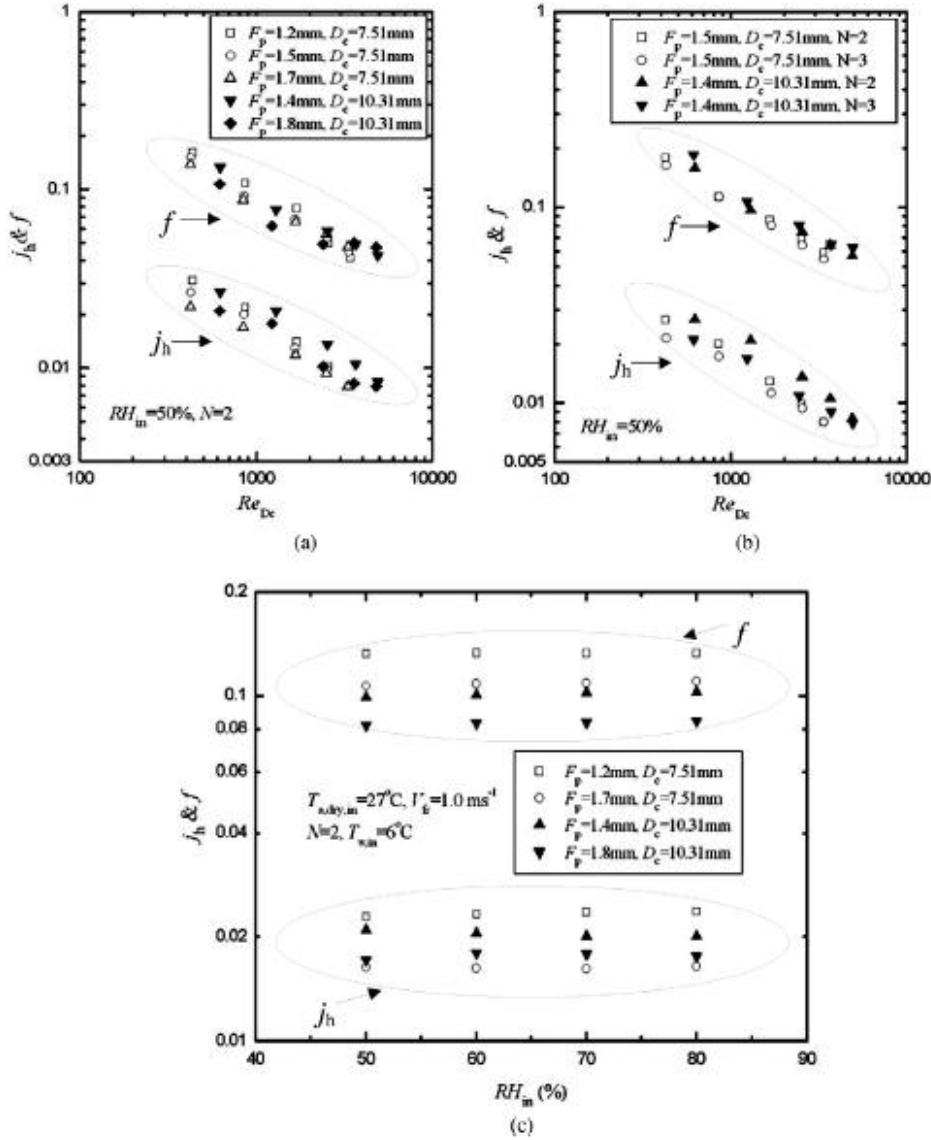
şekil 2.6’da gösterildiği üzere deney düzenegi bir hava çevrimi, bir su çevrimi, bir veri toplama sistemi ve de test edilen ısı değıştircilerinden meydana gelmektedir. Yapılan alışmalar sırasında, kanat yüzeyleri hidrofilik kaplı toplam 7 adet dalgalı kanat tipli ısı değıştircisi kullanılmıştır. Yapılan deneyler, 20, 27 ve 35  C hava giriş sıcaklığında, %50, %60, %70 ve %80 giriş bağıl neminde, 0,5-4,0 m/s hava giriş hızında, 6, 12 ve 18  C su giriş sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Testler için seçilen su hızları 0,5 m/s ile 4,0 m/s arasındadır.

Deneyler sırasında kullanılan ısı değıştircilerin kanatlarına hidrofilik kaplama uygulanmıştır (şekil 2.7) . Yüzey kaplama işlemi anti-korozif kaplama ve hidrofilik katmandan meydana gelmektedir. Kaplama malzemesi olarak organik reçine, kaplama kalınlıkları anti-korozif kaplama için 1,1  m, hidrofilik kaplama için ise 0.8  m seçilmiştir. Yapılan hidrofilik kaplama sonrasında, kanat yüzeylerindeki statik temas açısı 10 -20  olarak belirlenmiştir.

Yüzey kaplamasına ait detaylar şekil 2.7’de görülmektedir. Kaplama yapılacak olan yüzeyler ilk olarak temizlenmektedir. Temizleme süreci, yüzeyin tozlardan arındırılması, sonrasında yağdan arındırılması ve de yüzeyin yıkanması ile

Şekil 2.8'de, tamamlanan testler sonucunda hidrofilik kaplı dalgalı tip ısı değiştiricilerde, kanat aralığının, boru sıra sayısının ve giriş bağıl neminin hava tarafı ısı ve momentum transferi performansına etkisi gösterilmiştir. Kanat aralığı arttıkça, ısı transferi karakteristiği j_h 'ta düşüş gözlemlenmiştir (Şekil 2.8 (a)). Bu durumun, özellikle düşük Reynolds sayılarında belirgin hale geldiği belirtilmiştir. Bahsedilen düşüşün doğrudan boru sıra sayısı ile ilgili olduğu belirtilmiştir. Boru sıra sayısının 4 olduğu durum için bu durumun farklı olduğu açıklanmıştır. Isı değiştirici boru sıra sayısının ısı ve momentum transferi performansına etkisi Şekil 2.8 (b)'de gösterilmiştir. Boru sıra sayısı arttıkça, ısı transferi karakteristiğinde düşüş gözlemlenmiştir (Şekil 2.8 (b)). Bu durumun özellikle düşük Reynolds sayılarında belirgin hale geldiği belirtilmiştir. Şekil 2.8 (b), hidrofilik kaplı dalgalı kanat tipli ısı değiştiricilerinde sürtünme faktörünün boru sıra sayısı değişimine karşı hassas

olmadığını göstermektedir. Bu durumun nedeni yoğuşan su damlalarının hidrofilik kaplama sayesinde anlık olarak drene edilmesi olarak açıklanmıştır. Şekil 2.8 (c)'de 2 boru sıra sayılı hidrofilik kaplı dalgalı kanat tipli ısı değiştiricilerinde, 27 °C hava giriş sıcaklığı ve 1,0 m/s hava hızı koşulları için, giriş bağıl neminin sürtünme faktörü ve ısı karakteristiğine etkisi olmadığı görülmektedir. Bu durumun, düz kanat tipi, kesikli kanat tipi ve nervürlü kanat tipi için de geçerli olduğu belirtilmiştir.

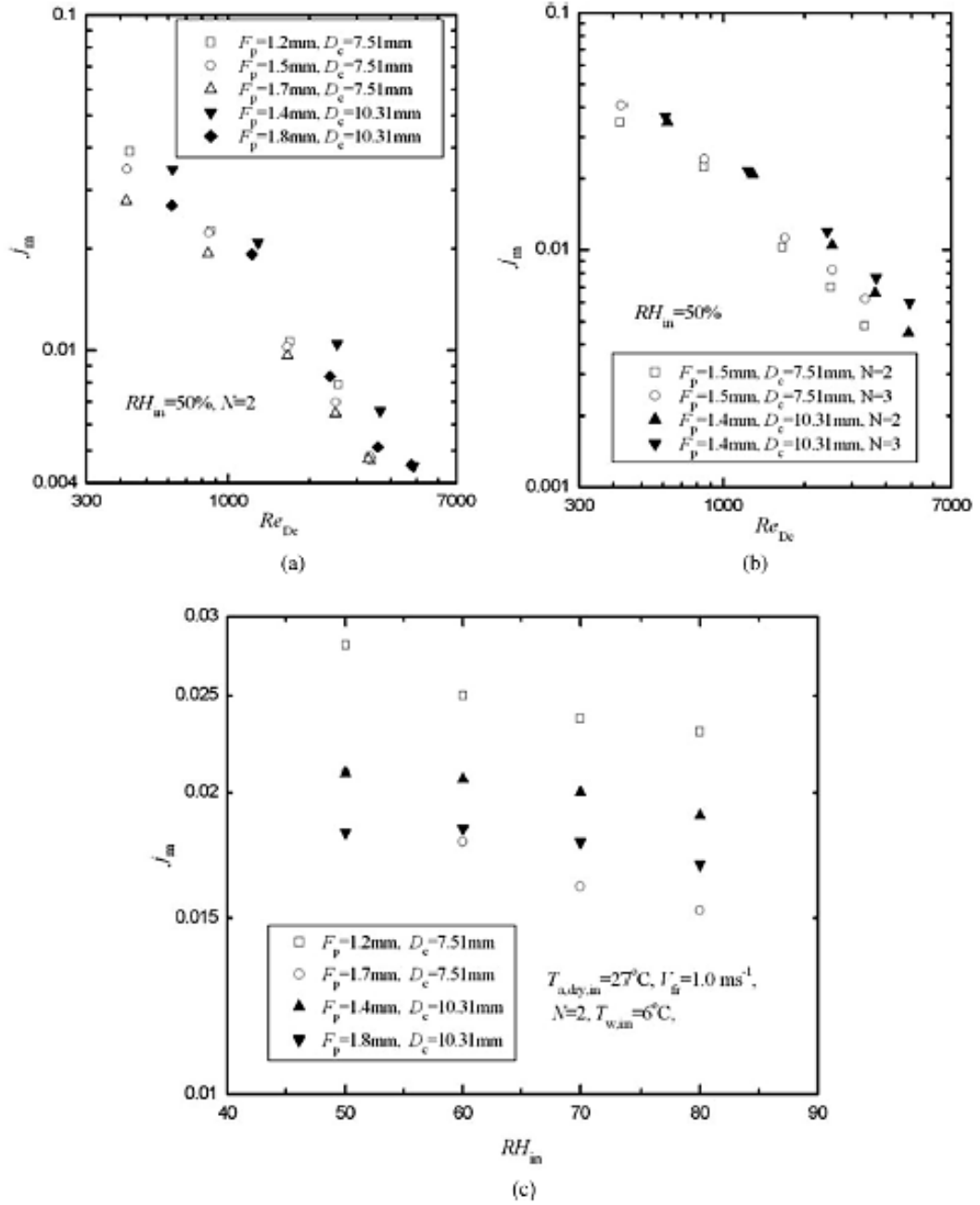


Şekil 2.8 : Parametrelerin hava tarafı ısı ve momentum transferine etkileri.

(a) kanat aralığı, (b) boru sıra sayısı, (c) giriş bağıl nemi. [2]

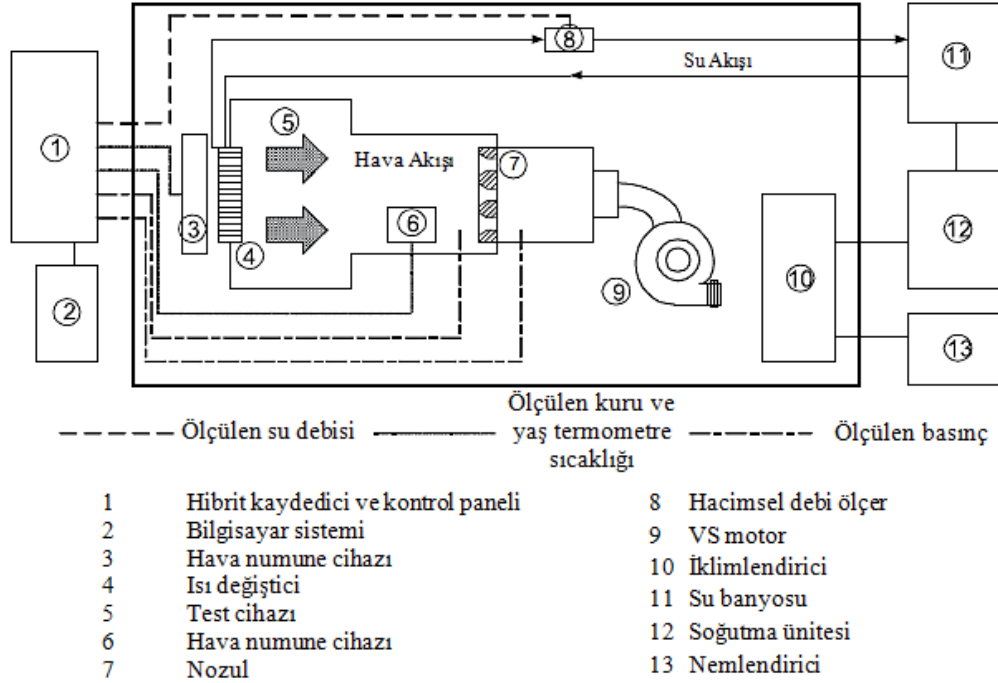
Kanat aralığının, boru sıra sayısının ve giriş bağıl neminin hava tarafı ısı ve momentum transferi performansına etkisi Şekil 2.9'da gösterilmiştir. Şekil 2.9 (a)'da görüldüğü üzere düşük kanat aralığına sahip dalgalı tip hidrofilik kaplı ısı değiştiricilerindeki kütle transferi karakteristiği, göreceli olarak daha büyük kanat

aralığına sahip durumdaki kütle transferi karakteristiğinden daha iyidir. Bu durumun hidrofilik kaplı olmayan dalgalı tip ısı değıştircilerinde de benzer olduğu belirtilmiştir. Şekil 2.9 (b), kütle transferi karakteristiğinin, buharlaştırıcı boru sıra sayısının artması ile birlikte arttığını göstermektedir. Şekil 2.9 (c) incelendiğinde, j_m değeri, artan giriş bağıl nemi ile azaldığı görülmektedir. Bağıl nemin artmasıyla kötüleşen kütle transferi karakteristiği, kanatlarda oluşan yoğuşma suyu film kalınlığının artmasıyla açıklanmıştır.



Şekil 2.9 : Parametrelerin hava tarafı kütle transferine etkileri. (a) kanat aralığı, (b) boru sıra sayısı, (c) giriş bağıl nemi. [2]

Isı değiştiricilerinde hava tarafı ısı transferi karakteristiğinin incelendiği bir diğer alışma [3], Rin Yun ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, nem alma şartlarında çalışan hidrofilik kaplı kesikli kanat tipindeki ısı değiştiricilerinin hava tarafı karakteristikleri incelenmiştir. Çalışma sırasında yapılan deneysel çalışmalara ait düzenek şekil 2.10’da belirtilmiştir.

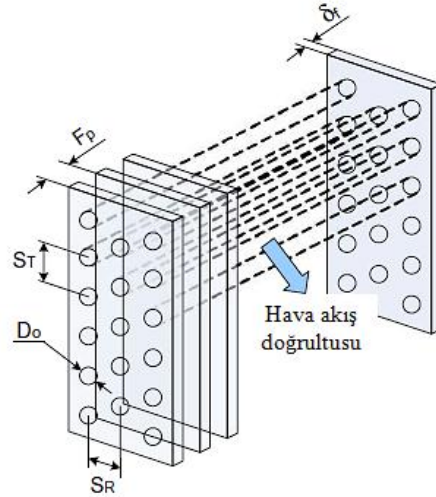


Şekil 2.10 : Isı değiştirici kalorimetresi şematik gösterimi. [3]

Şekil 2.10’da testlerde kullanılan kalorimetre görülmektedir. Yapılan çalışmalarda, kanat yüzeyleri hidrofilik kaplı toplam 8 adet kesikli kanat tipli ısı değiştiricisi test edilmiştir. Rin Yun ve arkadaşları tarafından yürütülen bu çalışmada [3], boru çapı, boru sıra sayısı ve hava giriş bağlı neminin hava tarafı ısı transferi ve basıncı düşümü karakteristiğine etkisi incelenmiştir. Hava tarafı ısı transferi katsayısı hesabında, ortalama logaritmik entalpi farkı metodu kullanılmıştır.

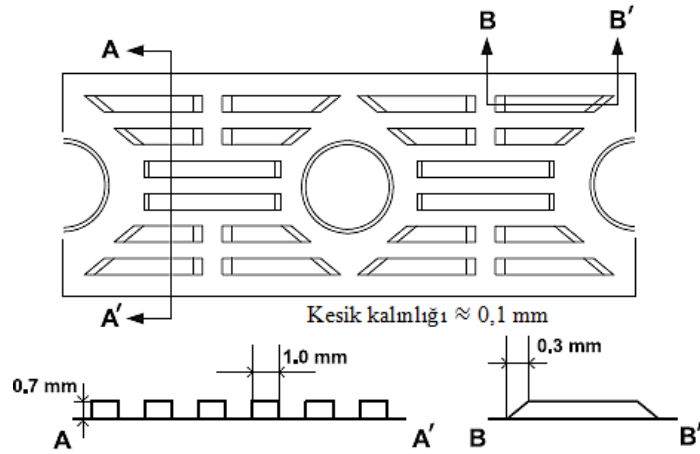
Deneysel alışmalar, 27 °C hava giriş sıcaklığında, %46 ve %80 giriş bağlı neminde, 0,5-3,0 m/s ısı değiştirici n hava hızında ve 7 °C su giriş sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricisi içerisinde dolaşan suyun debisi ise, ısı değiştirici su giriş ve çıkış sıcaklıkları farkı 6 °C’den daha az olacak şekilde kontrol edilmiştir.

Deneysel çalışmalarda kullanılan kesikli kanat tipindeki ısı değiştiriciye ait şematik görünüş Şekil 2.11’de verilmiştir. Kullanılan ısı değiştiricilerine ait boru dizilimi, şaşırtmalı dizilimdir.



Şekil 2.11 : Test edilen kesikli kanat tipindeki ısı değişiminin şematik görünümü.[3]

Isı değiştiricisi grubu toparlanırken alüminyum kanatlar, bakır boru yüzeylerine tüp genişleme yöntemi ile oturtulmuştur. Şekil 2.12’de kesik kanatlara ait detay resmi bulunmaktadır. Kesiklik yüksekliği 0,7mm ve genişliği 1,0mm olarak verilmiştir.



Şekil 2.12 : Kesikli kanat tipi detay resmi. [3]

Çalışmada ısı kapasite hesabı, hem buharlaştırıcının şartlandırılması için kullanılan su tarafından, hem de ısı değiştirici üzerinden geçirilen hava tarafından hesaplanmıştır. Teorik olarak ideal şartlarda birbirine eşit olması gereken bu değerlerin ortalaması alınarak Q_{ave} değeri hesaplanmıştır. Hesaplanan bu değer,

$$Q_{ave} = U_{i,o} \cdot A_o \cdot F \cdot \Delta i_{lm} \quad (2.1)$$

eşitliği ile gösterilmiştir. Denklem 2.1’de belirtilen ortalama logaritmik entalpi farkı Δi_{lm} , denklem 2.2 ile ifade edilmiştir.

$$\Delta i_{lm} = \frac{(i_{a,in} - i_{r,out}) - (i_{a,out} - i_{r,in})}{\ln((i_{a,in} - i_{r,out}) - (i_{a,out} - i_{r,in}))} \quad (2.2)$$

Soğutkan tarafı entalpisi i_r , havanın soğutkan sıcaklığındaki doyma entalpisi ile tanımlanmıştır.

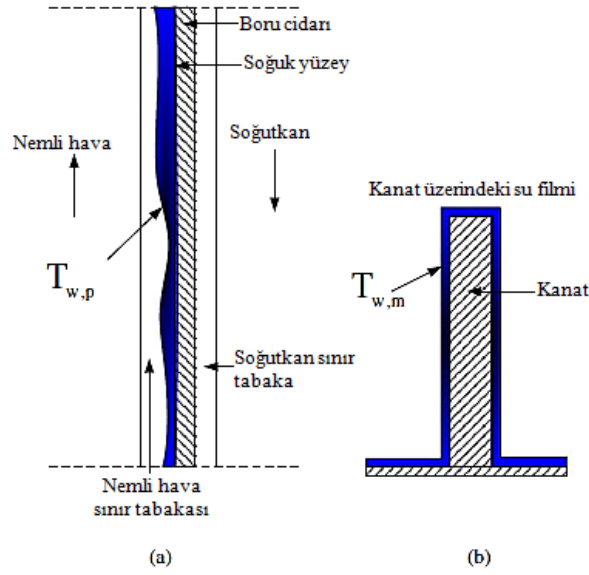
$$U_{o,i} = \left(\frac{R_r A_o}{h_i A_{p,i}} + \frac{R_p x_p A_o}{k_p A_{p,m}} + (C_{p,a}/R_{w,m} h_a + \delta_w/k_w) \right. \\ \left. \times (A_{p,o}/R_{w,p} A_o + A_f \eta_{f,wet}/R_{w,m} A_o)^{-1} \right)^{-1} \quad (2.3)$$

Toplam ısı transfer katsayısı $U_{i,o}$, denklem 2.3 ile ifade edilmiştir. Bu ifadede kanat ile soğutkan borusu arasındaki temas direnci ihmal edilmiştir. Yapılan çalışmanın ıslak koşullarda gerçekleştirilmiş olması, ıslak şartlardaki temas direncinin diğer durumlara göre daha düşük ve ihmal edilebilir olması ve kullanılan ısı değiştiricilerin kanat aralıklarının, kanat ve borular arasında yüksek basınçlı birleştirme gerektiriyor olması nedeniyle, denklem 2.3’de ifade edilen ısı transfer katsayısı mevcut uygulama için uygun görülmüştür. Denklem 2.3’te bulunan, farklı alt indislere sahip 4 farklı R değişkeni, her bir termal direnç için sıcaklık farkı ile bu sıcaklık farkı için hesaplanan doymun havanın entalpi farkı arasındaki oran olarak tanımlanmıştır. Bahsedilen R değişkenleri ve denklemler çizelge 2.1’de açıklanmıştır.

Çizelge 2.1 : R değişkenlerinin tanımı. [3]

İfadeler	Tanımlar	Denklemler	
R_r	Havanın doyma eğrisinin soğutkan ortalama sıcaklığındaki eğimi	$\frac{i_{s,p,in} - i_{s,r,m}}{T_{p,in} - T_{r,m}}$	(2.4)
R_p	Soğutkan borusu iç ve dış yüzey sıcaklığı arasındaki doğrunun eğimi	$\frac{i_{s,p,out} - i_{p,r,in}}{T_{p,out} - T_{p,in}}$	(2.5)
$R_{w,p}$	Havanın doyma eğrisinin, soğutkan boru cidarındaki su filmi sıcaklığındaki eğimi	$\frac{\Delta i_{s,w,p}}{\Delta T_{w,p}}$	(2.6)
$R_{w,m}$	Havanın doyma eğrisinin, kanattaki su filmi sıcaklığındaki eğimi	$\frac{\Delta i_{s,w,m}}{\Delta T_{w,m}}$	(2.7)

Denklem 2.3 ve çizelge 2.1’de belirtilen semboller, şekil 2.13’te detaylandırılmıştır.



Şekil 2.13 : Denklem 2.3 ve çizelge 2.1’de belirtilen sembollerin, (a)soğutkan borusu ve (b) kanat üzerindeki şematik gösterimi.[3]

Yapılan bu çalışmada [3], hava tarafı ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü, Reynolds sayısına bağlı boyutsuz Colburn j ve f faktörü ile ifade edilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan Reynolds sayısı, j ve f boyutsuz sayıları, denklem 2.8, denklem 2.9 ve denklem 2.10’da gösterilmiştir.

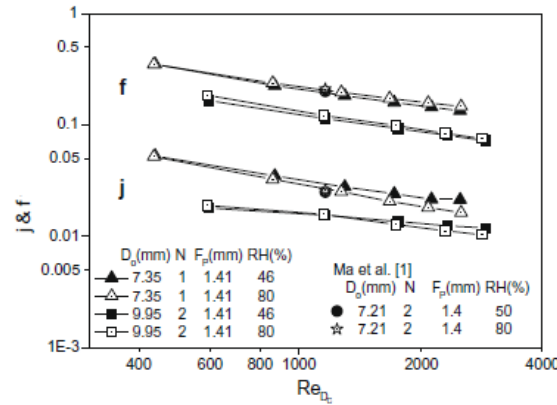
$$Re_{Dc} = G_{max} \cdot D_c / \mu \quad (2.8)$$

$$j = \frac{h_a}{G_{max} \cdot C_{pa}} Pr^{2/3} \quad (2.9)$$

$$f = \frac{A_{max}}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_m} \times \left[\frac{2\rho_{in}\Delta P}{G_{max}^2} - (K_{in} + 1 - \sigma^2) - 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 - K_{out}) \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \right] \quad (2.10)$$

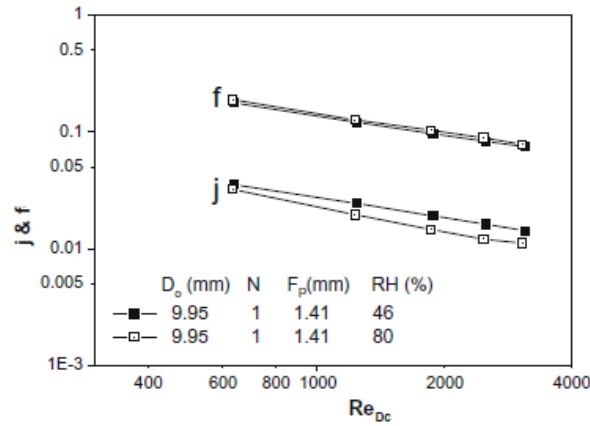
Yapılan çalışmalar sonucunda, hava giriş bağıl neminin j ve f üzerindeki etkisi şekil 2.14’te gösterilmiştir. Bu grafiğe göre, Reynolds sayısının 750’den küçük olduğu durumlar için, Colburn j ısı transferi boyutsuz parametresi giriş bağıl neminin artmasıyla birlikte artmaktadır. Ancak %46 giriş bağıl nemi değeri için j değeri , %80 giriş bağıl nemi için hesaplanan j değerinden ortalama %5,2 sapma ile daha büyüktür. Boyutsuz f değeri, giriş bağıl neminin artması ile birlikte artış

göstermektedir. Bağlı nemin değişimi ile f değerinde meydana gelen artışın, iki sıra borulu ısı değiştiriciler için yaklaşık olarak %6.3 olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.14 : 2 sıra ısı değiştiricisinde, havanın farklı giriş bağıl nemi değerlerine karşılık gelen j ve f faktörleri değerleri. [3]

Tek sıra ısı değiştiriciler için, hava giriş bağıl neminin j ve f üzerindeki etkisi ise şekil 2.15'te gösterilmiştir. Tek sıralı ısı değiştiriciler için Reynolds sayısının 750'den düşük olduğu hız değerlerinde, hava giriş bağıl neminin j üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu görülmektedir. Ancak, artan Reynolds sayıları ile birlikte, %46 giriş bağıl nem değerindeki j değerlerinin %80 giriş bağıl nemindeki değerlerinden yaklaşık olarak %25 fazla olduğu görülmüştür.

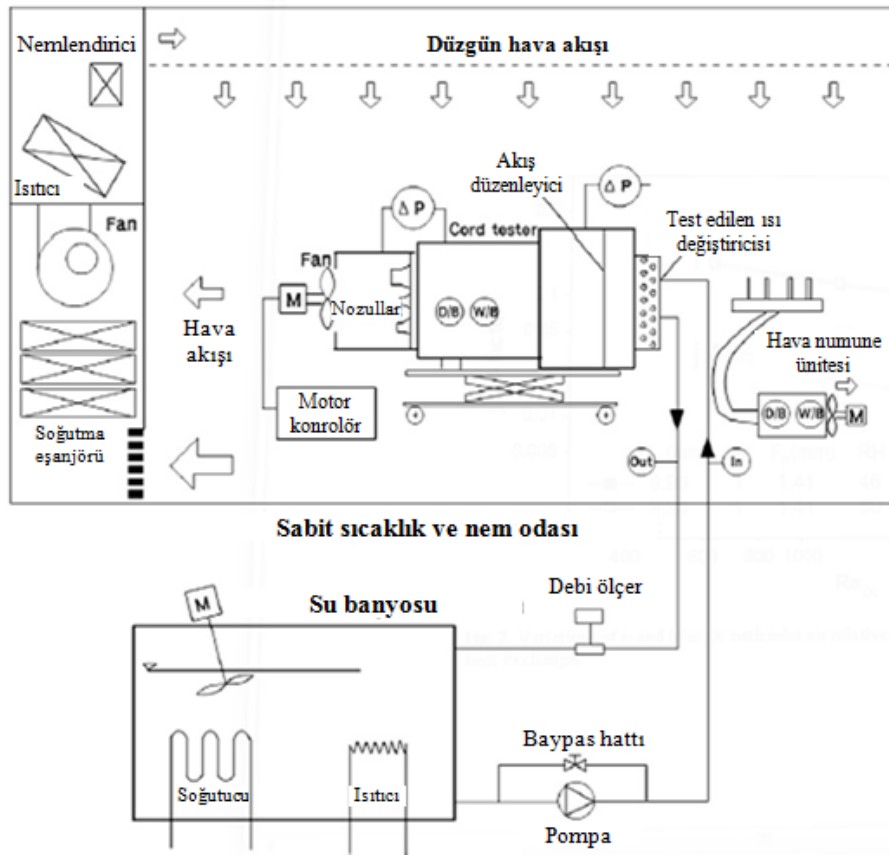


Şekil 2.15 : Tek sıra ısı değiştiricisinde, havanın farklı giriş bağıl nemi değerlerine karşılık gelen j ve f faktörleri değerleri. [3]

Yoğuşma suyu, ısı değiştiricisi kanat ve boruları üzerinde, hidrofilik kaplama nedeniyle film şeklinde bulunmaktadır. Bunun bir sonucu olarak kanat aralığı azalmakta ve nominal boru çapı artmaktadır. Yoğuşma sonucu oluşan su filmi, termal ve akış sınır tabakaların kanatlar arasında birleşmesine neden olmakta ve

bununla birlikte ısı transfer katsayısında düşüş gözlemlenmektedir. Başka bir deyişle, giriş bağıl nemindeki artış, kütle transfer oranının artması nedeni ile yoğunlaşma suyu film tabakasının kalınlığını artırmakta ve ısı transfer performansını düşürmektedir.[3]

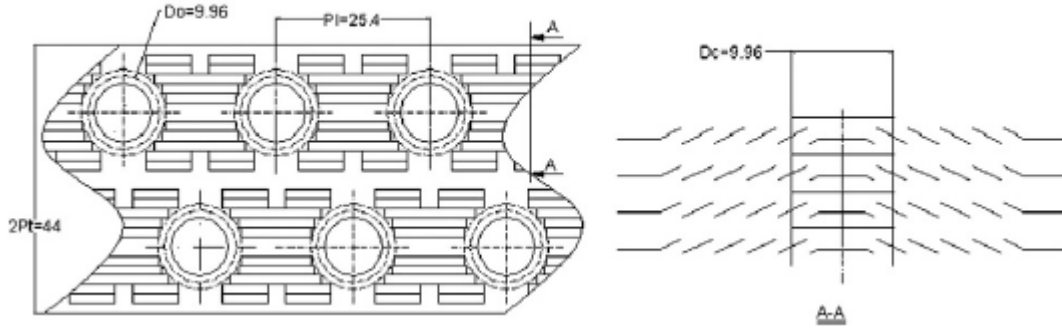
Literatür araştırması kapsamında incelenen bir diğer çalışma [4], Thanh-Long Phan ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, ısı değiştiricisi boru sıra sayısının, kanat aralığının ve giriş bağıl neminin ıslak çalışma koşullarında bulunan nervürlü kanat tipindeki ısı değiştiricilerin ısı ve kütle transferi karakteristikleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği test düzeneği şekil 2.16’da gösterilmektedir.



Şekil 2.16 : Deney düzeneği şematik gösterimi. [4]

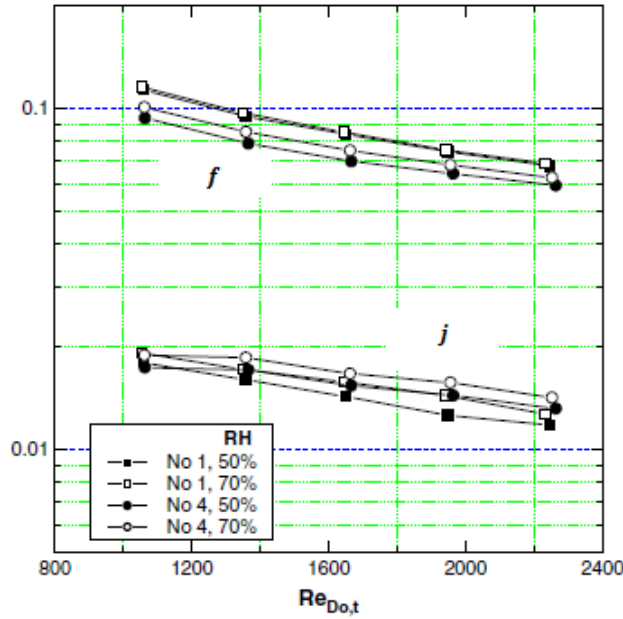
Şekil 2.16’da gösterildiği üzere deney düzeneği, sabit sıcaklık ve nem şartlarını sağlayan bir çevrime, test bölmesine, su banyosuna, hava numune ünitesine ve de veri toplama sistemine sahiptir. Yapılan çalışmalarda, üç farklı kanat açıklığında (1,41, 1,61 ve 1,83 mm) toplam beş farklı nervürlü ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Yapılan deneyler, 27 °C hava giriş sıcaklığında, %50 ve %70 giriş bağıl neminde, 0,7-1,5 m/s hava giriş hızında, 5 °C su giriş sıcaklığında ve 1,08 kg/saat kütleli debide gerçekleştirilmiştir. Kullanılan nervürlü ısı değiştiricisine ait detay görünüş

şekil 2.17’de gösterilmektedir. Deneysel çalışmalarda kullanılan ısı değıştiricisi boru çapı 9,52 mm, kanat kalınlığı ise 0,11 mm olarak belirtilmiştir.



Şekil 2.17 : Nervürlü kanat tipindeki ısı değıştiricisine ait kanat detayı. [4]

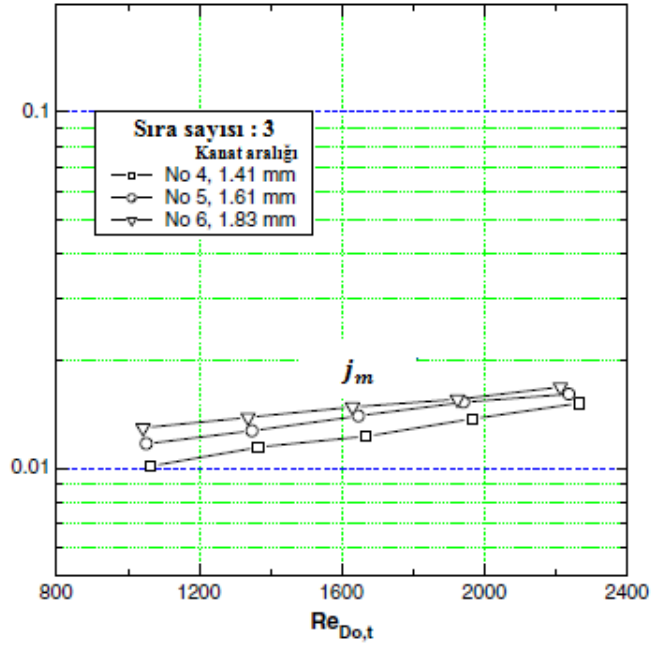
Şekil 2.18’de, hava giriş bağıl neminin j ve f faktörleri üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Artan Reynolds sayısı ile birlikte, j ve f faktörleri düşüş göstermektedir. Buna karşın j ve f hava karakteristiğı ifadelerinin, hava giriş bağıl neminden etkilenmediğı görülmektedir.



Şekil 2.18 : %50 ve %70 hava giriş bağıl nemi değeri için j ve f faktörlerinin değışimi. [4]

Kanat aralığının kütle transferi karakteristiğı j_m üzerindeki etkisi, şekil 2.19’da gösterilmiştir. Kanat aralığı azaldıkça, j_m ’de düşüş görülmüştür. Bu durum, yoğun su damlalarının birbirine komşu kanatlar arasında köprü oluşturmasıyla açıklanmıştır. Yoğun su damlası, kanatlar arasındaki mesafe azaldıkça komşu

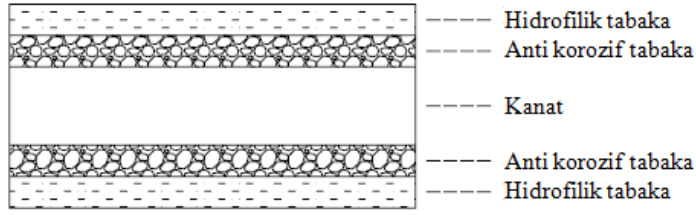
kanatlar arasında kolayca köprü oluşturacaktır. Bunun sonucu olarak kanatlar arasındaki mesafe düşük olan ısı değıştircileri, kanat aralığı yüksek ısı değıştircilerine göre daha düşük ısı transfer yüzeyine sahiptirler. Bu durum, kanatlar arasındaki mesafe azaldıkça, kütle transferi performansında azalmaya neden olmaktadır.



Şekil 2.19 : 3 sıra borulu durum için kanat aralığının j_m üzerindeki etkisi. [4]

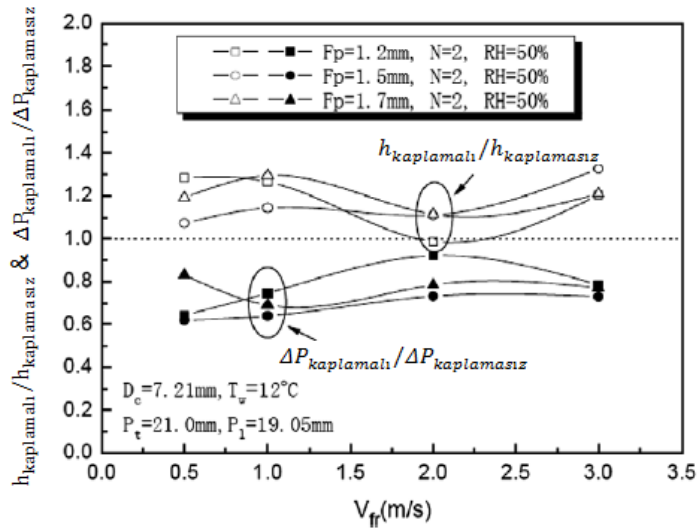
Literatür araştırması kapsamında incelenen çalışmalardan bir diğeri [5], Xiakui Ma ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, nem alma koşullarında çalışan dalgalı kanat tipindeki ısı değıştirciler üzerinde, hidrofilik kaplamanın etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılmak üzere, bir hava çevrimi, bir su çevrimi, bir veri toplama sistemi ve de test edilen ısı değıştircilerinden meydana gelen bir test düzeneğı oluşturulmuştur. Kanatlar üzerindeki yoğuşmanın incelenmesi için, sisteme bir adet kamera yerleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda, kanat yüzeyleri hidrofilik kaplı 3 adet ve kanat yüzeyleri kaplamasız 3 adet olmak üzere toplam 6 adet dalgalı kanat tipli ısı değıştircisi kullanılmıştır. Kullanılan ısı değıştircileri, 1,2 mm, 1,5 mm ve 1,7 mm kanat aralıklarında seçilmiştir. Yapılan deneyler, 20, 27 ve 35 °C hava giriş sıcaklığında, %50, %60, %70 ve %80 giriş bağıl neminde, 0,5-3,0 m/s hava giriş hızında, 6 ve 12 °C su giriş sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Test edilen ısı değıştircilerin bir kısmına anti-korozif ve hidrofilik kanat kaplaması uygulanmıştır. Kaplama malzemesi olarak organik reçine

kullanıldığı ve su temas açısının 10° - 20° olduğu belirtilmiştir. Kanat üzerindeki kaplamaya ait detay, şekil 2.20’de gösterilmiştir.



Şekil 2.20 : Kanat yüzeyi kaplama yapısı. [5]

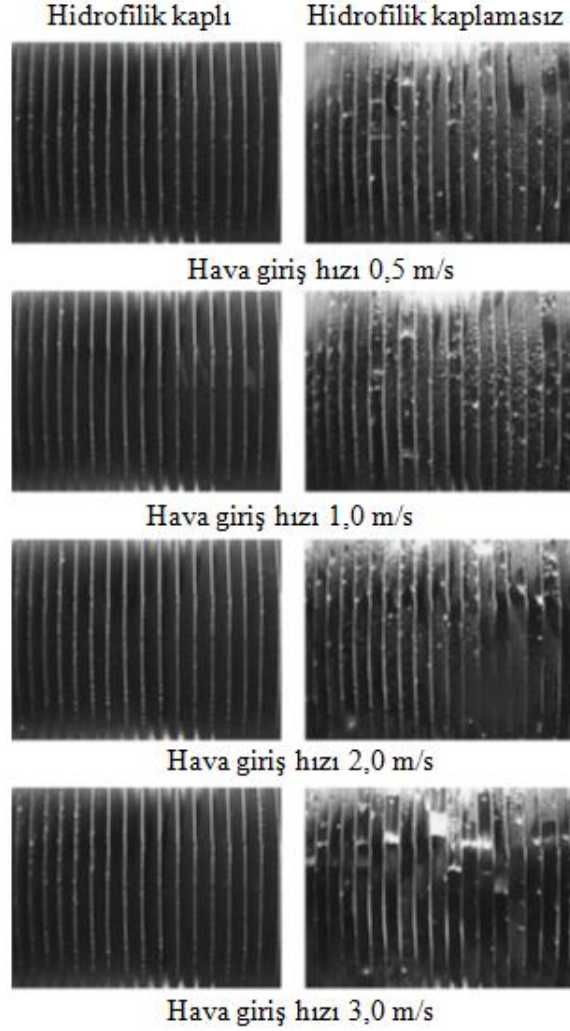
Şekil 2.21, hidrofilik kaplamanın farklı hava hızları ve kanat aralıkları için hava tarafı performansına etkisini göstermektedir. Söz konusu şekilde gösterilen değerler, %50 giriş bağıl nemi ve 12°C su giriş sıcaklığı şartları için verilmiştir. Şekil 2.21’de gösterilen grafikteki y eksenini, $h_{\text{kaplamalı}}/h_{\text{kaplamasız}}$ ve $\Delta P_{\text{kaplamalı}}/\Delta P_{\text{kaplamasız}}$ göstermekte olup, burada belirtilen h , duyulur ısı transferi katsayısını, ΔP ise hava tarafı basınç düşümünü temsil etmektedir.



Şekil 2.21 : Farklı hava hızları ve kanat aralıkları için hidrofilik kaplamanın hava tarafı performansına etkisi. [5]

Şekil 2.21’de görülebileceği gibi, hidrofilik kaplı yüzeylerin ısı transferi ve hava tarafı performansı, kaplamasız yüzeylere göre daha iyidir. Bu durum hidrofilik kaplamanın, kanat üzerinde yoğunlaşan suyun film formunda yoğunlaşmasını sağlamasıyla açıklanmıştır. Film formunda yoğunlaşan su, hava basınç düşümünü azaltmakta olduğu ve ısı transfer performansını da olumsuz yönde etkilediği belirtilmiştir. Bununla birlikte, $h_{\text{kaplamalı}}/h_{\text{kaplamasız}}$ ve $\Delta P_{\text{kaplamalı}}/\Delta P_{\text{kaplamasız}}$ ‘ın 2.0 m/s hava hızına

karşılık gelen değerleri bölgesel minimum ve bölgesel maksimum değerlerinde olduğu belirtilmiştir. Bu durumun açıklanması için, aynı ısı değiştirici ve test koşulları için görselleme çalışmaları yapılmıştır. Görselleme çalışmalarına ait detaylar, şekil 2.22’de gösterilmiştir.

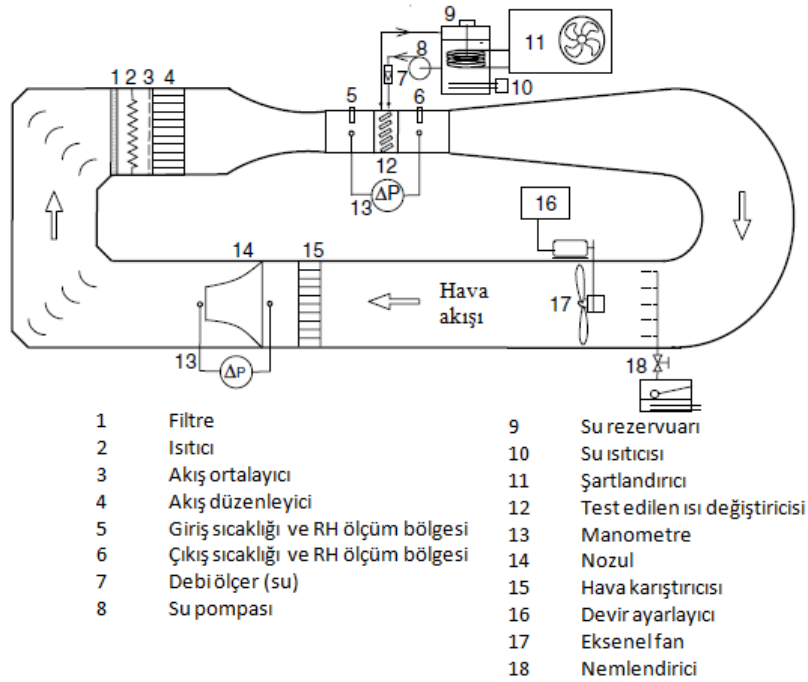


Şekil 2.22 : Test edilen ısı değiştiricilerde yoğuşmanın görüntülenmesi.
 $(T_{h,kuru} = 27\text{ °C}, RH_g = \%50, T_{su} = 12\text{ °C})$ [5]

Şekil 2.22’den görüleceği üzere, hidrofilik kaplı kanatlarda su damlası bulunmamaktadır. Su filmi şeklindeki kondensat, hidrofilik kaplama sayesinde kanat yüzeyinden kolayca ayrılıp tahliye edilmektedir. Kaplamasız kanatlarda ise oldukça fazla su damlası görülmüştür. Hava hızının artmasıyla, kanat yüzeyindeki su damlası miktarında artış görüldüğü belirtilmiştir. Su damlaları kanat yüzeyinde, damla yüzey gerilmeleri ağırlıklarından büyük olduğunda tutunabilmektedir. Hava hızı 2,0 m/s’ye ulaştığında, küçük çaptaki su damlalarının büyük boyuttaki su damlalarına dönüştüğü görülmüştür. Büyük çaptaki su damlalarının yüzey gerilmeleri, ağırlıklarından daha

düşüktür. Bu nedenle su damlaları, kanat yüzeylerinden aşağıya doğru akmakta ve diğer küçük çaplı su damlalarını da beraberinde taşımaktadırlar. Hava hızı 3,0 m/s'ye ulaştığında ise su damlaları, iki komşu kanat arasında köprü oluşturacak çapa ulaşmaktadır. Bununla birlikte su damlaları yüzey gerilmesi hızlı bir şekilde artmaktadır. Kanat yüzeyi üzerinde bulunan su damlaları, hava tarafı ısı transferi performansını zayıflatmakta ve basınç düşümünü tekrardan artırmaktadır. Bu fiziksel olay küçük kanat aralıkları için daha da belirgin olmaktadır.[5]

Buharlaştırıcı fiziksel özelliklerinin ısı değiştirici hava tarafı performansına etkisinin incelendiği bir diğer çalışma [6], Thirapat Kuvannarat ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu çalışmada, nem alma şartları altında dalgalı tip kanatlı ısı değiştiricilerde kanat kalınlığının ısı değiştirici hava tarafı performansına etkisi araştırılmıştır. Kanat kalınlıkları 0,115 mm ve 0,25 mm olan, farklı boru sıra sayılarında ve farklı boru çaplarında toplam 10 adet dalgalı tip ısı değiştiricisi test edilmiştir. Deneyel çalışmaların yürütüldüğü deney düzeneği, şekil 2.23'te gösterilmiştir.

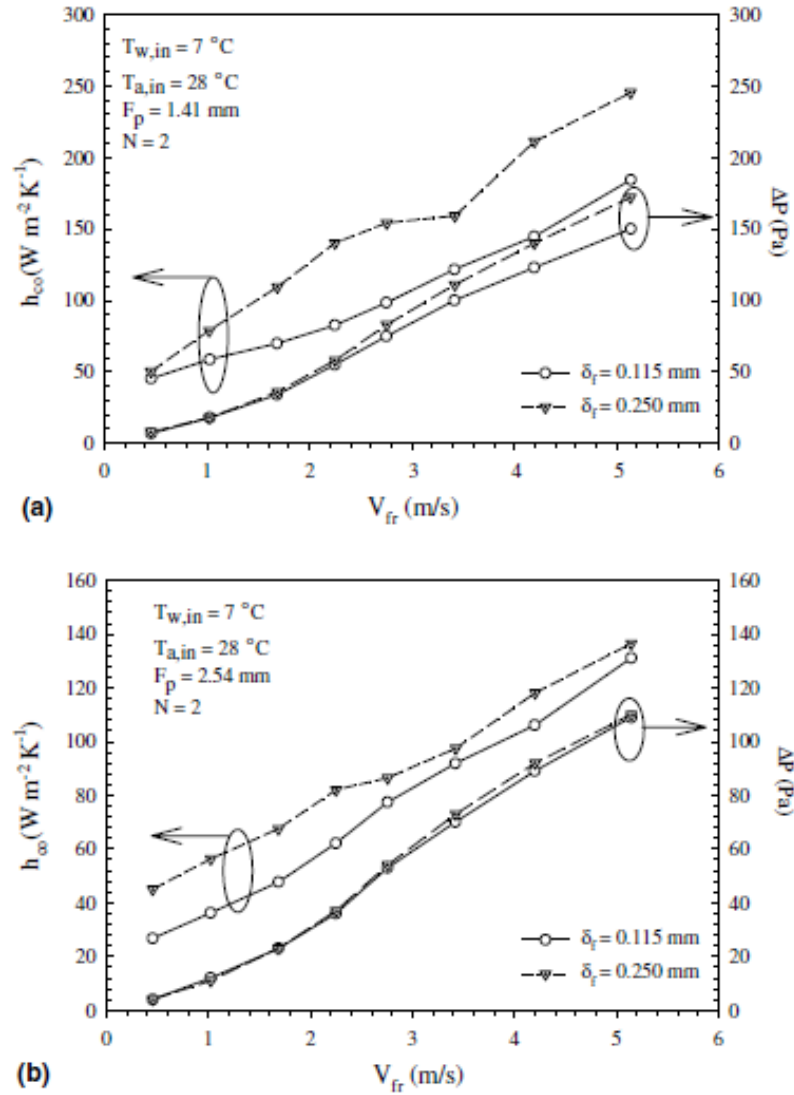


Şekil 2.23 : Deney setine ait şematik diyagram. [6]

Şekil 2.23'te görüleceği üzere deney seti, kapalı bir hava çevrimi, buharlaştırıcıların şartlandırılmasında kullanılan suya ait kapalı bir su çevrimi, test bölgesi, sensörler ve data toplama ünitesinden oluşmaktadır. Proses havası, test bölgesine girmeden önce filtre edilmekte ve bir akış düzleştiricisinden geçirilmektedir. Deneyel çalışmalarda,

su giriş sıcaklığı 7 °C, hava giriş sıcaklığı 28 °C ve hava giriş bağıl nemi %60 seçilmiştir. Proses hava hızı olarak ise 0,5-5,0 m/s değer aralığı kullanılmıştır.

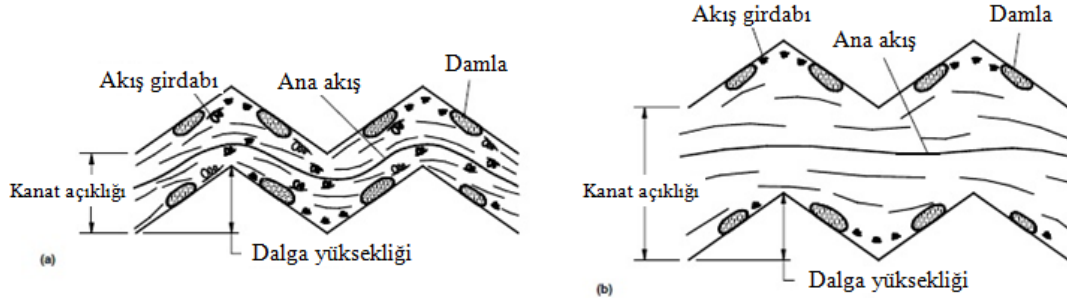
Şekil 2.24'te, 2 sıralı dalgalı tip ısı değiştiricilerinde kanat kalınlığının ısı transferi katsayısına ve basınç düşümüne etkisi görülmektedir.



Şekil 2.24 : 2 sıralı konfigürasyon için kanat kalınlığının ısı transferi katsayısı ve basınç düşümüne etkisi (a) $F_p = 1,41 mm$, (b) $F_p = 2,54 mm$. [6]

Çalışma sonuçları incelendiğinde, şekil 2.24'te de görüleceği üzere ısı transferi katsayısı ve hava tarafı basınç düşümünün, artan hava hızı ile birlikte arttığı görülmüştür. Hava hızı arttıkça 1,41 mm kanat aralığı için hava tarafı basınç düşümünün %20'lere kadar arttığı görülmüştür (Şekil 2.24(a)). Bununla birlikte, hava hızı arttıkça, ısı transfer katsayısının da %50'lere kadar arttığı görülmüştür. Kanat kalınlığının 2,54 mm olduğu durum incelendiğinde ise, kanat kalınlığı

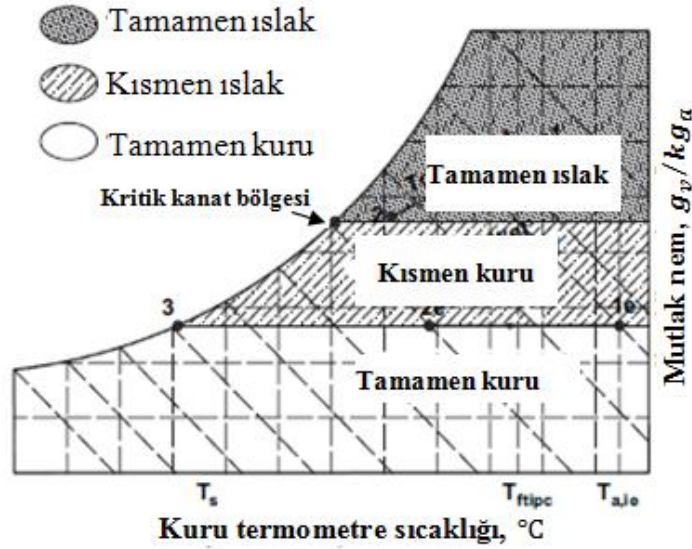
etkisinin 1,41 mm kanat aralığında görülen etki kadar belirgin olmadığı belirtilmiştir. Kanat kalınlığı değişimi ile değişiklik gösteren bu etki, şekil 2.25 ile açıklanmıştır.



Şekil 2.25 : Farklı kanat açıklığı durumları için hava akışı ve su damlası arkası hava çalkantıları etkileşimi. (a) küçük kanat açıklığı, (b) geniş kanat açıklığı. [6]

Şekil 2.25'ten de görüleceği üzere, geniş kanat açıklığı durumunda, hava patikası kanat formunu tam olarak alamadan ısı değiştiricisinden geçmektedir. Bununla birlikte, kanat damlaları arkasında oluşan hava çalkantıları da dar kanat açıklığındaki duruma göre daha azdır. Bunun sonucu olarak, kanat açıklığı dar olan ısı değiştiricilerde kanat kalınlığı etkisinin, kanat açıklığı geniş olan ısı değiştiricilerdeki kanat kalınlığı etkisine göre daha belirgin olduğu sonucu çıkartılmıştır.

Nem alma şartlarında çalışan ısı değiştiricilerin incelendiği bir diğer çalışma [7], Huzayyin ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, soğutma ve nem alma şartlarındaki dalgalı kanatlı tip ısı değiştiricilerinde, hava tarafı ısı ve kütle transferi ile havanın akış karakteristiği deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalar, hava giriş sıcaklığı, hava giriş bağıl nemi, hava hızı ve buharlaştırıcı basıncı gibi çalışma şartlarının, soğutma kapasitesi, nem alma kapasitesi, hava tarafı basınç düşümü ve ısı transferi katsayısına olan etkisi incelenebilecek şekilde gerçekleştirilmiştir. Isı değiştiricisi ıslaklık durumu şekil 2.26'da kısmen ıslak, tamamen ıslak ve tamamen kuru olarak belirtilen operasyon şartları cinsinden belirtilmiştir. Yapılan analizlerde, entalpi potansiyeli metodu ve eşdeğer kuru termometre sıcaklığı metodu kullanılmıştır. Çalışmalar, farklı ıslaklık şartlarında çalışan ısı değiştiricileri için gerçekleştirilmiş olup, iki farklı metoda ait analiz sonuçları çalışma sonunda paylaşılmıştır. Deneysel çalışmalar sırasında farklı buharlaştırıcı tipleri test edilmemiş olup, sadece tek bir tip ısı değiştiricisi üzerinden çalışmaların tamamlandığı belirtilmiştir. Bu çalışmada, buharlaştırıcı fiziksel özelliklerinden ziyade, hava giriş koşullarının ve farklı ıslaklık koşullarının, yukarıda bahsedilen çıktılara olan etkileri incelendiği görülmektedir.



Şekil 2.26 : Farklı soğutma modları. [7]

Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği test düzeneği, rüzgar tüneli, soğutma çevrimi ve test edilen ısı değiştiricileri olmak üzere toplam üç kısımdan oluşmaktadır. Soğutma çevriminde soğutucu akışkan olarak R134a kullanıldığı belirtilmiştir. Deneysel çalışmaların yürütüldüğü test düzeneğinde bulunan rüzgar tüneli, açık bir çevrimdir. Proses havası fan tarafından hava kanalına gönderilmekte, sonrasında sırasıyla ısıtma bölümü, nemlendirme bölümü, karışma ve düzenleme bölümünden geçerek, test edilen ısı değiştiricilerinin bulunduğu bölgeye ulaşmaktadır. Isıtma ve nemlendirme işlemleri, hava giriş koşullarının sağlanabilmesi için yapılmaktadır.

Deneysel çalışmalarda, her bir sırasında 9 adet boru bulunan 3 sıra borulu, kanatlı dalgalı tip ısı değiştirici kullanılmıştır. Kullanılan ısı değiştiricisinde bulunan kanat sayısı 108 adet, kanat kalınlıkları ise 0,139 mm olarak belirtilmiştir. Deneysel çalışmalar, 20-30 °C hava giriş sıcaklığında, %40-%95 hava giriş bağıl neminde, 0,5-1,5 m/s hava giriş hızında, 308-377 kPa buharlaştırıcı basıncında gerçekleştirilmiştir.

Deneysel çalışmalarda elde edilen verilerin analizinde, entalpi potansiyeli metodu kullanılarak toplam ısı transferi katsayısı, denklem 2.11, denklem 2.12 ve denklem 2.13 yardımı ile bulunmuştur.

$$\dot{Q} = \frac{h_{ow}}{C_w C_{Pa}} (A_s + \eta_{f,w} A_f) (i_{a,i} - i_s) \quad (2.11)$$

$$h_{ow} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_w C_w} + \frac{y_w}{k_w} \right)} \quad (2.12)$$

$$C_w = \frac{di/dT}{C_{Pa}}, T = T_{avf} \quad (2.13)$$

Denklem 2.12’de yer alan h_{ow} , toplam ısı transfer katsayısını ifade etmektedir. Söz konusunu bu denklemde bulunan kondensat film kalınlığının (y_w) ise 0,127 mm olarak kabul edildiği belirtilmiştir.

Proses havasının çığ noktası sıcaklığı ve ısı değiştiricisi yüzey sıcaklığına göre, tamamen ıslak ve kısmen ıslak olarak belirtilen ısı değiştirici ıslaklık derecesi tayini yapılmıştır. Çığ noktası sıcaklığının, kanat ucu sıcaklığı T_{ftip} ’e eşit veya bu sıcaklıktan büyük olması durumunda tam ıslak durum, kanat dip sıcaklığı T_s ile kanat ucu sıcaklığı T_{ftip} arasında olması halinde ise kısmi ıslak durum kabulü yapılmıştır. Isı değiştiricisi ıslak durumu tayini yapıldıktan sonra, tam ıslak ve kısmi ıslak durumlar için ısı transferi katsayısı, eşdeğer kuru termometre sıcaklığı metodu (EDT) kullanılarak, denklem 2.14 ve denklem 2.15 yardımı ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = h_{tw}(A_t + \eta_{f,tw}A_f)(T_{a,ie} - T_s) \quad (2.14)$$

$$\dot{Q} = h_{pw}(A_t + \eta_{f,pw}A_f)(T_{a,ie} - T_s) \quad (2.15)$$

Denklem 2.14 ve denklem 2.15’te belirtilen $T_{a,ie}$, giriş bölgesindeki eşdeğer kuru termometre sıcaklığını temsil ederken, h_{tw} ve h_{pw} ifadeleri, sırasıyla tamamen ıslak ve kısmen ıslak durumlar için ısı transfer katsayısını temsil etmektedirler.

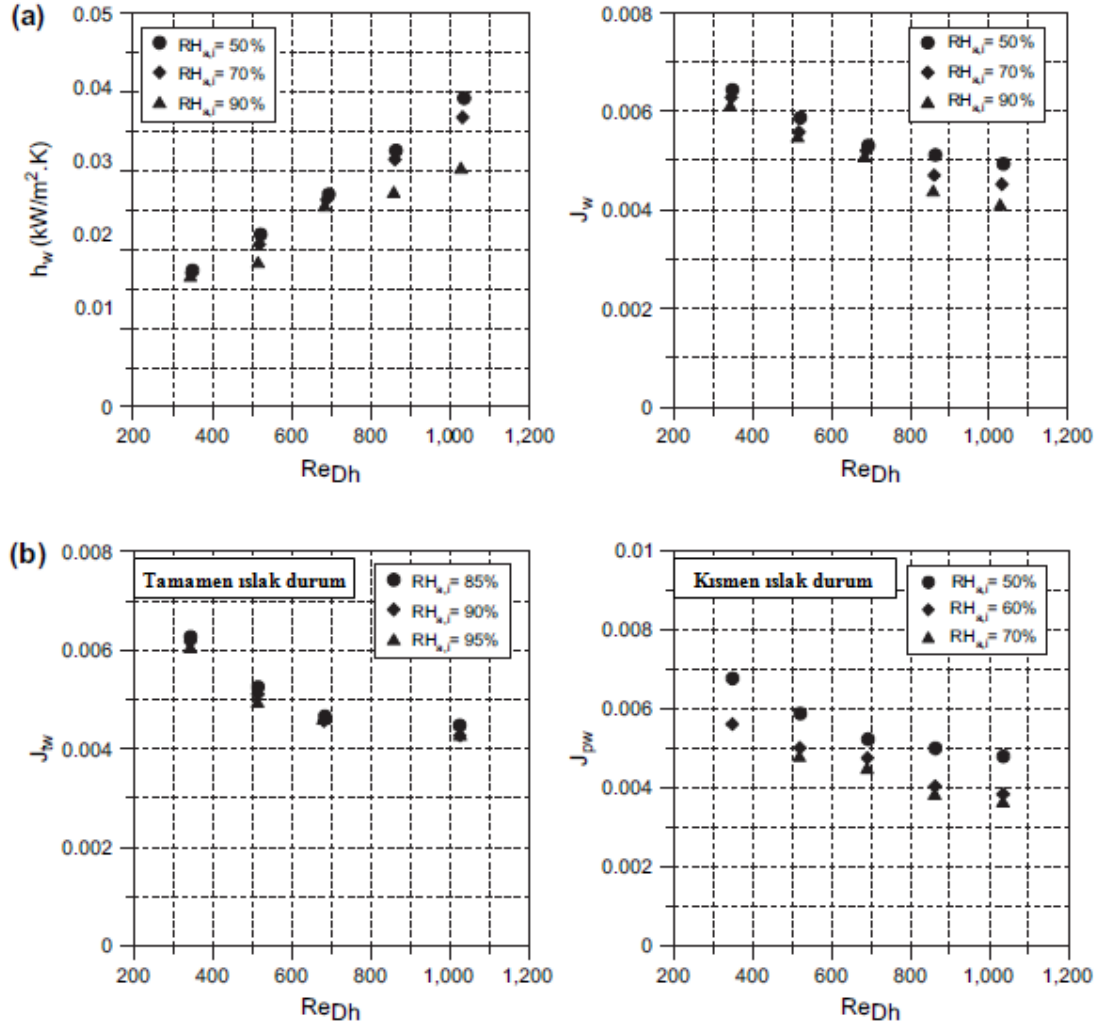
Colburn j faktörü, boyutsuz formda hava tarafı ısı transferi katsayısını ifade eden ana parametre olarak belirtilmiş olup denklem 2.16 ve denklem 2.17 ile hesaplanmıştır.

$$j = StPr^{2/3} \quad (2.16)$$

$$St = \frac{h}{G_{max}C_{Pa}} \quad (2.17)$$

Şekil 2.28, 20 °C hava giriş sıcaklığı ve 208 kPa buharlaştırıcı basıncı şartları için, hava tarafı Reynolds sayısının ve giriş bağıl neminin h_w , j_w , j_{tw} ve j_{pw} üzerindeki etkisini göstermektedir. Söz konusu şekilden de tespit edilebileceği üzere, hava giriş bağıl nemi değerinin artışı ile h_w , j_w , j_{tw} ve j_{pw} değerlerinde azalma görülmüştür. Bu durum, hava giriş bağıl neminin artmasıyla birlikte yoğuşma oranının artması,

yoğuşma tabakasındaki termal direncin artması sonucunda boru ve kanat sıcaklığının daha yüksek değerlere ulaşması ve bunların sonucunda da kanat veriminin azalması ile açıklanmıştır. Daha yüksek kanat ve boru yüzeyi sıcaklıklarının, ısı transfer oranını düşürdüğü ve bunun sonucu olarak da daha düşük ısı transfer katsayısı ve Colburn j faktörü değerlerinin açığa çıktığı belirtilmiştir.

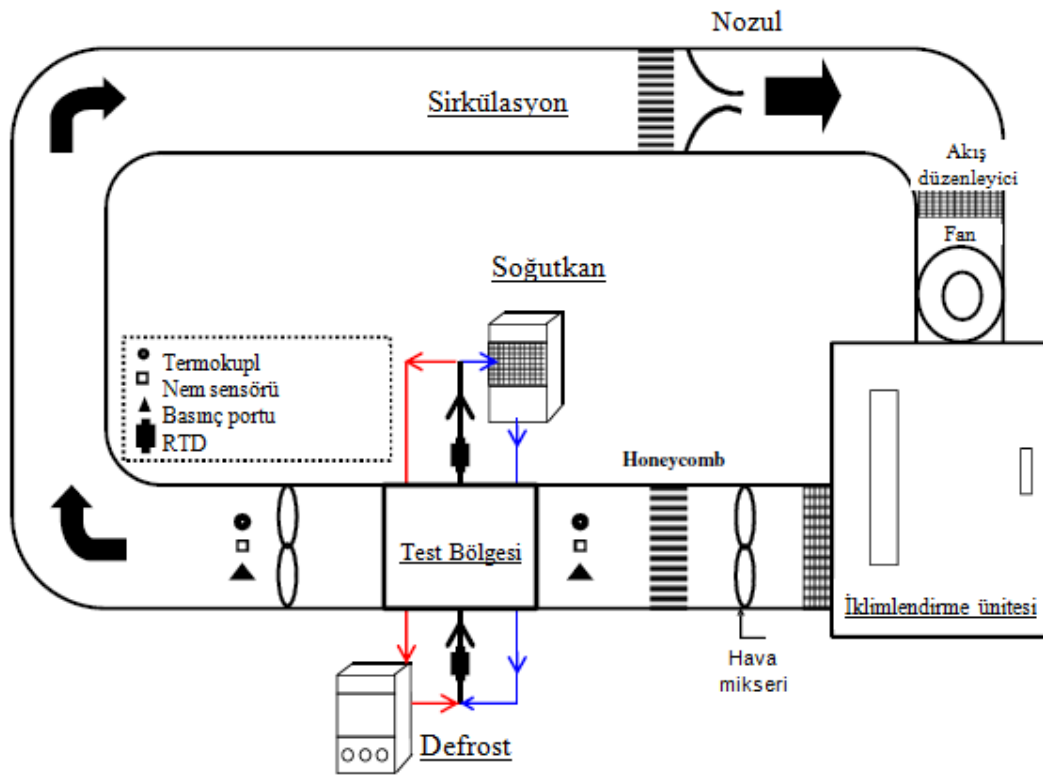


Şekil 2.27 : Giriş bağıl nemi ve Reynolds sayısının, (a) h_w ve j_w , (b) j_{tw} ve j_{pw} üzerindeki etkisi verilmiştir ($T_{a,i}=20\text{ }^{\circ}C$, $P_{evap}=308\text{ kPa}$). [7]

Şekil 2.27 incelendiğinde, Reynolds sayısının h_w , j_w , j_{tw} ve j_{pw} üzerindeki etkisi görülmektedir. Söz konusu şekilde, artan Reynolds sayısı ile birlikte, ısı transfer katsayısında artış görülürken, Colburn j faktöründe azalma görülmüştür. Artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı transfer katsayısındaki artış, havanın momentumundaki artışın sonucu olarak ısı transfer oranındaki artış ile açıklanmıştır. Colburn j faktöründeki azalmanın, denklem 2.16 ve denklem 2.17'ye dayandığı belirtilmiştir. Reynolds sayısının artması ile birlikte hem ısı transferi katsayısının

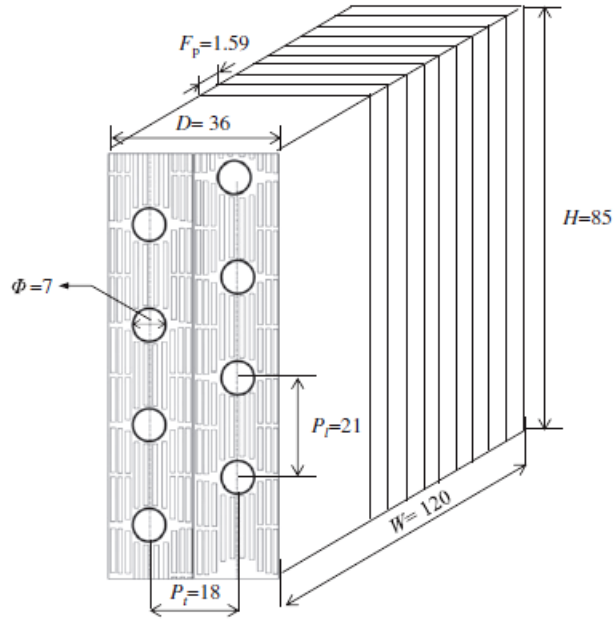
hem de kütsel akının arttığı ifade edilmiştir. Isı transfer katsayısının artması ile artan Colburn j değeriindeki artış oranının, kütsel akının artışı nedeni ile azalan Colburn j değeriindeki azalma oranından daha düşük olduğu ifade edilmiştir.

Literatür araştırması kapsamında incelenen bir diğer çalışma [8], Kyoungmin Kim ve Kwan-Soo Lee tarafından gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, ıslak ve donma şartları altında çalışan, yüzeyleri hidrofilik, hidrofobik ve bu kaplamaların birlikte uygulandığı (hidrofilik ve hidrofobik) nervüllü kanat tipindeki ısı değıştiricilere ait hava tarafı basınç düşümü ve ısı transferi performansları incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda kullanılan deney düzeneğı şekil 2.28’da gösterilmiştir.



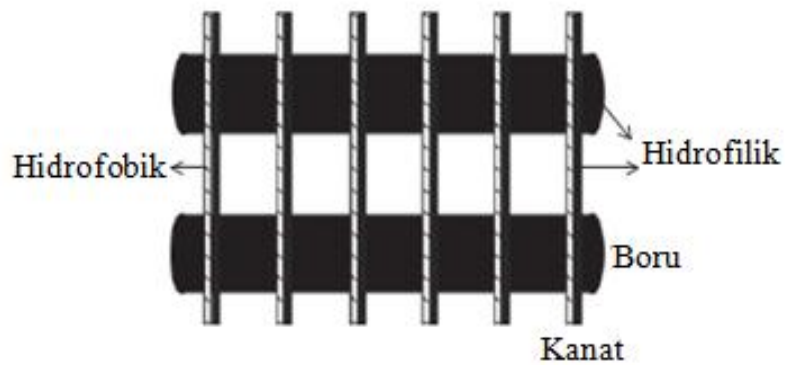
Şekil 2.28 : Deney düzeneğı. [8]

Şekil 2.28’da görüldüğü üzere deneysel çalışmaların gerçekleştirildiğı düzenek bir hava çevrimi, bir soğutkan çevrimi, şartlandırma bölgesi ve de test bölgesinden oluşmaktadır. Yapılan çalışmalar sırasında, yüzey kaplama işlemleri farklı, nervüllü kanat formunda toplam 3 adet ısı değıştiricisi kullanılmıştır. Geometri yapıları aynı olan bu ısı değıştiricilerine ait detay görünüş, şekil 2.29’da gösterilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan söz konusu nervüllü kanat yapısına sahip ısı değıştiricisi boru çapı 7 mm, kanat açıklığı ise 1,59 mm olarak belirtilmiştir.



Şekil 2.29 : Deneysel çalışmalarda kullanılan nervürlü tip kanatlı ısı değıştiricisi (ölçüler milimetre cinsindendir). [8]

Şekil 2.29’da geometrik detayları verilen ısı değıştiricisine, üç farklı kaplama uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bu uygulamalar sırası ile hidrofilik kaplama, hidrofobik kaplama ve çift kaplama uygulamasıdır. İki kaplamanın birlikte uygulandığı durumda, ısı değıştirici borusu ve kanatların sağ yüzeyleri hidrofilik, kanatların sol yüzeyleri ise hidrofobik kaplanmıştır. Çift kaplama uygulamasına ait detay, şekil 2.30’de gösterilmiştir.

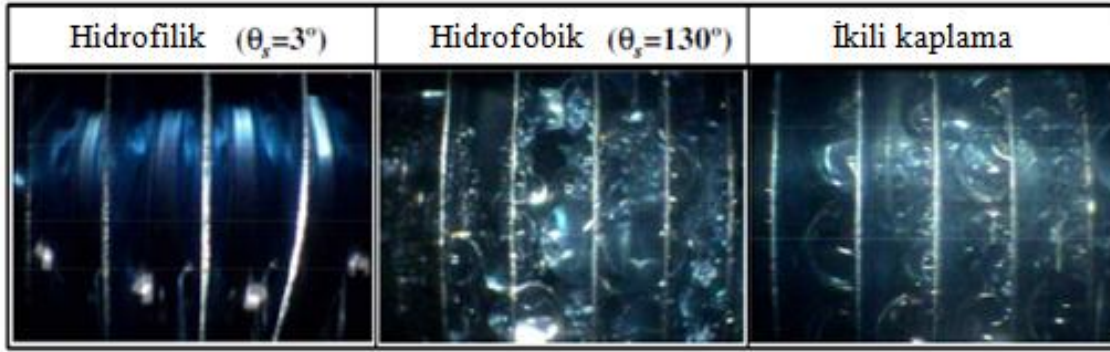


Şekil 2.30 : Isı değıştiricisi çift kaplama uygulaması. [8]

Deneysel çalışmaları, ıslak çalışma koşulları, donma çalışma koşulları ve kuru çalışma koşulları altında gerçekleştirilmiştir. Islak çalışma koşulları, 27 °C hava giriş sıcaklığında, %50 ve %80 giriş bağıl neminde ve 6 °C soğutkan giriş sıcaklığında test edilmiştir. Diğer çalışma koşulları ise, 3 ve 20 °C hava giriş sıcaklığı, %40 ve %78

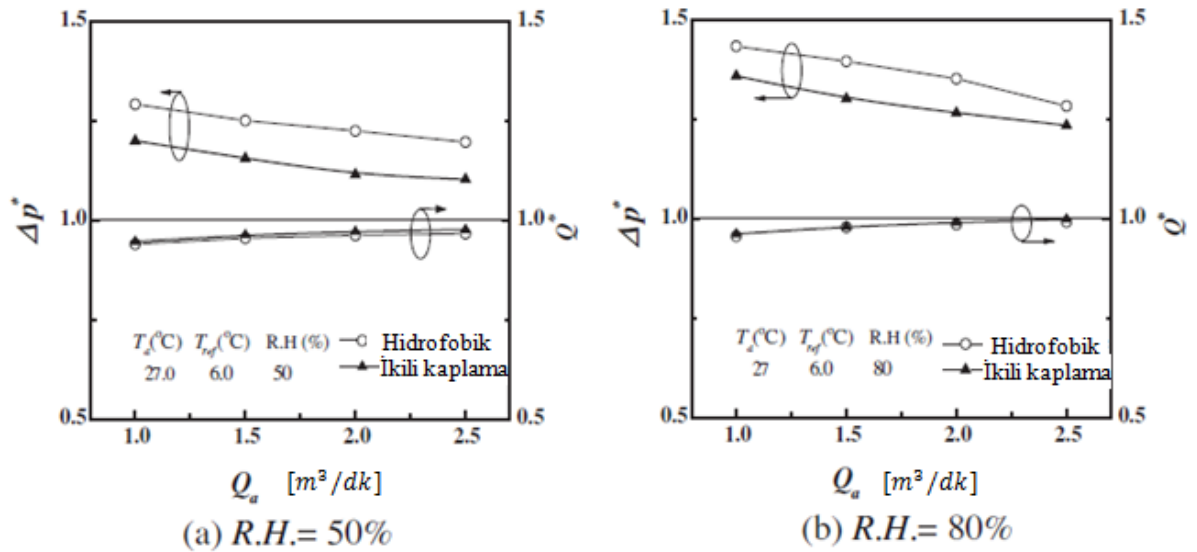
giriş bağıl nemi ve $-9,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ soğutkan giriş sıcaklığı olarak belirtilmiştir. Çalışmalarda, $1,0$ ile $2,5\text{ m}^3/dk$ arasında değişen hava debileri kullanılmıştır.

Islak çalışma koşullarının incelendiği $T_a = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$, $RH = \%80$, $T_{ref} = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $Q_a = 1,5\text{ m}^3/dk$ durumu için buharlaştırıcı kanatlarına ait görüntü, şekil 2.31’de belirtilmiştir. Söz konusu şekilde, yoğunlaşma suyu formunun kaplama türüne göre değişiklik gösterdiği görülmektedir. Hidrofilik kaplamalı ısı değiştiricisinde, yoğunlaşma suyunun film şeklinde olduğu görülmüştür. Hidrofobik kaplamalı durumda ise yoğunlaşan suyun kanat üzerinde damla formunda bulunduğu ve damla çapı kanat aralığını geçtiğinde, kanatlar arasında bağlantı ya da köprü olarak adlandırılan teması gerçekleştirdiği görülmüştür.



Şekil 2.31 : Islak koşullar altında çalışan farklı kaplamalara sahip ısı değiştiricilerindeki yoğunlaşma suyu davranışı. [8]

Şekil 2.32, hava tarafı boyutsuz basınç düşümü (Δp^*) ve ısı transfer oranını (Q^*) göstermektedir. Bu değerler, hidrofilik kaplamalı ısı değiştirici ile elde edilen değerlere göre normalize edilerek hesaplanmıştır. Söz konusu şekle bakıldığında, hidrofobik ve çift kaplama uygulamalı ısı değiştiricisinin hidrofilik kaplamalı duruma göre daha yüksek basınç düşümüne sahip olduğu görülmüştür. Bu durumun nedeni, hidrofobik ve çift kaplamalı durumda damla formunda bulunan su damlasının oluşturduğu direnç ile açıklanmıştır. Hava debisi arttırıldığında, hava tarafı basınç düşümü boyutsuz parametresi değerinde düşüş gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, yüksek giriş bağıl nemi durumunda kanat üzerinde daha fazla yoğunlaşma gerçekleştiğinden basınç düşümü artmaktadır. Hava tarafında daha yüksek basınç düşümüne sahip ısı değiştiricilerinin genellikle daha yüksek ısı transfer oranına sahip olduğu, ancak hidrofobik ısı değiştiricilerinde ısı transfer oranının hidrofilik kaplamalı durumdan daha düşük olduğu belirtilmiştir. Çift kaplamalı durumdaki ısı transfer oranının, hidrofilik kaplamalı durumdan bir miktar daha az olduğu



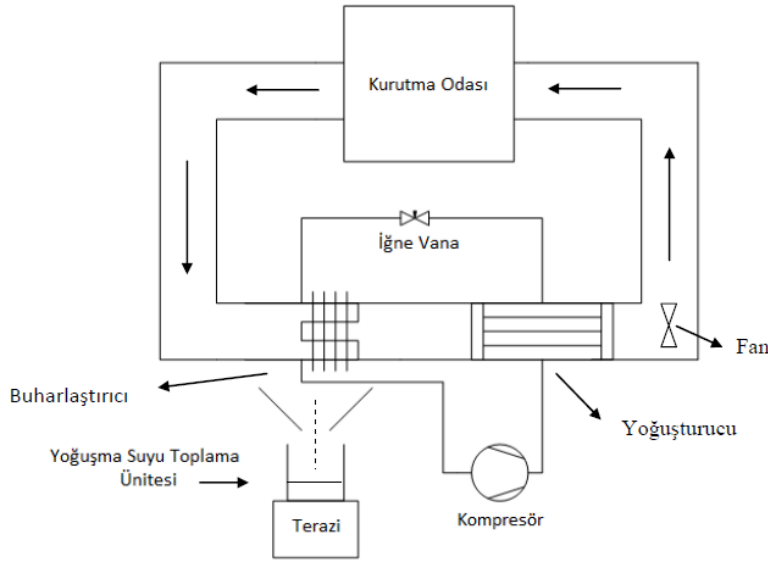
Şekil 2.32 : Islak çalışma koşulları için elde edilen hava tarafı basınç düşümü ve ısı transfer oranı boyutsuz parametreleri. [8]

Buharlaştırıcı yapısının yoğuşma sistemlerindeki etkisinin incelendiği bir diğer çalışma [9], Gökhan Sır tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, ısı pompalı kurutucularda kurutma veriminin artırılması hedeflenerek, buharlaştırıcı yapısının yoğuşma verimi ve yoğuşma hızı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yapılan bu çalışma toplam 6 bölümden oluşmaktadır. Çalışmanın ilk bölümlerinde nem alma prosedürüne, ısı pompası sistemine ve kanat kaplamalarına ait genel bilgiye yer verilmiştir. Çalışmanın son bölümlerinde ise, deneysel çalışmalara, analitik modele ve sonuçlara yer ayrılmıştır. Deneysel çalışmalarda toplam dört adet ısı değiştirici kullanılmıştır. Kullanılan ısı değiştiriciler, çizelge 2.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 2.2 : Deneyde kullanılan buharlaştırıcı çeşitleri. [9]

Buharlaştırıcı Tipi	Kaplama/Kanat Tipi
Buharlaştırıcı 1	Hidrofobik/Düz
Buharlaştırıcı 2	Hidrofobik/Dalgalı
Buharlaştırıcı 3	Hidrofilik/Düz
Buharlaştırıcı 4	Hidrofilik/Dalgalı

Çizelge 2.2’de belirtilen ısı değıştirciler, karşılaştırma yapılabilmesi açısından, aynı kanat sıklığına, aynı kanat genişliklerine, aynı boru sıra sayısına ve aynı boyutlara sahip olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.33 : Oluşturulan deney düzeneği. [9]

Deneyisel çalışmaların gerçekleştirildiği söz konusu bu düzenek şekil 2.33'te görüleceği üzere kapalı bir hava çevrimi, soğutkan çevrimi, ve su toplama ünitesinden meydana gelmektedir. Test edilen buharlaştırıcılar, hava çevrimi içerisine yerleştirilmiştir. Deneyisel çalışmalarda, hava giriş sıcaklığı 38 °C, hava giriş bağıl nemi %65, %70 ve %80 seçilmiştir. Proses havasının buharlaştırıcıya giriş hızı 1,85 m/s'de sabitlenmiştir. Yapılan deneyisel ve analitik çalışmaların sonuçları, çizelge 2.3'te belirtilmiştir.

Çizelge 2.3 : Deneyisel sonuçlarla analitik sonuçların karşılaştırılması. [9]

Buharlaştırıcı Tipi	Giriş Bağıl Nemi	Ort.Yoğuşma Verimi (%) (Deneyisel/ Analitik)	Hata Oranı (%)	Ort.Yoğuşma Hızı (g/s) (Deneyisel/ Analitik)	HataOranı (%)
Hidrofobik/Dalga lı	%65	65,1/65,8	1,07	0,42/0,47	12
	%70	72,1/74,1	2,7	0,47/0,48	2,1
	%80	76,9/78,41	1,9	0,50/0,51	2
Hidrofobik/Düz	%65	64,2/64,9	1,09	0,43/0,43	0
	%70	74,2/73,2	1,3	0,48/0,47	2,08
	%80	83,1/85,9	3,3	0,52/0,55	5,7
Hidrofilik/ Dalgalı	%65	66,2/65,1	1,6	0,41/0,49	19,5
	%70	69,1/70,8	2,4	0,46/0,53	15,2
	%80	73,2/74,5	1,7	0,49/0,56	14,2
Hidrofilik/ Düz	%65	69,17/70,5	1,9	0,44/0,45	2,27
	%70	71,44/74,0	3,5	0,49/0,47	4,1
	%80	78,53/79,1	0,7	0,56/0,56	0

Çizelge 2.3'te görüleceği üzere, tüm kanat ve kaplama tipleri için, artan bağıl nem ile birlikte, hem analitik hem de deneysel olarak hesaplanan yoğuşma verimi ve yoğuşma hızında artış görülmüştür. Bunun sonucu olarak, hava giriş bağıl nem değerinin, yoğuşma hızı ve yoğuşma verimi üzerinde önemli bir etken olduğu sonucu çıkartılmıştır. Bununla birlikte, hidrofobik kaplamalı düz kanat tipindeki buharlaştırıcıların, aynı şartlarda çalışan hidrofobik kaplamalı dalgalı buharlaştırıcılardan daha yüksek yoğuşma verimi ve yoğuşma hızına sahip oldukları görülmüştür.

2.2 Yapılan Çalışmanın Hedefi Ve Kapsamı (Literatüre Katkısı)

Bu yüksek lisans tez çalışmasından önce yapılan birçok çalışmada, nem alma koşulları ve kuru koşullar altında çalışan farklı tiplerdeki kompakt ısı değiştiricilerin hava tarafı performansları incelenmiştir. İncelemeler, farklı kanat tipleri özelinde gerçekleştirilmiştir. İncelenen kanat tiplerinin, dalgalı kanat tipi, düz kanat tipi, patlatmalı kanat tipi ve kesik kanat tipi olduğu görülmüştür. Yapılan çalışmalarda, hem ısı değiştiricilerin fiziksel özellikleri, hem de hava giriş koşulları incelenmiştir. Araştırma çıktıları olarak genellikle, hava tarafı boyutsuz parametreleri verilmiştir. Çalışmalarda incelenen ısı değiştiricisi fiziksel özelliklerinin genellikle, kanat genişliği, kanat kalınlığı, boru sıra sayısı ve ısı değiştirici boyutları olduğu görülmüştür. İncelenen hava koşullarının ise, hava giriş sıcaklığı, hava giriş bağıl nemi ve hava debisi olduğu gözlemlenmiştir. Bunun yanısıra farklı indirgeme yöntemleri geliştirilmiş ve yeni korelasyonlar oluşturulmuştur. Worachest Pirompugd ve arkadaşları [1], nem alma koşullarındaki dalgalı kanatlı tip ısı değiştiricileri için ısı ve kütle transferi karakteristiğini analize eden bir yöntemden söz etmiştir. Xiaokui Ma ve arkadaşları [2] nem alma şartlarında çalışan hidrofilik kaplı dalgalı kanat tipli ısı değiştiricilerinin hava tarafı karakteristiklerini incelemiştir. Rin Yun ve arkadaşları [3] hidrofilik kaplı kesikli kanat tipindeki ısı değiştiricilerinin hava tarafı karakteristiklerini incelemiştir. Thanh-Long Phan ve arkadaşları [4] buharlaştırıcı fiziksel özelliklerinin ve giriş bağıl neminin nervüllü kanatlı ısı değiştiricilerde hava tarafı karakteristikleri üzerindeki etkilerini incelemiştir. Xiakui Ma ve arkadaşları [5] dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerde, hidrofilik kaplamanın etkisini incelemiştir. Thirapat Kuvannarat ve arkadaşları [6], nem alma koşullarında dalgalı tip kanatlı ısı değiştiricilerde kanat kalınlığının ısı

değiştirici hava tarafı performansına etkisini incelemiştir. Huzayyin ve arkadaşları [7], nem alma şartlarındaki dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinde, hava tarafı ısı ve kütle transferi ile havanın akış karakteristiğini incelemiştir. Kyoungmin Kim ve Kwan-Soo Lee [8], ıslak ve donma şartlarındaki nervürlü kanatlı ısı değiştiricilerde hidrofilik ve hidrofobik kaplamanın hava tarafı performanslarına etkisini incelemiştir. Gökhan Sır [9], ısı pompalı kurutucularda buharlaştırıcı yapısının yoğuşma verimi ve yoğuşma hızı üzerindeki etkisini incelenmiştir. Yapılan literatür araştırması kapsamında, Gökhan Sır'ın gerçekleştirmiş olduğu çalışma [9] haricinde, ev tipi kurutucu makineleri çalışma koşulları altındaki buharlaştırıcıların incelemesine ilişkin bir çalışma ile karşılaşılmamıştır. Gökhan Sır'ın gerçekleştirmiş olduğu çalışmada [9], buharlaştırıcı yapısının nem almaya etkisi incelenmiştir. Gökhan Sır tarafından yapılan çalışmalar [9], sabit hava hızında, sabit buharlaştırıcı çalışma sıcaklığında, sabit hava giriş sıcaklığında ve üç farklı giriş bağıl neminde yapılmıştır.

Bu yüksek lisans çalışması kapsamında, farklı hava giriş sıcaklıkları, farklı hava giriş hızları, farklı hava giriş bağıl nem değerleri ve farklı buharlaştırıcı çalışma sıcaklıkları test edilmiştir. Deneysel çalışmalar kapsamında tamamlanan testler, tek bir tip ısı değiştiricisi ile gerçekleştirilmiştir. Yapılan literatür çalışmaları sonucunda, söz konusu bu parametrelerin ıslak koşullar altında çalışan buharlaştırıcılarda, nem alma performanslarına önemli etkileri olduğu görülmüştür. Bu çalışmanın yapılmasındaki amaç, ısı pompası ile çalışan nem alma sistemleri üzerinde söz konusu deney parametrelerinin nem alma performansına etkisini incelemek ve literatüre katkı sağlamaktır. Söz konusu bu farklılıkların nem alma hızı, gizli ısı oranı, birim yoğuşma için harcanan buharlaşma enerjisi ve hava tarafı performans parametreleri olan “Colburn j faktörü” ve sürtünme karakteristiği f faktörü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Deneysel çalışmalar tamamlandıktan sonra, buckingham pi teoremi kullanılarak, yoğuşma hızı korelasyonu geliştirilmiştir. Bu teorem kapsamında, deneysel çalışmalara etki eden parametrelere ait boyut analizi yapılmış olup, korelasyon kurumunda kullanılmak üzere, söz konusu deney parametrelerinden üç adet boyutsuz sayı türetilmiştir. Daha sonra elde edilen eşitlik, Sigma Plot programı ile çözümlenmiş ve boyutsuz sayıların katsayıları elde edilmiştir. Elde edilen korelasyon ile, test parametreleri çalışma değerleri arasındaki değerler için yoğuşma hızı hesabı hesaplanabilmektedir.

3. HAVADAN NEM ALMA PROSESİNİN İNCELENMESİ

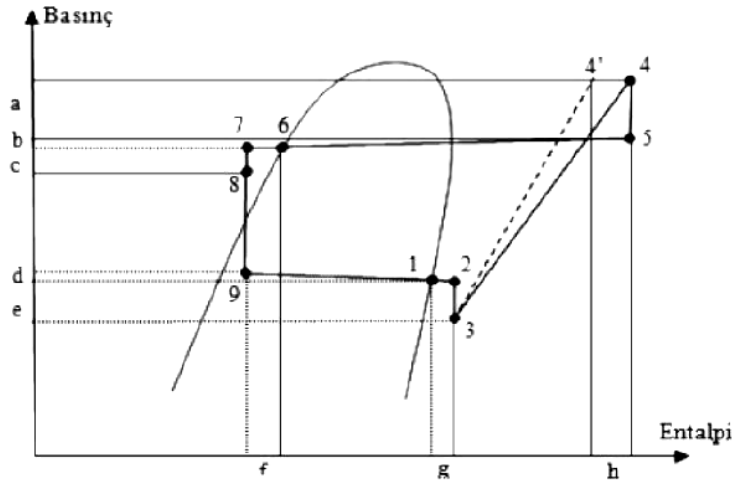
3.1 Isı Pompalı Sistemler

Isı pompasının çalışma temel prensibi, termodinamiğin ikinci yasası ile açıklamaktadır. Isı geçişi, azalan sıcaklık yönünde gerçekleşmektedir. Başka bir deyişle ısı geçişi, yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru gerçekleşmektedir. Bu yöndeki ısı geçişi kendiliğinden doğal olarak gerçekleşmektedir. Ancak, bir ortamdan kendisinden daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi kendiliğinden olamaz, bu işlemin bir soğutma makinesi aracılığıyla yapılması gerekmektedir[10]. Soğutma makinaları ile ısı pompaları arasında çalışma prensibi açısından bir fark yoktur. Soğutma makinalarında amaç soğutmak iken, ısı pompalarındaki amaç ısıtmaktır.

Isı pompalı sistemlerde, mükemmel gaz kanunu gereği, sabit bir hacimde bulunan gazın basıncının artması ile hacim içerisindeki gazın sıcaklığında artış görülür. Bu noktadan hareket ile, soğutma sistemi içerisinde basınçları kontrol ederek sistemin istenen şartlarda çalışması sağlanabilir [9]. Sistemin istenilen noktalarda çalışması, ısı pompası sisteminin kullanım amacına hizmet etmesi açısından önem teşkil etmektedir. Sistem içerisindeki basınçlar, sıkıştırma işi yapan bir kompresör ve genleşme vanası yardımı ile kontrol edilebilmektedir. Böylelikle, kurulan sistemleri optimum noktada çalıştırmak mümkün olmaktadır.

Standart bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, kompresör buharlaştırıcı içerisindeki soğutkanın buharlaşma basıncını emme kuvveti yaratarak istenilen seviyede tutmaktadır. Kompresörden çıkan soğutkan yoğunlaştırıcıya girmekte, burada sıvı faza geçerek kılcal boru üzerinden tekrar buharlaştırıcıya girmektedir [11].

Söz konusu çevrimde sıkıştırma işlemi bir kompresör aracılığı ile yapılırken, genleşme işlemi kılcal bir boru (kapileri) ya da genleşme vanası ile gerçekleşmektedir. Genleşme işleminin ideal şartlarda sabit entalpide gerçekleştiği kabul edilmektedir. Genleşme işleminden sonra, soğutkan basıncı, buharlaştırıcı çalışma basıncına düşürülmekte ve bu işlem tüm çevrim boyunca tekrar edilmektedir.



Şekil 3.1 : Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin lnP-h diyagramı.[9]

Şekil 3.1’de gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin lnP-h diyagramı üzerindeki gösterimi yer almaktadır. Harflerle ifade edilen bölgeler;

- a) Kompresör basma mekanizmasındaki basınç düşümü
- b) Basma hattı ve yoğuşturucu basınç düşümü
- c) Sıvı hattı basınç düşümü
- d) Buharlaştırıcı emiş hattı basınç düşümü
- e) Kompresör emiş düzeneği basınç düşümü
- f) Sıvı hattında aşırı soğutma
- g) Emiş hattında aşırı kızdırma
- h) Gerçek sıkıştırma durumundaki kompresör çıkışı (4) ile izentropik sıkıştırma olması durumu (4') arasındaki fark olarak gösterilmektedir. [12]

3.2 İklimlendirme

İklimlendirme, nemli havanın termodinamik özellikleri ile bu özellikleri kullanarak nemli havadaki işlemler ve şartlarla ilgilenen, termodinamiğin bir dalıdır. Atmosferik havanın tamamen kuru değildir. İçerisinde su buharı bulunmaktadır. Bu nedenle psikrometri, atmosferik havanın incelenmesinde önemli bir rol almaktadır. Özellikle iklimlendirme hesaplamalarında atmosferik hava, içindeki su buharının varlığı dikkate alınarak hesaplamalara dahil edilmektedir. Psikrometri, soğutma, iklimlendirme, nem alma ve nemlendirme sistemlerinin temelini oluşturmaktadır.

Nem alma ve iklimlendirme sistemlerinde, sıcaklık aralığı -10°C ile 50°C arasında olmaktadır. Bu sıcaklık aralığında yapılan termodinamik hesaplamalarda hava, mükemmel gaz olarak kabul edilmektedir. 50 °C sıcaklıkta, suyun doyma basıncı 12,3 kPa'dır. Bu değerden daha düşük basınçlarda, doymuş buhar halinde olsa bile su buharı çok az bir hatayla (%0,2'nin altında) ideal gaz olarak ele alınabilir. Bu durumda;

$$P_a v_a = RT \quad (3.1)$$

$$P_v v_v = RT \quad (3.2)$$

olmaktadır. Böylelikle atmosferik hava basıncı, kuru havanın (P_a) ve su buharının (P_v) kısmi basınçlarının toplamı olan, ideal bir gaz karışımı olarak incelenebilir.

$$P = P_a + P_v \quad (3.3)$$

Denklem 3.3'te ifade edilen denklemde P nemli havanın basıncını, P_a kuru havanın basıncını ve P_v su buharının kısmi basıncını ifade etmektedir. Su buharının kısmi basıncı, su buharının atmosferik hava sıcaklığı ve hacminde tek başına olması durumunda sahip olacağı basıncı göstermektedir.

3.3 Bağıl Nem Ve Mutlak Nem Kavramları

İklimlendirme ve nem alma problemlerinde, bağıl nem ve mutlak nem ifadeleri ile sıkça karşılaşılmaktadır. Bu ifadelerin doğru olarak anlaşılması, çözülen iklimlendirme ve nem alma problemlerinin doğruluğu açısından önemlidir.

Özgül nem, birim kuru hava kütlelerinde bulunan su buharı kütlesi olarak tanımlanabilir. Bu ifade, denklem 3.4'te belirtildiği gibi yazılabilir.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.4)$$

Burada ω özgül nemi, m_v nemli hava içerisindeki su buharı miktarını ve m_a kuru hava miktarı simgelemektedir.

Nemli hava içerisindeki kuru hava ve su buharı bileşenleri ideal gaz kabul edilip, denklem 3.4'teki ifadeler yeniden düzenlenirse,

$$\omega = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a} \quad (3.5)$$

denklem 3.5 elde edilmektedir. Denklem 3.5 yeniden düzenlenir ve denklem 3.3'teki ifade dikkate alınırsa özgül nem ifadesi,

$$\omega = \frac{0,622 P_v}{P - P_v} \text{ (kg su buharı/ kg kuru hava)} \quad (3.6)$$

olarak yazılmaktadır.

Nemli havanın içerisinde bulunan su buharı miktarının (m_v), aynı sıcaklıktaki havanın içerisinde bulunabilecek en çok su buharı miktarına (m_g) oranı, bağıl nem olarak adlandırılır. Bağıl nem, ϕ ile gösterilmekte ve denklem 3.7 ile ifade edilmektedir.

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / (R_v T)}{P_g V / (R_v T)} = \frac{P_v}{P_g} \quad (3.7)$$

Denklem 3.7'de yer alan suyun doyma basıncı P_g , denklem 3.8'de ifade edilmektedir.

$$P_g = P_{doyma,T} \quad (3.8)$$

Bağıl nem ile özgül nem arasındaki ilişkiyi açıklamak gerekirse, denklem 3.6 ve denklem 3.7'den yararlanmak gerekir. Bağıl nem ve özgül nem ifadeleri sırasıyla, denklem 3.9 ve 3.10'da ifade edilmiştir.

$$\phi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega) P_g} \quad (3.9)$$

$$\omega = \frac{0,622 \phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (3.10)$$

Bağıl nem değeri, havanın doygunluk kapasitesine ulaşmış olup olmadığına bir göstergesidir. Bu değer, havanın taşıdığı su buharı miktarına göre 0 ile 1 arasında değişiklik göstermektedir. Hava, bağıl nem değerinin 0 olması durumunda kuru hava, bağıl nem değerinin 1 olması durumunda ise doymuş hava olarak ifade edilir. Kuru hava, içerisinde su buharı barındırmayan hava olarak açıklanmaktadır. Bu nedenle kuru havanın özgül nem değeri 0'dır.

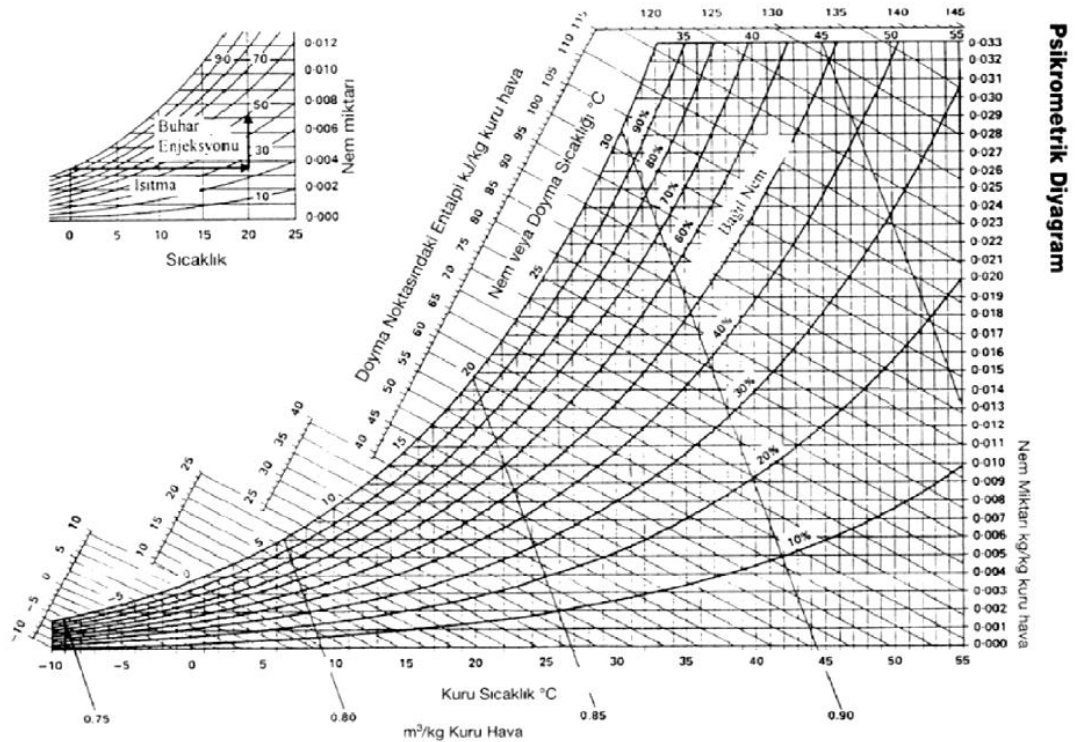
Havanın su buharı taşıma kapasitesi havanın sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Havanın kuru termometre sıcaklığı arttıkça nem taşıma kapasitesi de artmaktadır. Belirli sıcaklıktaki kuru havaya su buharı ilave edilerek özgül nem değeri, bağıl nem değeri 1'e ulaşıncaya kadar artırılabilir. Bağıl nem değeri 1'e ulaştıktan sonra yani havanın belirli bir sıcaklıktaki maksimum su buharı taşıma kapasitesine ulaşıldıktan sonra havaya su buharı ilave etmek mümkün olmaz (sabit sıcaklıkta). Bu kapasiteye ulaşmış havaya, doymuş hava denilmektedir.

3.3.1 Psikrometrik diyagram

Mühendislik hesaplamalarında, bağıl nem, mutlak nem, çiğ noktası sıcaklığı vb. değerlerin bir diyagram üzerinden okunması ve karşılaştırılması, iklimlendirme ve nem alma problemleri çözümlerinde kolaylık sağlamaktadır.

Belirli bir basınçtaki atmosferik havanın özelliklerinin, iki bağımsız özellik tarafından kesin olarak belirlenebildiği, hesaplamalar sonucu oluşturulmuş diyagramlara psikrometrik diyagramlar adı verilir.

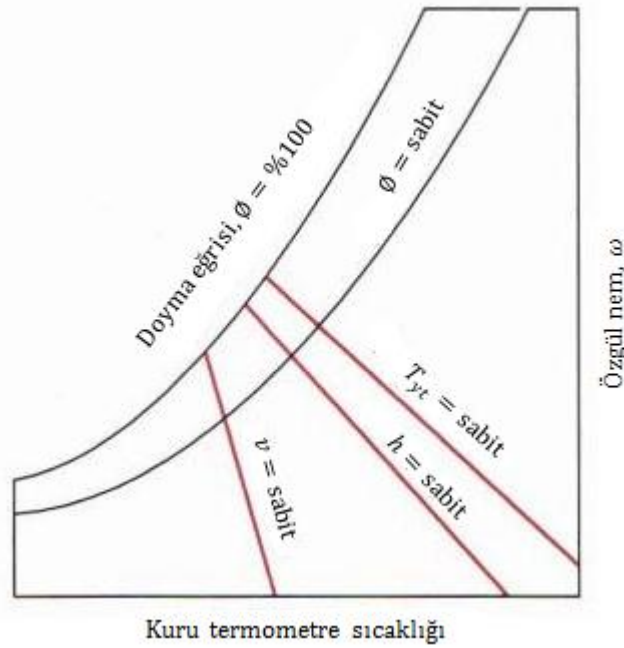
Atmosferik basınç altındaki nemli hava için oluşturulmuş psikrometrik diyagram şekil 3.2'de gösterilmektedir. Bu diyagramın alt kısmında bulunan yatay eksen, kuru termometre sıcaklığını belirtirken, dikey eksen, mutlak nem değerini göstermektedir.



Şekil 3.2 : Atmosferik basınçtaki hava için oluşturulmuş psikrometrik diyagram.

Havanın maksimum taşıyabileceği su buharı miktarı, havanın sıcaklığı ve basıncına göre değişiklik göstermektedir. Havanın sabit basınçta soğutulduğu zaman yoğuşmanın başladığı sıcaklığa havanın çığ noktası sıcaklığı ($T_{çn}$) denilmektedir. Diğer bir deyişle, çığ noktası sıcaklığı suyun söz konusu buhar basıncındaki doyma sıcaklığıdır.[10]

Psikrometrik diyagramda kuru termometre sıcaklıkları yatay eksen, özgül nemler ise dikey eksen yer almaktadır. Psikrometrik diyagramın sol bitiminde, doyma hattı eğrisi vardır. Su buharına doymuş havaya ait tüm özellikler bu eğri üzerinde yer alır. Bu nedenle söz konusu eğri aynı zamanda %100 bağıl nem eğrisidir. Psikrometrik diyagram üzerinde, eğik çizgiler yer almaktadır. Bu çizgiler, sabit entalpi (kJ/ kg kuru hava), sabit yaş termometre sıcaklığı ve sabit özgül hacim (m^3/kg kuru hava) çizgileridir. Söz konusu değerler, şekil 3.3'te yer alan şematik psikrometrik diyagram üzerinde gösterilmektedir.

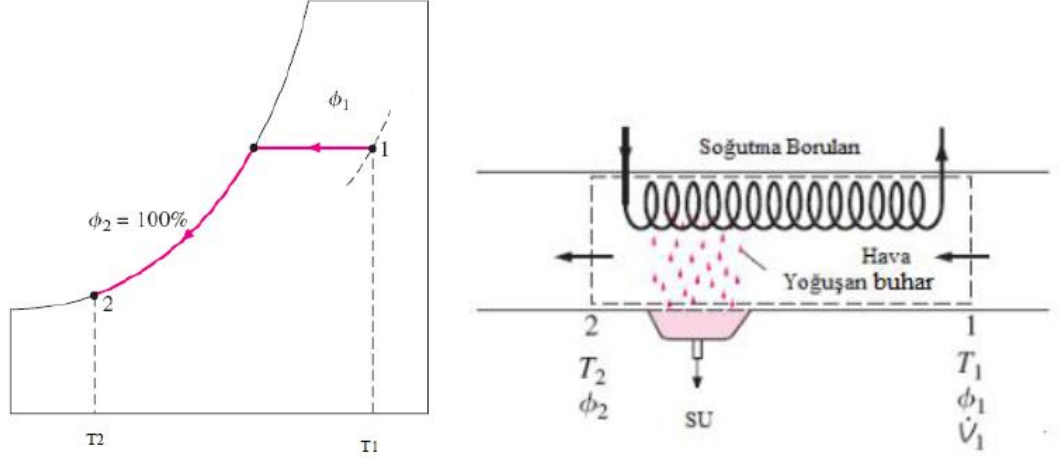


Şekil 3.3 : Psikrometrik diyagramın şematik gösterimi.

3.4 Nemli Havanın Soğutulması

Duyulur soğutma sırasında, havanın özgül nemi sabit kalır, fakat bağıl nemi artar. Nem alma işleminin gerçekleştirilebilmesi için havanın çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulması gerekmektedir. Çığ noktası sıcaklığına kadar yapılan soğutma süresince, havanın özgül nemi sabit kalmakta, çığ noktası sıcaklığın

altına inildiğinde ise özgül nemde azalma yani havadan nem alma işlemi gerçekleşmektedir. Nem alma prosesi, şekil 3.4 de, psikrometrik diyagram üzerinde ve bir kontrol hacminde şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Nemli havanın soğutulması.[10]

Nem alma sistemini, ısı pompalı nem alma makineleri üzerinden anlatmak gerekirse, şekil 3.4' te "1" ile ifade edilen nokta buharlaştırıcı öncesini temsil etmektedir. Proses havası, yoğuşturucuda ısıtılarak nem taşıma kapasitesi artırılır, bağıl nemi düşürülür. Isıtma işlemi, psikrometrik diyagram üzerinde yatay hareket ile gösterilmektedir. Dolayısıyla, bu işlem sırasında özgül nem sabit kalmaktadır. Çamaşır üzerine gönderilen sıcak hava ile çamaşır arasında ısı ve kütle geçişi gerçekleşmektedir. Böylelikle havanın bağıl nemi artar. Nemce zengin proses havası buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcı kanat yüzey sıcaklığının, psikrometrik diyagramda "2" ile gösterilmiş nokta olduğu kabul edilsin. Söz konusu bu sıcaklık, havanın o anki çiğ noktası sıcaklığından daha düşük bir noktadadır. Proses havası, buharlaştırıcıdan geçerken, sıcaklığı düşmeye başlar ve doyma eğrisine ulaşır. Bu noktadan sonra havanın sıcaklığıyla birlikte özgül nemi de düşmeye başlar. Daha sonra, doyma eğrisi üzerinden devam ederek, şekil 3.4'teki psikrometrik diyagramda "2" ile gösterilen noktaya ilerler. Buharlaştırıcıdan çıkan proses havası yoğuşturucuya gönderilerek çevrim tamamlanmış olur. Şekil 3.4'teki gibi nem alma sistemlerine kütle ve enerjinin korunumu denklemleri uygulanırsa, kütle korunumu gereği

$$\Sigma \dot{m}_g = \dot{m}_c \quad (3.11)$$

olmaktadır. Kuru havanın korunumu için eşitlik tekrardan yazılırsa,

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_2} \quad (3.12)$$

olmaktadır. Su kütlelerinin korunumu, ise

$$\dot{m}_{a_1} \omega_1 = \dot{m}_{a_2} \omega_2 + \dot{m}_{su} \quad (3.13)$$

olarak ifade edilmektedir. Denklem 3.13’de bulunan birim zamanda proses havasından uzaklaştırılan su miktarı,

$$\dot{m}_{su} = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) \quad (3.14)$$

ifadesi ile bulunmaktadır. Enerjinin korunumu yazmak gerekirse,

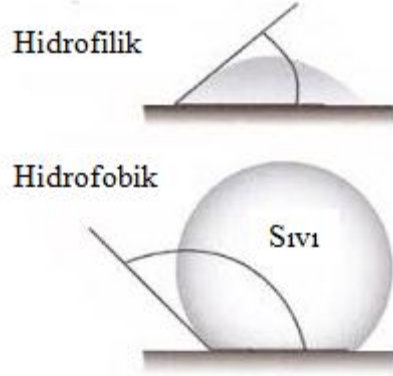
$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_f h_f - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3.15)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{a_2} h_2 - \dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{su} h_{su} \quad (3.16)$$

biçimine dönüştürülür.[10]

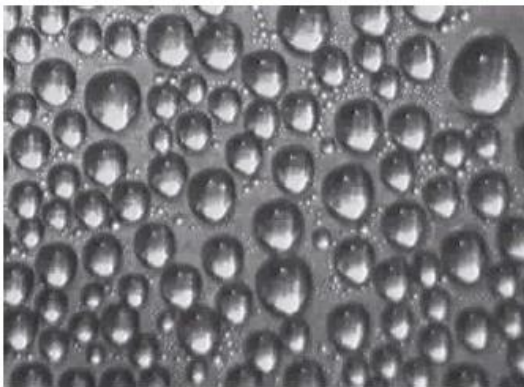
3.5 Hidrofobik Ve Hidrofilik Kaplamalar

Su damlası yüzeyde yayılma eğilimi gösteriyorsa buna hidrofilik yüzey; damla yayılmak yerine küresel bir şekilde durma eğilimi gösteriyorsa hidrofobik yüzey adı verilir. Bu yüzeyler suyla yaptıkları değme açısına göre adlandırılırlar. Değme açısı bir katının bir sıvı tarafından ıslatılma miktarının nicel ölçümüdür. Değme açısı, 90 dereceden küçükse sıvı yüzeye yayılma eğilimi göstermekte, 90 dereceden büyükse sıvı küresel bir şekil alarak sıvı üzerinde yayılma eğilimi göstermemektedir. Eğer yüzeyler bu eğilimleri çok fazla gösteriyorsa, yani su damlası tamamen yayılıyorsa ve yüzeye yaptığı değme açısı 5 dereceden küçükse (0 dereceye yaklaşıyorsa) buna süperhidrofilik; damla nerdeyse küresel bir şekilde duruyorsa ve yüzeye yaptığı değme açısı 150 dereceden büyük ise (180 dereceye yaklaşıyorsa) süperhidrofobik yüzeyler denir.[13]. Yüzey temas açıları, yüzeyler üzerinde tutunan su damlacıklarının geometrilerinin belirlenmesinde önem teşkil etmektedir. Yüzey üzerindeki damla formu, aynı zamanda yüzey üzeri hava akışını da etkilemektedir.



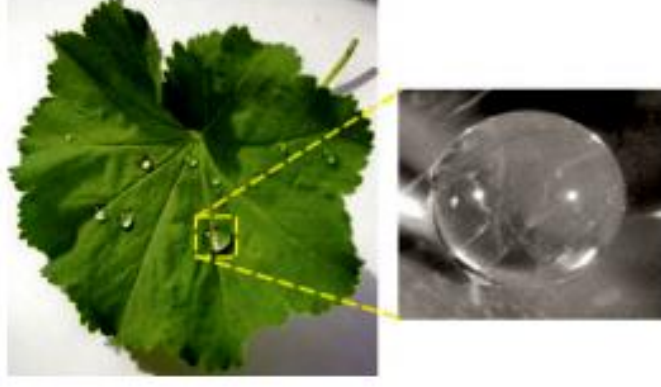
Şekil 3.5 : Hidrofilik ve hidrofobik yüzey üzerindeki sıvı davranışı.

Değme açısını etkileyen en önemli faktörler katının yüzey enerjisi ve pürüzlülüğüdür. Yüzey enerjisi, yüzey gerilimi sonucu ortaya çıkar. Bir kristal yapısı düşünülürse, bu kristalin içindeki bir atom her yönden çekme kuvvetine maruz kaldığı için kararlı bir şekilde yerini koruyabilir. Yüzey atomları için aynı durum söz konusu değildir. Yüzey atomu, içerideki bir atoma uygulanan çekme kuvvetinin belirli bir miktarını hisseder ve bu yüzden yüzeyden kopma eğilimi gösterir bu da yüzey gerilimi yaratır. Yüzey gerilimi düştükçe değme açısı da düşer. Yüzey pürüzlülüğünün artması ise hem hidrofilik hem hidrofobik özelliklerin artmasına neden olur. Çünkü kaplama tipine bağlı olarak yüzey pürüzlülüğünün artması sonucunda hidrofobik ve hidrofilik yüzeylerde suyla temas eden yüzey alanı artar ve değme açısı hidrofobik yüzeylerde artar, hidrofilik yüzeylerde ise azalır.[13]



Şekil 3.6 : Hidrofobik (solda) ve hidrofilik yüzey üzerindeki yoğuşma.[14]

Doğada birçok canlıda, hidrofobik ya da hidrofilik yüzey ile karşılaşmak mümkündür. Özellikle bitkilerde, sıkça hidrofobik yüzeyler ile karşılaşmaktadır.



Şekil 3.7 : Aslanpençesi yaprağı üzerindeki su damlacıkları.[13]

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, deneysel çalışmalarda kullanılan buharlaştırıcı hidrofobik kaplı olmakla birlikte, çalışmalar boyunca deneysel çalışmalarda aynı ısı değiştiricisi kullanılmıştır.

4. DENEY DÜZENEĞİNİN TANITILMASI

Gerçekleştirilen kaynak araştırması sonucunda, nem alma koşulları altında çalışan kompakt ısı değiştiricilerin hava tarafı performanslarının incelenmesi amacıyla birçok çalışma yapıldığı görülmüştür. Yapılan bu çalışmalarda genel olarak proses havası giriş koşullarının ve buharlaştırıcı fiziksel özelliklerinin hava tarafı performansına etkilerinin incelendiği görülmüştür. Etkileri incelenen parametrelerin; hava giriş sıcaklığı, hava giriş bağıl nemi, hava hızı, buharlaştırıcı fiziksel özellikleri ve buharlaştırıcı çalışma koşulları olduğu belirlenmiştir.

Yapılan araştırmalar sonucunda, nem almak için kullanılan ısı pompalı makinelerin çalışma koşulları altında çalışan buharlaştırıcılarda, hava giriş koşullarının ve buharlaştırıcı çalışma sıcaklığının nem alma prosesine etkisi ile ilgili literatürde her hangi bir çalışmaya rastlanmamıştır.

Bu yüksek lisans tezi kapsamında gerçekleştirilmesi planlamış olan deneysel çalışmalar, bu çalışmalar için tasarlanmış bir deney düzeneği üzerinde gerçekleştirilmiştir. Nem almak için kullanılan ısı pompalı sistemlerin çalışma koşullarını kurgulayan, tez kapsamında belirlenen deneysel parametrelerin bağımsız olarak kontrolü sağlanabilecek, kontrollü deneylerin gerçekleştirilebileceği, sıcaklık, nem, hava debisi, nem değerleri gibi parametrelerin sürekli ve anlık olarak kontrol edilebileceği bir deney düzeneği oluşturulmuştur.

4.1 Deney Düzeneği Tasarımı

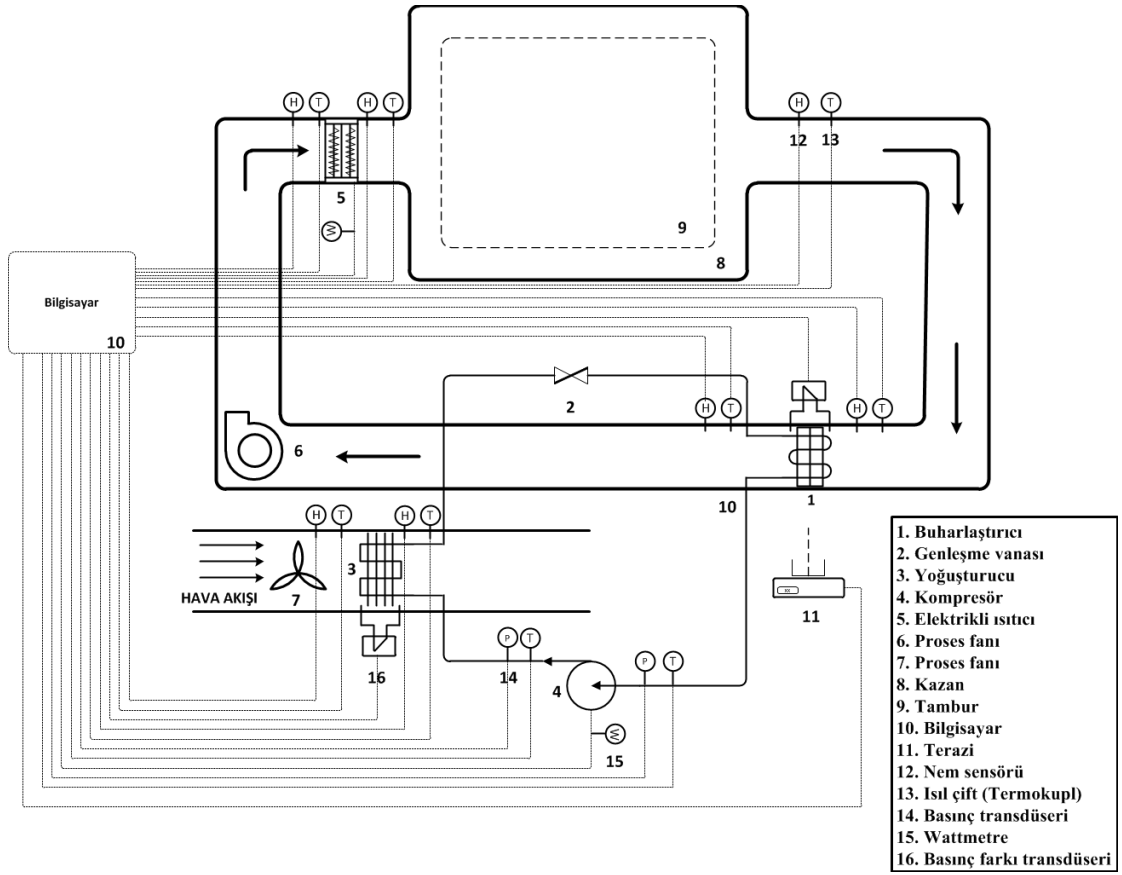
Yapılan literatür araştırmasında, nem alma şartları altında çalışan buharlaştırıcılarının hava tarafı performanslarının araştırıldığı deney düzenekleri detaylı olarak incelenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda çalışmaların, bir hava çevrimi ve bir de buharlaştırıcı çalışma sıcaklığının sabit bir değerde tutulmasını sağlayan soğutkan çevrimi ile gerçekleştirildiği görülmüştür. Bununla birlikte, denek üzerinde ölçüm alınan fiziksel ve termofiziksel büyüklükler ile bu değerlerin alındığı bölgeler detaylı olarak incelenmiştir. Yapılan tez çalışmasının, diğer literatür çalışmalarından en büyük farkı, ısı pompalı nem alma sistemleri çalışma koşullarının kurgulanıyor

olmasıdır. Dolayısıyla, literatürdeki deney düzeneklerinden farklı olarak sisteme, içerisine nem yükünün yerleştirileceği bir tambur grubu adapte edilmesi söz konusu olmuştur.

Literatür çalışmaları incelendiğinde, incelenen buharlaştırıcıların genellikle bir su banyosu veya bir “chiller” sistem ile şartlandırıldığı gözlemlenmiştir. Buharlaştırıcı giriş borusundan, su banyosunda şartlandırılmış su verilerek buharlaştırıcı soğutkan sıcaklığı sabit tutulmuştur. Bu tez çalışmasında ise, buharlaştırıcının şartlandırılması amacıyla buharlaştırıcı, bir ısı pompası çevrimine bağlanmıştır. Söz konusu bu çevrim; bir buharlaştırıcı, bir yoğuşturucu, bir kompresör, bir genişleme vanası ve sistem içerisinde dolaşan soğutkandan oluşmaktadır. Oluşturulan deney düzeneği ısı pompası sisteminde soğutkan olarak R134a kullanılmıştır.

Isı pompalı nem alma makinelerinde, havadaki nemin yoğuşturulması için kullanılan buharlaştırıcı ile havanın ısıtılması için kullanılan yoğuşturucu, makine içerisinde arka arkaya bulunmakta, dolayısıyla da aynı hava çevrimi içerisinde yer almaktadırlar. Bu komponentlerin çalışma koşullarındaki değişiklikler (örneğin çalışma sıcaklıkları) hem soğutkan hattı üzerinden hem de hava hattı üzerinden birbirlerini etkiler niteliktedir. Dolayısıyla bu çalışmada, sadece buharlaştırıcının etkisini incelemek için ısı pompası yoğuşturucusu, hava kanalının dışına alınmıştır. Bu nedenle, tez çalışması kapsamında planlanan testlerin, kontrollü deney çerçevesinde gerçekleştirilmesi için bu komponentler farklı iki hava kanalı dolayısıyla da farklı iki hava çevrimi içerisine yerleştirilmesi planlanmıştır. Söz konusu bu çevrimlerin biri kapalı diğeri ise açık hava çevrimi olacak şekilde tasarlanmıştır. Kapalı çevrimde, havanın ısıtılması için kullanılan yoğuşturucu yerine direnç tipi ısıtıcı yerleştirilmiştir. Isıtıcı gücü kontrolü ise bir reosta yardımı ile yapılması planlanmıştır.

Yukarıda bahsedilen tüm bu tasarım kriterleri ve kısıtları çerçevesinde bir test düzeneği tasarlanmıştır. İlk olarak taslak halinde hazırlanan bu tasarım daha sonra bilgisayar ortamında katı model olarak detaylandırılmıştır. Katı model oluşturulduktan sonra, prototipleme çalışmalarına hazır hale getirilmiştir ve prototip parçalarının imalatı gerçekleştirilmiştir. Daha sonra tüm parçalar bir araya getirilerek düzenek kulumu tamamlanmıştır. Tasarlanan deney düzeneğine ait taslak çizim şekil 4.1’de gösterilmiştir. Taslak çizim üzerindeki komponentler, şekil içerisinde belirtilmiştir.



Şekil 4.1 : Tasarımı yapılan deney düzeneğine ait taslak çizim.

Şekil 4.1’de görüleceği üzere, tasarlanan deney düzeneği temel olarak dört ayrı kısımdan oluşmaktadır. Bu kısımlar sırasıyla açık hava çevrimi, kapalı hava çevrimi, soğutkan çevrimi ve veri toplama ünitesidir.

Bu bölümde, her bir bölüm ayrı ayrı ele alınıp, bölümlerde bulunan komponentler detaylı olarak açıklanmıştır.

4.1.1 Kapalı hava çevrimi

Kapalı hava çevrimi, içerisine nem kaynağı olarak kullanılan çamaşırların konulduğu bir kazan ve tambur grubu, proses havasının dolaştığı hava kanalı, test edilen buharlaştırıcı, havayı ısıtmak için kullanılan direnç tipi bir ısıtıcı, havanın sistem içerisinde belirli bir debiyle dolaşmasını sağlayan proses fanı, destek buhar kaynağı olarak kullanılan bir buhar jeneratörü ve sistem üzerine yerleştirilmiş sensörlerden oluşmaktadır. Kapalı çevrime ait detaylar, şekil 4.2’ de görülmektedir. Şekilden görüleceği üzere, havanın ısıtılması için, yoğuşturucu yerine hava kanalı içerisinde bulunan direnç tipi ısıtıcıdan yararlanılmıştır.



Şekil 4.2 : Kapalı hava çevrimi.

Isı pompası sistemi elemanlarından buharlaştırıcı, söz konusu bu kapalı çevrim içerisinde yer almaktadır. Buharlaştırıcıda yoğunlaşan su, drenaj hattına aktarılmakta, sonrasında da bir hortum vasıtası ile hava kanalından dışarıya alınmaktadır. Dışarıya alınan yoğunlaşma suyu, bir terazi ile ağırlığı anlık olarak ölçülen bir kovada toplanmaktadır. Yoğunlaşma suyunun toplandığı kova ve ölçüm yapılan terazi, şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Terazi.

Şekil 4.4'te, kapalı çevrim hava kanalı, test edilen buharlaştırıcı görülmektedir. Buharlaştırıcı önünde ve arkasında toplam 6 adet nem sensörü ve ısı çifti bulunmaktadır. Nem sensörü yerleşimleri, bölüm 4.1.4'te açıklanmıştır.



Şekil 4.4 : Test edilen buharlaştırıcı ve içerisinde bulunduğu hava kanalı.

Şekil 4.2’de gösterilen proses fanı, kapalı çevrim içerisinde bir hava dolaşımı sağlamaktadır. Söz konusu bu dolaşım ile proses havası ilk olarak direnç tipi ısıtıcıdan geçmekte sonrasında kazan tahrik grubu içerisine gönderilmektedir. Çamaşır ile temas eden proses havası, üzerindeki su yoğunlaştırılmak üzere buharlaştırıcıdan geçmektedir. Proses fanı doğru akım kaynağı ile 0 – 10 Volt DC arasındaki değerler ile sürülerek, istenilen kapalı çevrim debisi sağlanmıştır. Doğru akım üretici şekil 4.5’te gösterilmiştir.



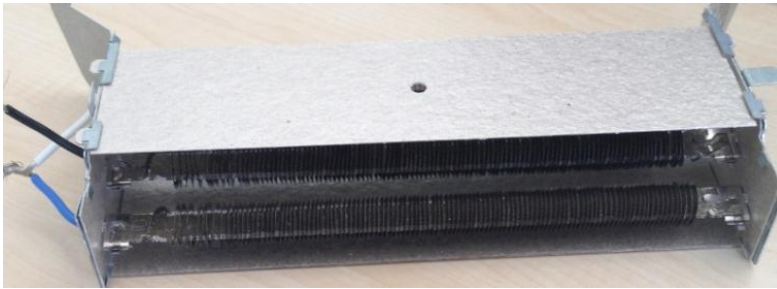
Şekil 4.5 : Doğru akım güç kaynağı.

Yapılan testler sırasında, içeriye atılan nemli çamaşırların bir süre sonra kuruyacağı ve yeterli hava giriş bağıl nemi sağlanamayacağı ön görülmüştür. Sisteme eklenen buhar jeneratörü sayesinde sabit hava giriş koşullarını sağlamaya ilişkin problemin önüne geçilmiştir. Buhar jeneratörünün sisteme girişi, kazan tahrik grubunun ısıtıcı komponenti üzerinden gerçekleştirilmiştir. Sisteme adapte edilen buhar jeneratörü şekil 4.6’da gösterilmektedir.



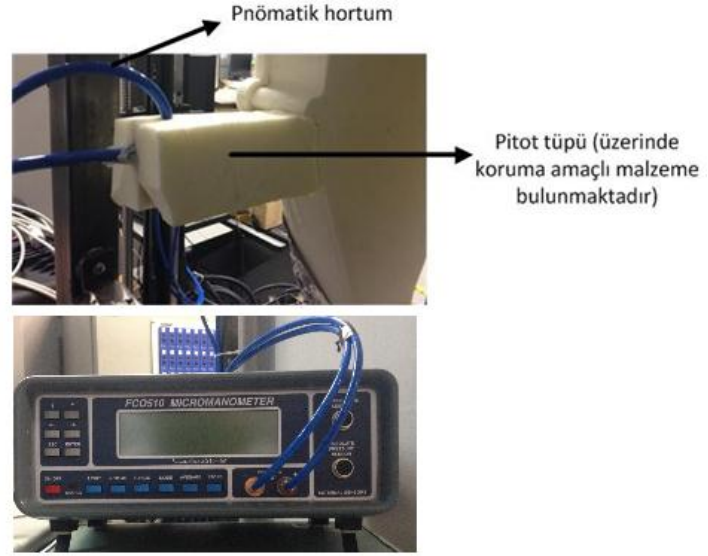
Şekil 4.6 : Buhar jeneratörünün kapalı çevrime bağlantısı.

Isı pompalı kurutucu makinalarda buharlaştırıcı ve yoğuşturucu, sistem üzerinde arka arkaya bulunmaktadır. Proses havası, önce buharlaştırıcıdan ardından da yoğuşturucudan geçmektedir. Tez çalışması kapsamında planlanan kontrollü deneylerin gerçekleştirilebilmesi için, farklı ısıtma kapasitelerine ihtiyaç duyulacağı öngörülmüştür. Dolayısıyla ısıtma kapasitesinin bağımsız olarak kontrolünün gerçekleştirilebilmesi için yoğuşturucu, kapalı çevrimin dışına çıkartılmış, bu komponentin yerine direnç tipi bir ısıtıcı yerleştirilmiştir. Fanın hemen sonrasına yerleştirilmiş şekil 4.7’de gösterilen 2000 W kapasiteli direnç tipi ısıtıcı, bir reosta yardımı ile kontrol edilerek yapılan deneyler sırasında farklı ısıtma kapasiteleri sağlanmıştır.



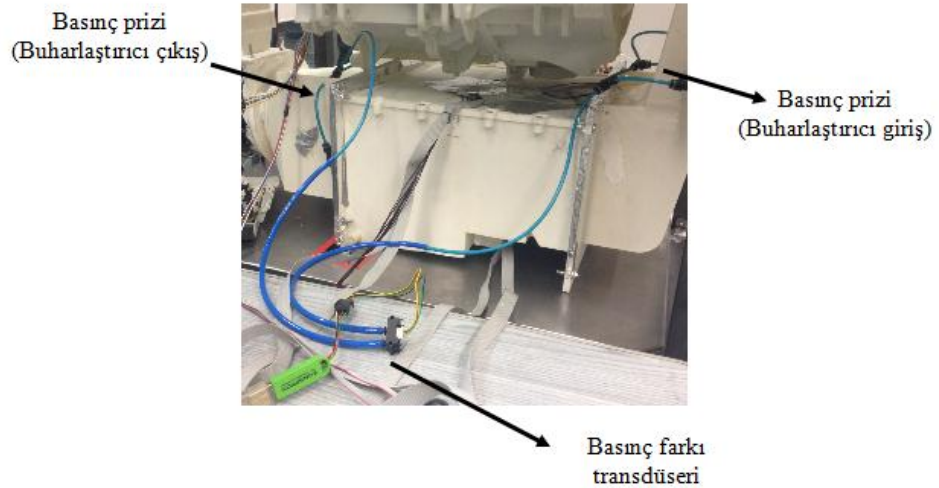
Şekil 4.7 : Direnç tipi ısıtıcı.

Kapalı çevrimin debisi, sistem üzerine yerleştirilmiş sabit bir pitot tüpü ile ölçülmektedir. Pitot tüpü tarafından sabit bir noktadan okunan hız değeri yardımı ile, sistemin debisi ölçülmektedir. Ölçüm yöntemi ileriki bölümlerde anlatılmış olup bu bölümde sadece sensör ve yerleşimlerine yer verilmiştir. Sistem üzerine yerleştirilmiş hareketsiz pitot tüpü ve pitot tüpünün bağlı olduğu mikromanometre şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : Mikromanometre ve pitot tüpü.

Sistem üzerinde, hava tarafı performans faktörlerinden f 'nin hesaplanabilmesi için, buharlaştırıcının hava tarafı basınç düşümü ölçülmesi gerekmektedir. Bu değerin ölçülebilmesi için, hava kanalı üzerine buharlaştırıcının öncesi ve sonrasında olacak şekilde hava kanalına basınç prizleri oluşturulmuş bu prizler pnömatik hortumlar ile basınç farkı transdüserine bağlanmıştır. Basınç farkı transdüseri veri alma ünitesine bağlanılmış olup, bu sensörden anlık olarak data alınmaktadır. Hava kanalı üzerinde oluşturulan basınç prizleri ve bağlı oldukları basınç farkı transdüseri şekil 4.9'da gösterilmiştir.



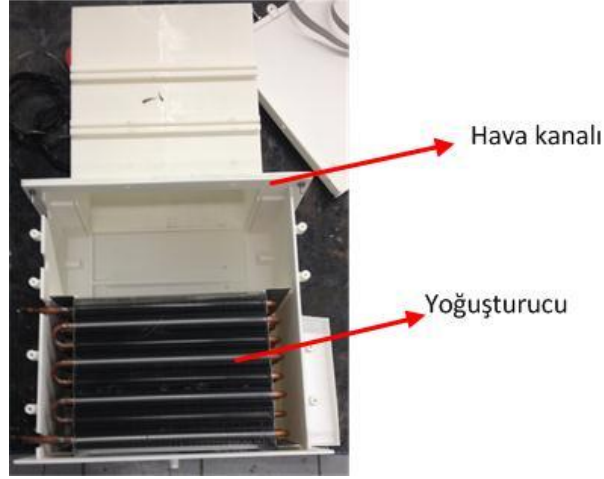
Şekil 4.9 : Basınç prizleri ve basınç farkı transdüseri.

Basınç prizleri oluşturulurken, hava kanalı üzerinde ölçüm yapılacak kesidin ortalama basınç değerini okuması hususuna dikkat edilmiştir. Ölçüm yapılacak kanal

kesidinin dört bir yüzeyine basınç prizi oluşturulmuş olup pnömatik hortumlar yardımı ile bu prizler birbirlerine paralel bağlanmıştır.

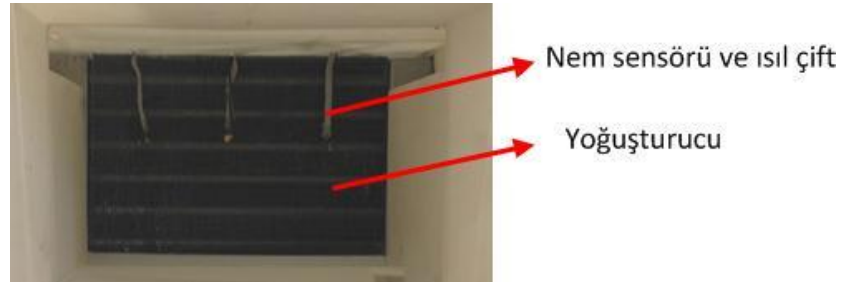
4.1.2 Açık hava çevrimi

Açık hava çevrimi, proses havasının dolaştığı hava kanalı, ısı pompası sistem elemanlarından olan yoğuşturucu ve de sistem içerisinde hava akışını sağlayan proses fanından oluşmaktadır. Açık hava çevrim, şekil 4.10’da belirtilmiştir.



Şekil 4.10 : Açık hava çevrimi ve yoğuşturucu prototipleme çalışmaları.

Yoğuşturucu giriş ve çıkış bölgesinde toplam 6 adet nem sensörü ve ısı çift (termokupl) yerleştirilmiştir. Bu veriler anlık olarak takip edilmektedir.



Şekil 4.11 : Yoğuşturucu ve açık çevrim üzerinde bulunan sensörler.

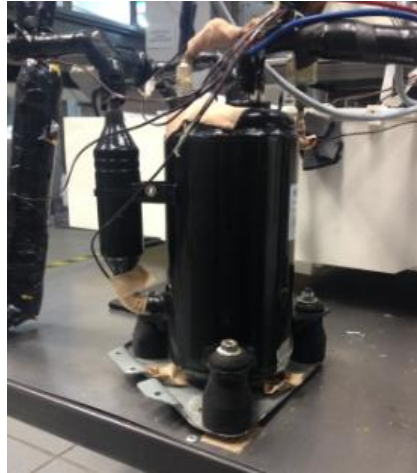
Bu çevrimde dolaşan hava ile kapalı çevrim havası birbirine karışmamaktadır. Her iki çevrimde de proses fanı bulunmaktadır. Bu çevrimin oluşturulmasının temel amacı, ısı pompası sisteminin elemanlarından olan yoğuşturucu üzerinden bir hava akımı geçirilmesi ve bu şekilde de yoğuşturucu ısısının sistemden atılması bu şekilde de termodinamiksel çevrimin tamamlanmasıdır. Isı pompalı kurutma makinelerinde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu aynı hava kanalı içerisinde bulunmaktadır. Ancak bu durum kontrollü deney imkanını kısıtlamaktadır. Bu nedenle, bölüm 4.1’de

bahsedildiği üzere yoğuşturucu, kapalı hava çevriminden ayrılarak yapılan testler esnasında şartlandırılması için ayrı bir açık çevrim içerisine yerleştirilmiştir.

4.1.3 Soğutkan çevrimi

Yapılan literatür araştırmalarında, çalışma kapsamında test edilen buharlaştırıcıların, bir soğutma çevrimi ya da bir su banyosu kullanılarak gerçekleştirildiği görülmüştür. Bu yüksek lisans çalışmasında test edilen buharlaştırıcı, buhar sıkıştırıcı soğutma çevrimi ile şartlandırılmıştır. Bu çevrim; bir buharlaştırıcı, bir yoğuşturucu, bir genişleme elemanı ve çevrim içerisinde basınç farkı oluşturan bir kompresörden meydana gelmektedir.

Buharlaştırıcı çalışma sıcaklığı, test parametreleri arasında yer almaktadır. Hem farklı ısı kapasiteleri karşılayabilmek hem de buharlaştırıcı çalışma sıcaklığını testler sırasında sabit tutabilmek amacıyla değişken devirli “rotary” kompresör kullanılmıştır. Kompresöre ait görüntü şekil 4.12’de yer almaktadır.



Şekil 4.12 : Soğutkan çevriminde kullanılan değişken devirli kompresör.

Sistem üzerinde kullanılan kompresörün değişken devirli olması nedeniyle, devir kontrolünün sağlanması için bir sürücü kullanılmıştır. Kullanılan sürücü şekil 4.13’te belirtilmiştir.



Şekil 4.13 : Değişken devirli kompresör sürücüsü.

Test edilen buharlaştırıcı, kapalı çevrim içerisinde bulunduğundan dolayı buharlaştırıcı sıcaklığında oluşabilecek en küçük bir değişik hem proses hava sıcaklığını hem de proses havası bağıl nemini etkilemektedir. Bu nedenle buharlaştırıcı sıcaklığının sabit tutulması hem kararlılık hem de diğer parametrelerin sabit değerlerde tutulabilmesi açısından önem teşkil etmektedir. Testler esnasında buharlaştırıcı sıcaklığı kontrolü iğne valf aracılığı ile gerçekleştirilmiştir. Soğutma çevrimi üzerinde bulunan iğne valf, şekil 4.14’te gösterilmiştir.



Şekil 4.14 : İğne valf.

Testler esnasında buharlaştırıcının tamamının çift faz soğutkan ile dolu olmasına dikkat edilmiştir. Bu nedenle, çalışma esnasında kompresör devri ve genişleme miktarları değiştirilerek kapasite ve soğutkan debisine müdahale edilmiş ve buharlaştırıcının tamamının çift faz soğutkan ile dolu olması sağlanmıştır.

4.1.4 Veri toplama ünitesi

Deney düzeneği kurulumu tamamlandıktan sonra ilk olarak, sistem üzerindeki sensörlerin montajı ve bağlantıları gerçekleştirilmiştir. Sensörlerin bir kısmı veri toplama panosuna direkt olarak bağlanırken, geri kalan kısım kendi arayüzleri aracılığı ile bilgisayara bağlanmıştır. Panonun dış kısmında, ısı çiftlerinin (termokupl) kolay takılıp çıkartılabilmesi için prizler bulunmaktadır. Veri toplama ünitesi sayesinde, pano üzerine bağlanmış ısı çift ve şayet varsa basınç transdüserlerinden gelen elektriksel sinyaller Agilent 34970A marka veri toplama cihazı ile anlık olarak toplanmakta, bilgisayar üzerinden görüntülenebilmekte ve de kaydedilebilmektedir. Bunun yanısıra, elektrik panosu üzerindeki 230 V alternatif akım prizlerine takılan tüketicilere ait güç, enerji ve akım değerleri ile panoya beslenen gerilim ve frekans

değerleri de bilgisayar üzerinden izlenip kaydedilebilmektedir. Veri toplama ünitesi şekil 4.15’te belirtilmiştir.



Şekil 4.15 : Veri toplama ünitesi.

Deneyler esnasında, proses hava kanallarının farklı noktalarından bağıl nem değerinin okunabilmesi için Sensirion marka nem sensörleri kullanılmıştır. Nem sensörleri, çıkış olarak dijital sinyal üretmektedirler. Bu nedenle, ölçülen nem değerleri bir elektronik kart vasıtasıyla okunabilmekte ve okunan verilen RS-232 bağlantı kablosu ile bir bilgisayara aktarılabilmektedir. Nem sensörlerinin bağlı olduğu elektronik kart şekil 4.16’da gösterilmiştir.



Şekil 4.16 : Nem sensörü elektronik kartı.

Deney düzeneğinde kullanılan ve dijital sinyal diğer sensörler sırasıyla, terzi, basınç farkı transdüseri, nem sensörü ve mikromanometredir. Dijital verilerin bilgisayara aktarımı RS-232 veya USB kablosu ile gerçekleştirilmiştir.

Sistem üzerinde bulunan tüm sensörlerden, aynı anda veri alınabilmesi, yapılan analizler açısından önem teşkil etmektedir. Bu nedenle HP VEE programı

aracılığıyla bir veri alma uygulaması oluşturulmuştur. Bu uygulama yarımı ile, deneyler sırasında ölçülen tüm değerler (sıcaklık, nem, debi vb.) anlık olarak bilgisayar ekranından görüntülenebilmekte ve ölçüm yapılan ana ait veri satırına kaydedilmektedir. Şekil 4.17’de, yazılan veri alma uygulamasına ait ekran görüntüsü bulunmaktadır. Görüntü, deneme amaçlı yapılmış ölçüm verilerine aittir.



Şekil 4.17 : HP VEE yazılımı arayüzü.

Bu veri alma uygulaması sayesinde, sensörlerden okunan tüm değerler tek bir program arayüzü üzerinden kontrol edilmiştir.

Sistem üzerinde bulunan sensörler ve miktarları, çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 : Düzenekte bulunan sensörler ve miktarları.

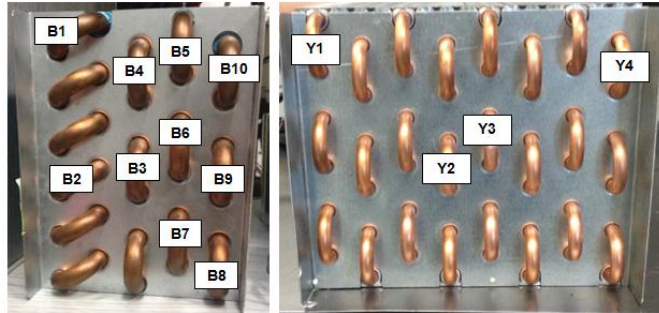
Sensör İsmi	Miktar [adet]
Isıl çift (termokupl)	35
Nem sensörü	14
Mikromanometre	1
Basınç farkı transdüseri	1
Terazi	1

Sistem üzerinde bulunan ısıl çiftlerin (termokupl) bir kısmı hava hattı üzerinden havanın sıcaklığını ölçerken, bir kısmı da buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı bakır boru dönüşlerine yerleştirilmiş olup, soğutkan borusu sıcaklığını, dolayısıyla da yaklaşık olarak soğutkan sıcaklığını ölçmektedir. Kullanılan nem sensörleri ise hava tarafına yerleştirilmiş olup, havanın bağıl nemini ölçmektedir. Özellikle ısı değiştirici giriş ve çıkışlarında birden fazla nem sensörü ve ısıl çift (temokup) kullanılmıştır. Hesaplamalarda, aynı kesitte ölçüm yapan ısıl çift ve nem sensörü değerlerinin ortalamaları kullanılmıştır. Sistem üzerinde bulunan ısıl çiftlere ait liste çizelge 4.2’de verilmiştir. Söz konusu çizelgeden de görüleceği üzere, deney düzeneğinde toplam 52 adet sensör kullanılmıştır.

Çizelge 4.2 : Isıl çift (termokupl) listesi.

Isıl Çift İsmi	Soğutma Çevrimi Tarafı	Isıl Çift İsmi	Hava Tarafı
B1	Buhar. Giriş	BG1	Buhar. Giriş 1
B2	Buhar. 4.P	BG2	Buhar. Giriş 2
B3	Buhar. 8.P	BG3	Buhar. Giriş 3
B4	Buhar.9.P	BÇ1	Buhar. Çıkış 1
B5	Buhar. 10.P	BÇ2	Buhar. Çıkış 2
B6	Buhar. 11.P	BÇ3	Buhar. Çıkış 3
B7	Buhar. 12.P	YG1	Yoğuş. Giriş 1
B8	Buhar. 13.P	YG2	Yoğuş. Giriş 2
B9	Buhar. 14.P	YG3	Yoğuş. Giriş 3
B10	Buhar. Çıkış	YÇ1	Yoğuş. Çıkış 1
Y1	Yoğuş. Giriş	YÇ2	Yoğuş. Çıkış 2
Y2	Yoğuş. 11P	YÇ3	Yoğuş. Çıkış 3
Y3	Yoğuş. 14P	KG1	Kazan Giriş 1
Y4	Yoğuş. Çıkış	KG2	Kazan Giriş 1
A1	1.Akü Çıkış	O1	Ortam 1
K1	Komp. Dönüş	O2	Ortam 2
A2	2. Akü Çıkış	O3	Ortam 3
K2	Komp. Kafa		
K3	Komp. Çıkış		

Soğutkan hattı üzerinden okunan sıcaklıklar, buharlaştırıcı ve yoğuşurucu üzerindeki dönüşlere lehimlenmiş ısıl çiftler (termokupl) aracılığı ile sağlanmıştır. Deneysel çalışmalar sırasında incelenen komponent buharlaştırıcıdır. Dolayısıyla buharlaştırıcı içerisindeki soğutkanın kızgın buhar bölgesine geçmemiş olması, yapılan hesapların doğruluğu ve ölçülen değerlerin karşılaştırılabilir olması açısından önemlidir. Bu nedenle, buharlaştırıcı çıkış bölgesine yakın boru dönüşlerinin her birine birer ısıl çift yerleştirilmiştir. Isı değiştiriciler üzerindeki ısı çiftler şekil 4.18’de gösterilmiştir.



Şekil 4.18 : Isı değiştiriciler üzerindeki ısı çiftler (termokupl).

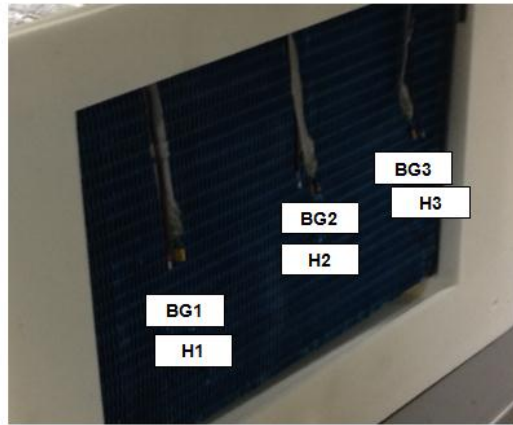
Hava tarafına yerleştirilmiş olan Sensirion marka nem sensörleri aynı zamanda havanın sıcaklığını da ölçmektedir. Kullanılan ısıl çiftlerin (termokupl) kuru

termometre sıcaklığını daha hassas ölçmesi nedeniyle, hava hattı üzerine yerleştirilen her bir nem sensörünün yanına bir de ısıl çift (termokupl) yerleştirilmiştir. Hava hattı üzerine yerleştirilmiş olan nem sensörleri, çizelge 4.3’te belirtilmiştir.

Çizelge 4.3 : Nem sensörü listesi.

Nem Sensörü İsmi	Bulunduğu Bölge
H1	Buhar. Giriş 1
H2	Buhar. Giriş 2
H3	Buhar. Giriş 3
H4	Buhar. Çıkış 1
H5	Buhar. Çıkış 2
H6	Buhar. Çıkış 3
H7	Yoğuş. Giriş 1
H8	Yoğuş. Giriş 2
H9	Yoğuş. Giriş 3
H10	Yoğuş. Çıkış 1
H11	Yoğuş. Çıkış 2
H12	Yoğuş. Çıkış 3
H13	Kazan Giriş 1
H14	Kazan Giriş 2

Şekil 4.19’da buharlaştırıcı girişine yerleştirilen ısıl çift ve nem sensörleri gösterilmiştir.



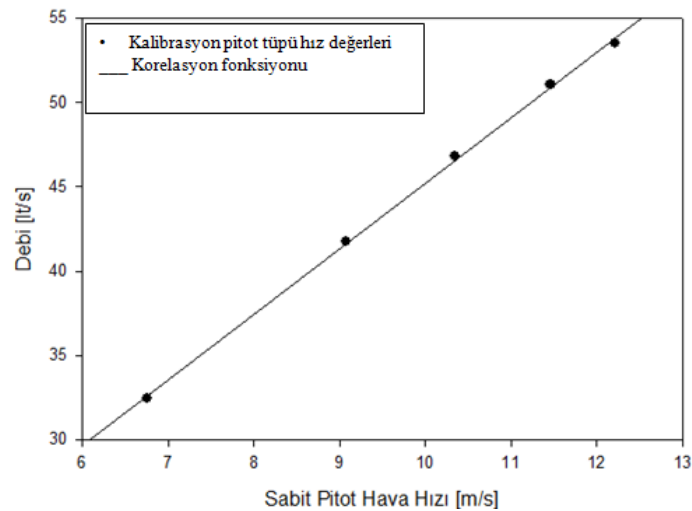
Şekil 4.19 : Buharlaştırıcı girişi nem sensörü ve ısıl çift yerleşimi.

Tasarlanan deney veri toplama programı aracılığı ile testler sırasında tüm sensörlerden aynı anda 5 sn’de bir veri alınmaktadır. Alınan tüm veriler “Microsoft Office Excel” programı çalışma kitabına kaydedilmektedir. Kaydedilen çalışma sayfasının ilk sütununda süre bilgisi yer almaktadır. Excel çalışma sayfasındaki her satır, ilgili ölçüm anını temsil etmektedir. Sensörlerden alınan ölçüm değerleri, ölçüm yapılan zamana ait ilgili satırda yer almaktadır.

4.2 Debi Ölçümü

Isı pompalı kurutma makinesinin çalışma koşullarını belirleyen parametrelerden biri de proses hava debisidir. Bu parametre, deneysel çalışmalar kapsamında test edilen parametreler arasında yer almaktadır. Debi değerin anlık olarak ölçülmesi, çalışılan debi değerinin bilinmesi ve bu değerin deney esnasında sabit kaldığından emin olunması açısından gereklidir. Yapılan analitik hesaplamalarda da proses hava debi değeri kullanılmıştır. Tüm bu nedenlerden dolayı, proses hava debisinin bilinmesi önem teşkil etmektedir.

Kurulmuş olan deney düzeneğinin kapalı hava çevriminde bulunan fan, bir DC gerilim kaynağı ile kontrol edilmektedir. Söz konusu proses fanı, 0-10 Volt DC gerilim ile beslenmektedir. Uygulanan gerilim değerlerine göre fanın çalışma eğrisindeki çalışma noktası değişmekte, buna karşılık bağlı olduğu sistemin hava debisi değişmektedir. Kapalı hava çevriminin debisi ölçülmek için hava kanalı üzerinde proses fanından yeterince uzak bir noktaya bir pitot tüpü sabitlenmiştir. Söz konusu pitot tüpü, hareket etmeyecek şekilde hava kanalına sabitlenmiş ve mikromanometreye bağlanmıştır. Bu pitot tüpünü kalibre etmek için, başka bir pitot tüpü ile hava kanalı üzerinde uygun bir noktadan ölçüm yapılmıştır. Daha sonra, hava kanalı üzerine sabitlenmiş pitot tüpü ile kalibrasyon için ölçüm alan pitot tüpü arasında bir korelasyon kurulmuştur. Kalibrasyon ölçümleri için, proses fanı 5 ayrı DC gerilim değerinde çalıştırılmıştır. Alınan ölçümler neticesinde bu 5 noktadan geçecek bir eğri uydurularak bir debi ölçüm korelasyonu elde edilmiştir. Yapılan korelasyona ait grafik, şekil 4.20’de gösterilmiştir.



Şekil 4.20 : Sistem debisi ölçümlerinde sabit pitot tüpü için kurulan korelasyon.

Yapılan bu korelasyon neticesinde kapalı hava çevrimi proses hava debi değeri, hassas bir şekilde ölçülebilir duruma gelmiştir. Bununla birlikte, deney esnasında gerçekleşebilecek olası debi değişimleri de anlık olarak takip edilip kontrol edilebilmektedir.

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Isı pompalı nem alma makinelerin çalışma şartlarının ve buharlaştırıcı giriş sıcaklığının nem alma sistemleri üzerindeki etkisi incelemek amacıyla, bu yüksek lisans tezi kapsamında deneysel çalışmalar planlanmıştır.

Isı pompalı nem alma makinelerinde kurutma prosesi, çevrim boyunca takip edildiğinde, hem nem alma hızında hem de enerji tüketimlerinde değişiklikler olduğu görülmektedir. Özellikle buharlaştırıcı çalışma sıcaklığındaki değişikliklerin enerji tüketimi, kurutma süresi ve dolayısıyla da nem alma hızlarını etkilediği, yapılan araştırma geliştirme çalışmalarında görülmektedir.

Isı pompalı nem alma makinelerinde proses hava hızı, tamburu döndüren kayış kasnak mekanizmasına bağlı bir fan yardımı ile belirlenmektedir. Dolayısıyla, tambur dönüş hızında yapılan bir değişiklik, dolaylı olarak proses hava debisini de etkilemektedir. Değişen proses hava debisi, ısı pompası çalışma noktası tarafında da değişikliklere neden olmakta, bunun sonucu olarak ta enerji tüketimi ve kurutma sürelerini etkilemektedir. Isı pompası sistem çalışma noktasındaki değişiklikler her iki komponenti (buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı) de etkilediği için, özellikle yoğunlaştırıcı sıcaklıklarındaki değişim, buharlaştırıcı girişi hava sıcaklıklarını doğrudan etkilemektedir. Buharlaştırıcı giriş bölgesinde hava tarafı sıcaklık veya nem değerlerindeki değişim ile buharlaştırıcı kapasitesi değişmektedir. Bu değişiklik ısı pompası çevrimi çalışma noktalarını etkilemektedir. Görüleceği üzere, ısı pompası sistemi ya da hava çevrimi çalışma koşullarındaki bir değişiklik, tüm sistemi etkilemektedir. Bahsedilen tüm bu etkilerin incelenebilmesi için, bölüm 4'te anlatılan deney düzeneğinde yapılmak üzere test parametreleri belirlenmiştir. Ve her bir parametre için denenecek şartlar planlanmış, bunun sonucunda da bir test matrisi oluşturulmuştur. Deneysel çalışmalar süresince tek bir tip buharlaştırıcı kullanılmıştır. Kullanılan buharlaştırıcıya ait detaylar çizelge 5.1'de belirtilmiştir. Söz konusu çizelgede de belirtildiği üzere, kullanılan ısı değiştiricisi kompakt dalgalı kanat tipli ısı değiştirici olup, yüzey kaplaması olarak hidrofobik kaplama uygulanmıştır.

Çizelge 5.1 : Deneysel çalışmalarda kullanılan buharlaştırıcıya ait detaylar

Isı değiştirici parametreleri	Özellikler
Kanat tipi	Dalgalı
Kanat kaplaması	Hidrofobik
Kanat kalınlığı	0,12 mm
Boru sıra sayısı	5

Deney matrisi oluştururken, buharlaştırıcı hava giriş koşullarının ve buharlaştırıcı çalışma sıcaklığının ısı pompalı nem alma makinelerinin çalışma koşullarını kurgular nitelikte olmasına dikkat edilmiştir. Test matrisindeki her bir deney parametresi için en az iki sayısal değer belirlenmiştir. Bu yüksek lisans tezi kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalarda, etkileri incelenmek istenen test parametreleri ve deneysel çalışmalar için seçilen sayısal değerleri çizelge 5.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 5.2 : Deney parametreleri ve seçilen değerler.

Buharlaştırıcı çalışma sıcaklığı [°C]	Havanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı [°C]	Havanın buharlaştırıcıya giriş bağıl nemi [%]	Buharlaştırıcı önü hava hızı [m/s]
25	35	70	1,1
28	38	80	1,4
		90	

Deneysel çalışmalar kapsamında, çizelge 5.2’de gösterilen deney matrisi çerçevesinde toplam 24 adet kontrollü deney gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen deneyler, 2 tekrar olacak şekilde tamamlanmıştır.

Yapılan deneylerde nem kaynağı olarak tekstil yükleri kullanılmıştır. Tekstil yükleri, yapılacak olan test göz önünde tutularak test başlangıcından önce nemlendirilip deney düzeneğindeki hazne içerisine yüklenmiştir.

Her bir test başlangıcında, ısı pompası sisteminin kararlı hale geçmesi ve buharlaştırıcının ıslak koşullara geçmesi için yaklaşık olarak 60 dakika beklenilmiştir. Belirtilen 60 dakikalık bölümde, test şartları sağlanıyor olsa dahi bu bölgede alınan veriler, hesaplama ve analizlerde kullanılmamıştır. Buharlaştırıcının ıslak koşullarda çalıştığından emin olunduktan sonra deney çalışma koşulları sağlanıp toplamda 20 dakikalık veri alınmıştır. Alınan 20 dakikalık verilerde deney şartlarının tamamı sağlandığı kontrol edildikten sonra, analiz ve hesaplamalarda bu verilerin son 10 dakikalık kısmı kullanılmıştır. İlk 10 dakikalık kısım hesaplamalara dahil edilmemiştir.

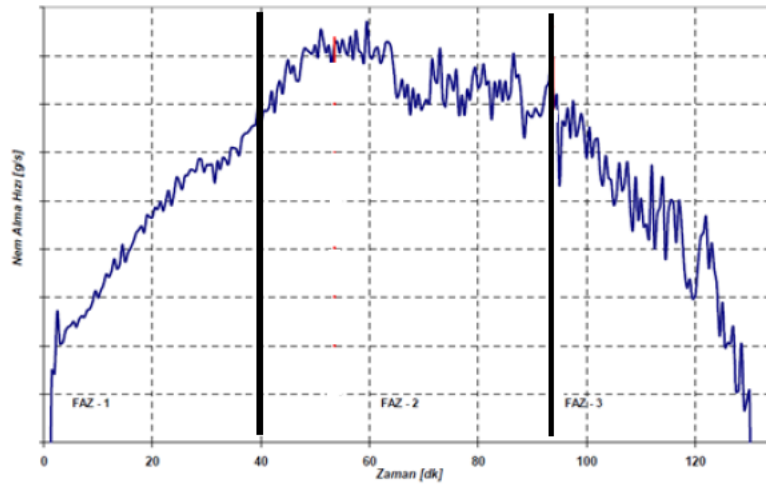
5.1 Deney Sonuçları

Bu yüksek lisans çalışması kapsamında, ısı pompalı nem alma makineleri çalışma şartları altında çalışan buharlaştırıcılarda sistem çalışma koşullarının nem alma prosesi üzerindeki etkileri incelenmek üzere çizelge 5.2’de belirtilmiş deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalara ait sonuçlar ve bu sonuçlar üzerinde yapılan değerlendirmeler şu şekildedir:

5.1.1 Deney parametrelerinin yoğuşma hızı üzerindeki etkileri

Isı pompalı kurutucularda, kurutma prosesi öncesinde tambur içerisine atılan nemli çamaşır, proses başlatıldıktan sonra nem kaybetmeye başlamakta, kurutma prosesi sonunda ise daha önceden kullanıcı tarafından belirlenmiş ıslaklık oranında çevrimi tamamlamaktadır.

Tam bir kurutma çevrimi incelendiğinde, nem alma hızının çevrim boyunca aynı olmadığı görülmektedir. Kurutma çevrimi boyunca yoğuşma hızı değişimi şekil 5.1’de gösterilmektedir. Bir kurutma çevrimi üç ayrı fazda incelenebilir. Çevrim başlangıcındaki ilk fazda, çamaşır sıcaklıkları ve ısı pompası sistem sıcaklıkları artmaktadır. Bu fazdaki nem alma hızları, yaklaşık olarak doğrusal bir şekilde artmaktadır. Kurutmanın ikinci fazında, çamaşırdan etkin bir şekilde nem alınmaktadır. Bu fazda, nem alma hızları maksimum seviyededir. Kurutma prosesinin üçüncü fazında ise artık çamaşır yüzeyindeki nem azalmakta ve nem alma işlemi çamaşırın iç kılcal yapısından gerçekleşmektedir.



Şekil 5.1 : Isı pompalı kurutma makinalarında tam bir çevrim boyunca nem alma hızlarının zamana göre değişimi.

Şekil 5.1’de yoğuşma hızı olarak aktarılan ifade, birim zamanda yoğuşturulan suyu temsil etmekte olup, Δt zaman dilimi için geçerli olan formülü, denklem 5.1’de ifade edilmiş olup birimi kilogram/sn’dir.

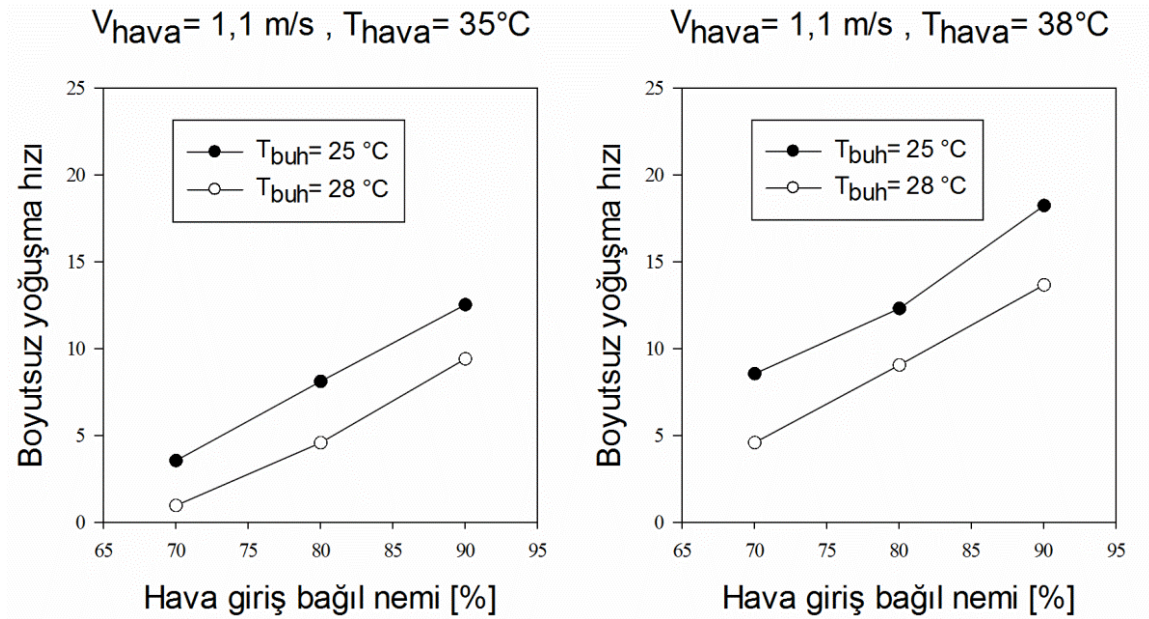
$$\dot{m}_{yoğ} = \frac{m_{\text{çamaşır}}_{t_i} - m_{\text{çamaşır}}_{t_0}}{\Delta t} \quad (5.1)$$

Bu tez çalışmasında, seçilen deney parametrelerinin nem alma hızı üzerindeki etkilerini incelemek üzere, denklem 5.2’de ifade edilen boyutsuz yoğuşma hızı ifadesinden yararlanılmıştır. Deneysel çalışmalarda Δt zaman dilimi için yapılan ölçümler sonucunda denklem 5.1’deki ifade ile $\dot{m}_{yoğ}$ hesaplanmış olup, denklem 5.2’deki ifade ile boyutsuzlaştırılmıştır.

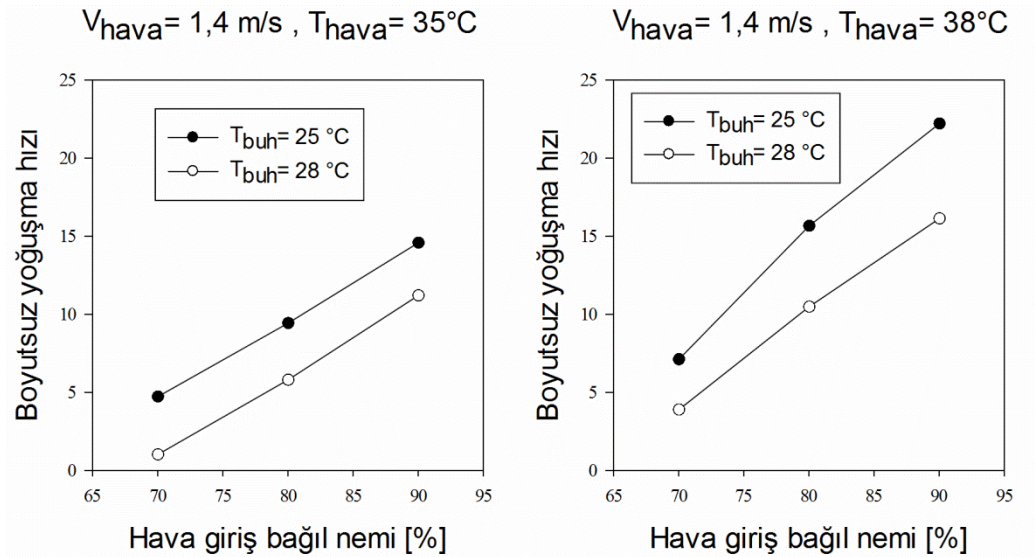
$$\overline{\dot{m}_{yoğ}} = \frac{\dot{m}_{yoğ}}{\dot{m}_{yoğ_{ref}}} \quad (5.2)$$

Denklem 5.2’de ifade edilen *yoğuşma hızı*_{ref} değeri, referans yoğuşma hız değeri olup, tez kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar arasında hesaplanan en düşük yoğuşma hız değeridir.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda yoğuşma hızının değişimi şekil 5.2 ve şekil 5.3’te gösterilmektedir. Söz konusu bu grafiklerde x eksenini hava giriş bağıl nemini, y eksenini ise boyutsuz yoğuşma hızını temsil etmektedir.



Şekil 5.2 : 1,1 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için yoğuşma hızı değişimi.



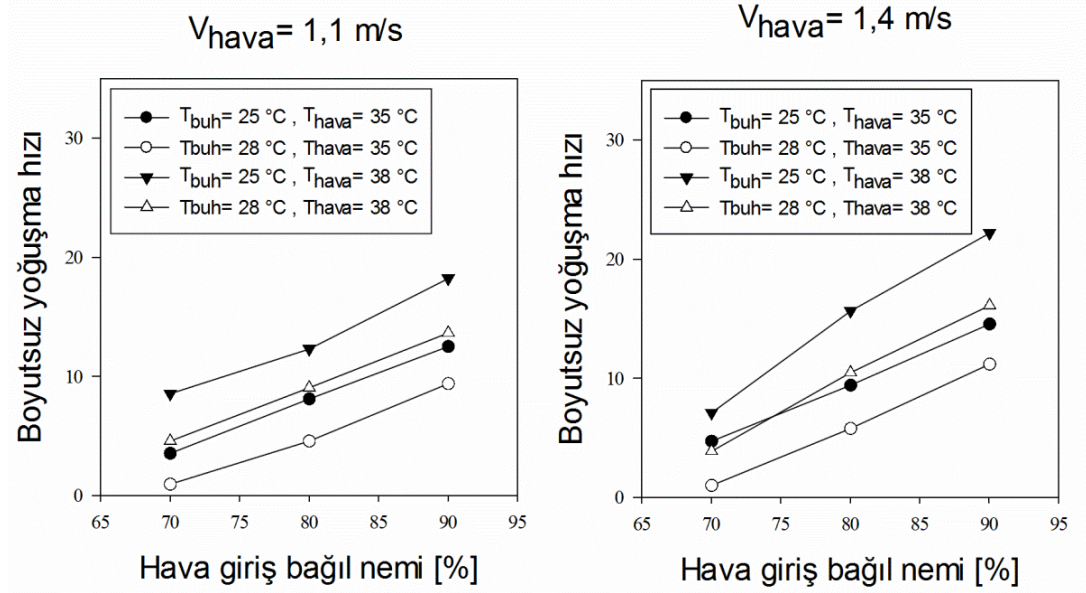
Şekil 5.3 : 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için yoğuşma hızı değişimi.

Yukarıda belirtilen şekillerden şekil 5.2, 1,1 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için yoğuşma hızı değişimini belirtirken şekil 5.3, 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için yoğuşma hızı değişimini belirtmektedir.

Şekil 5.2 ve şekil 5.3 incelendiğinde, artan hava giriş bağıl nemi ile yoğuşma hızının arttığı görülmektedir. Bu trend her iki giriş hava hız değeri için de aynıdır. Bununla birlikte, aynı durum için hava giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte, yoğuşma hızı artmaktadır. Bu artış, %80 ve %90 giriş bağıl nem değerlerinde daha belirgin görülmektedir. Ayrıca, buharlaştırıcı yüzeylerin sıcaklığı azaldıkça, yoğuşma hızının arttığı görülmektedir. Bu artışın tüm durumlar için aynı olduğu açıkça gözükmemektedir.

İki farklı buharlaştırıcı giriş hız değeri için yoğuşma hızının, değişen hava giriş bağıl nemi ile değişimi, şekil 5.4'te gösterilmektedir. Söz konusu şekil incelendiğinde, artan hava hızı değeri ile birlikte yoğuşma hızının genel olarak arttığını söylemek mümkündür. Bu artış, özellikle yüksek hava giriş bağıl nemlerinde daha belirgin olarak görülmektedir. Her iki hava hızı için en düşük yoğuşma hızı, $T_{buh} = 28^\circ\text{C}$, $T_{hava} = 35^\circ\text{C}$ durumunda gözlenirken, en yüksek yoğuşma hızı $T_{buh} = 25^\circ\text{C}$, $T_{hava} = 38^\circ\text{C}$ durumunda gözlenmektedir. Bu durumu açıklamak için havanın termodinamik özelliklerinden yararlanılmalıdır. Artan hava sıcaklığı ile birlikte, havanın nem taşıma kapasitesi artmaktadır. Bir başka deyişle, aynı bağıl nemdeki iki hava sıcaklığı durumu için, yüksek hava sıcaklığındaki havada diğerine göre daha fazla nem bulunmaktadır. Bu nedenle, aynı yoğuşturucu yüzey sıcaklığına temas

eden bu iki hava, farklı yoğuşma hızlarına sahip olmaktadır. Bununla birlikte, Aynı sıcaklığa sahip aynı bağıl nemdeki hava, şayet farklı yoğuşturucu yüzeylerine temas ettirilirse, düşük sıcaklıktaki yüzeyde meydana gele yoğuşma, yüksek sıcaklıktaki yüzeye göre daha fazla olacaktır. Bu durum, psikrometrik diyagram ile birlikte incelendiğinde açıkça görülebilir.



Şekil 5.4 : 1,1 m/s ve 1,4m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için yoğuşma hızı değişimi.

Daha düşük buharlaştırıcı sıcaklığındaki yoğuşma hızının, yüksek buharlaştırıcı sıcaklığındaki yoğuşma hızından fazla olmasına karşın, buharlaştırıcı sıcaklığını düşürmek için harcanan kompresör gücü ve buharlaştırıcı kapasitesi de artmaktadır. Isı pompalı kurutma makinelerinde, buharlaştırıcı kapasitesinin değerlendirilmesi açısından, farklı çalışma koşullarındaki yoğuşma hızlarının, ilgili durumlar için harcanan buharlaştırıcı kapasitesi ile birlikte incelemek gerekmektedir.

5.1.2 Deney parametrelerinin birim yoğuşma buharlaştırıcı kapasitesine etkisi

Isı pompalı kurutma makineleri çalışma prensibi gereği, enerji verimli makinelerdir. Diğer tip makinelerle karşılaştırıldıklarında, enerji verimliliklerinin genellikle diğer makinelere göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu nedenle, yoğuşma hızının, ilgili durumdaki buharlaştırıcı kapasitesi ile karşılaştırılması, sisteme verilen ve sistemden alınan hesabının yapılmasında fayda sağlayacaktır. Bu nedenle, birim yoğuşma miktarı için harcanan buharlaştırıcı kapasitesi eşitliği tanımlanmıştır. Bu eşitlik, denklem 5.3'te belirtilmiştir.

$$\dot{Q}_{buh.birim\ yoğ.} = \frac{\dot{Q}_{buh.}}{\dot{m}_{yoğ.}} \quad (5.3)$$

burada belirtilen $\dot{Q}_{buh.}$, buharlaştırıcı kapasitesi olup hep soğutkan hem de hava tarafından,

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{hava} (h_{hava,buh_ç} - h_{hava,buh_g}) + \dot{m}_{su} h_{su} \quad (5.4)$$

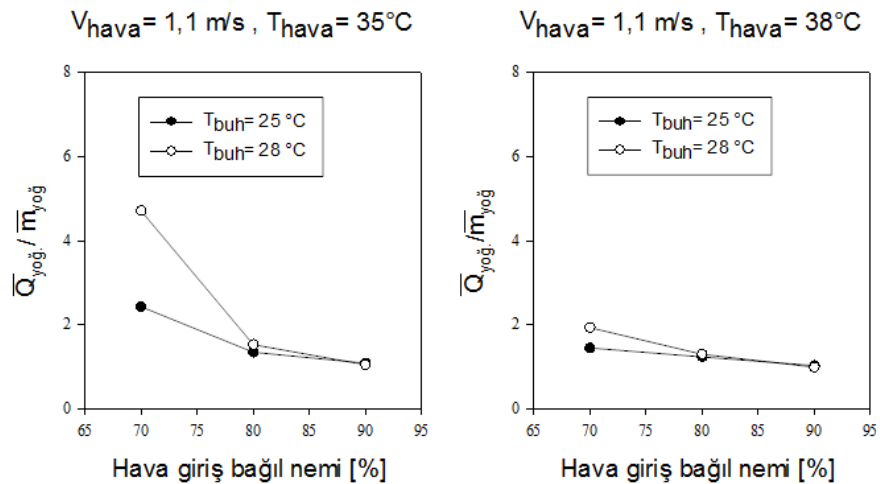
$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{sa} (h_{b_ç} - h_{b_g}) \quad (5.5)$$

denklemleri yardımı ile bulunabilmektedir. Denklem 5.4'te belirtilen h_{su} , suyun buharlaştırıcı sıcaklığındaki entalpisi, $h_{b_ç}$ ve h_{b_g} de sırasıyla buharlaştırıcı çıkışı ve girişindeki soğutucu akışkanın entalpisidir.

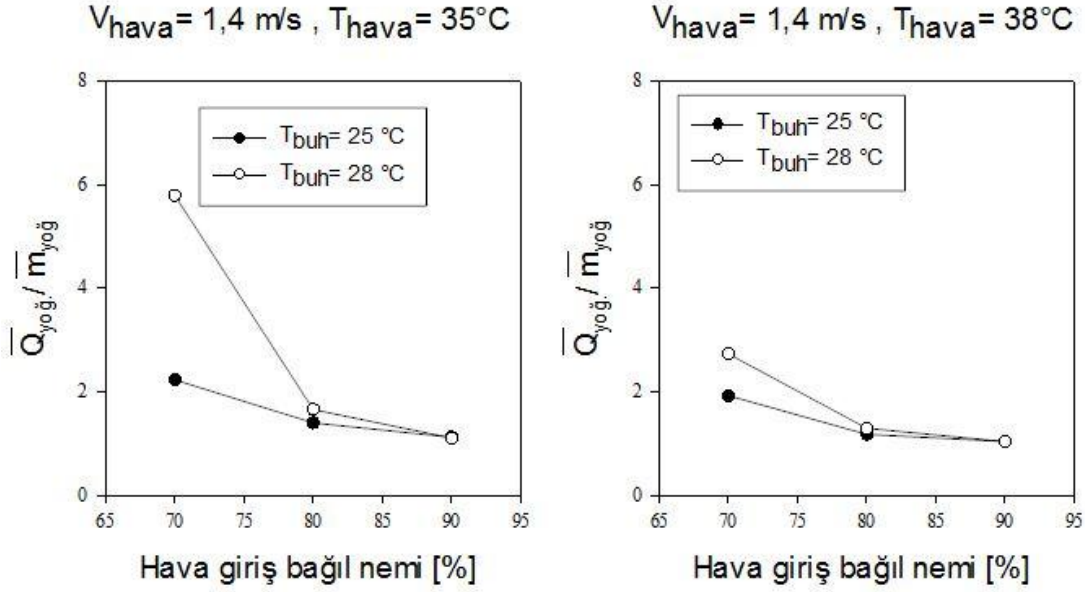
Bu tez çalışması kapsamında, deney parametrelerinin yoğunlaştırılan birim su kütlesi için harcanan buharlaştırıcı kapasitesi üzerindeki etkileri incelenmek üzere, denklem 5.6'da ifade edilen boyutsuz ifadeden yararlanılmıştır. Hesaplamalarda kullanılan $\dot{Q}_{buh.birim\ yoğ.ref}$ değeri, yapılan testler arasında hesaplanan en küçük $\dot{Q}_{buh.birim\ yoğ.}$ değeridir.

$$\bar{Q}_{buh,birim\ yoğ.} = \frac{\dot{Q}_{buh.birim\ yoğ.}}{\dot{Q}_{buh.birim\ yoğ.ref}} \quad (5.6)$$

Yapılan deneyler sonucunda elde edilen hesaplamalar, şekil 5.5 ve şekil 5.6'da gösterilmektedir.



Şekil 5.5 : 1,1 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için $Q_{buh}/m_{yoğ}$ değişimi.

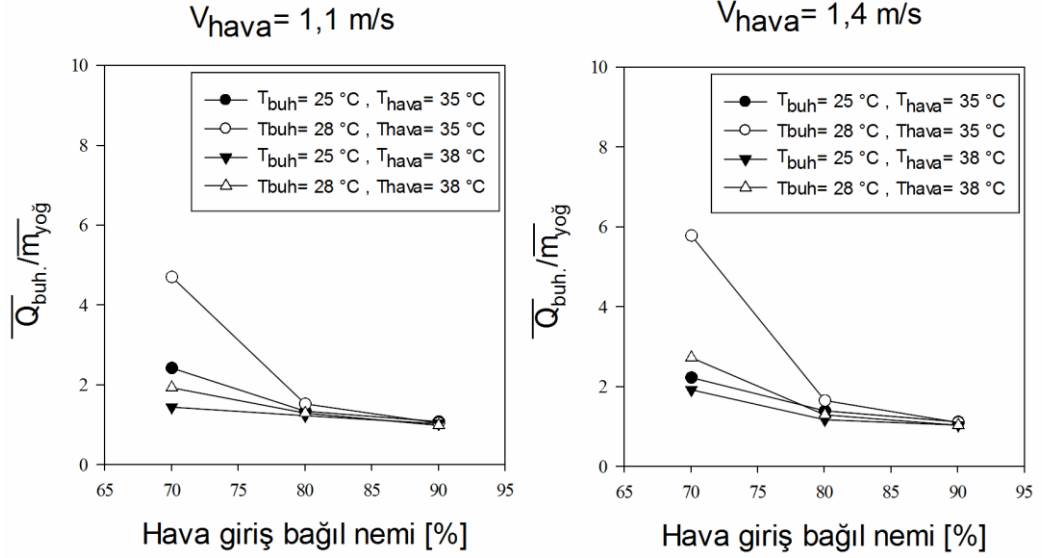


Şekil 5.6 : 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için Q_{buh}/m_{yog} değişimi.

Şekil 5.5 ve şekil 5.6’da görüldüğü üzere, artan bağıl nem ile birlikte, yoğuşan birim su miktarı için harcanan buharlaştırıcı gücü azalmaktadır. Bununla birlikte, buharlaştırıcı sıcaklığı $T_{buh} = 25^\circ\text{C}$ olduğu durumlar için, $T_{buh} = 28^\circ\text{C}$ olduğu duruma göre daha fazla buharlaştırıcı kapasitesi kullanıldığı ancak yoğuşma hızındaki değişimin, buharlaştırıcı kapasitesindeki değişimden daha baskın bir etken olduğu görülmüştür. Bu nedenle, 28°C buharlaştırıcı sıcaklığındaki durumlar için, yoğuşan birim su başına harcanan buharlaştırıcı kapasitesi, özellikle %70 ve %80 bağıl nem değerlerinde, 25°C buharlaştırıcı sıcaklığı durumlarından daha fazladır. %90 giriş bağıl nem durumlarında ise, bu değerler birbirine çok yakın olmakla birlikte, tam tersi durum söz konusudur. Bunun nedeninin, yoğuşma hızlarının artması, dolayısıyla da paydanın büyümesi olduğu düşünülmektedir. Bu durumda, yoğuşurucu kapasitesi etkisini göstermektedir.

İki farklı buharlaştırıcı giriş hız değeri için Q_{buh}/m_{yog} değerinin, değişen hava giriş bağıl nemi ile değişimi, şekil 5.7’de gösterilmektedir. Burada görüldüğü üzere her iki hava hız değeri için, benzer bir eğilim söz konusudur.

Şekil 5.7 incelendiğinde, düşük bağıl nem şartları için, hava hızı arttıkça, Q_{buh}/m_{yog} oranında artış görülmüştür. Tüm durumlar arasında en düşük Q_{buh}/m_{yog} oranının, 1,4 m/s hava hızı, 38°C hava giriş sıcaklığı, 28°C buharlaştırıcı sıcaklığı ve %90 giriş bağıl nem değerinde olduğu görülmüştür.



Şekil 5.7 : 1,1 m/s ve 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı $Q_{buh}/m_{yoğ}$ değişimi.

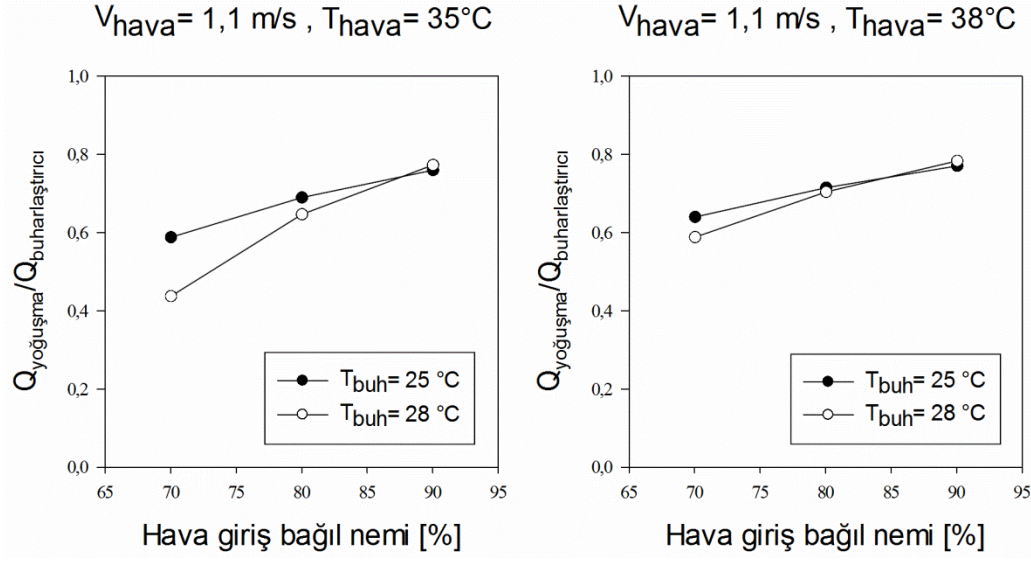
5.1.3 Deney parametrelerinin gizli ısı oranı üzerindeki etkileri

Isı pompalı kurutma sistemlerinde, buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi ile ısı değiştiricilerde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu enerjisi oluşturulur. Çevrimin oluşturulması için ise sisteme kompresör üzerinden bir iş girişi gerçekleştirilir. Söz konusu ısı ve iş giriş çıkışları, enerjinin korunumu yasası gereği bir denge içerisinde. Yoğuşturucuda oluşturulan enerji, proses havasına aktararak havanın ısıtılması için kullanılmaktadır. Buharlaştırıcıda oluşturulan enerji ise, soğutma ve yoğuşturma enerjisi olarak havanın soğutulması ve içerisindeki su buharının buharlaştırıcı yüzeyinde yoğuşturulması için kullanılır. Yoğuşma için harcanan enerjinin buharlaştırıcı enerjisine oranına gizli ısı oranı denilmektedir. Gizli ısı oranı, denklem 5.7’te gösterilmektedir.

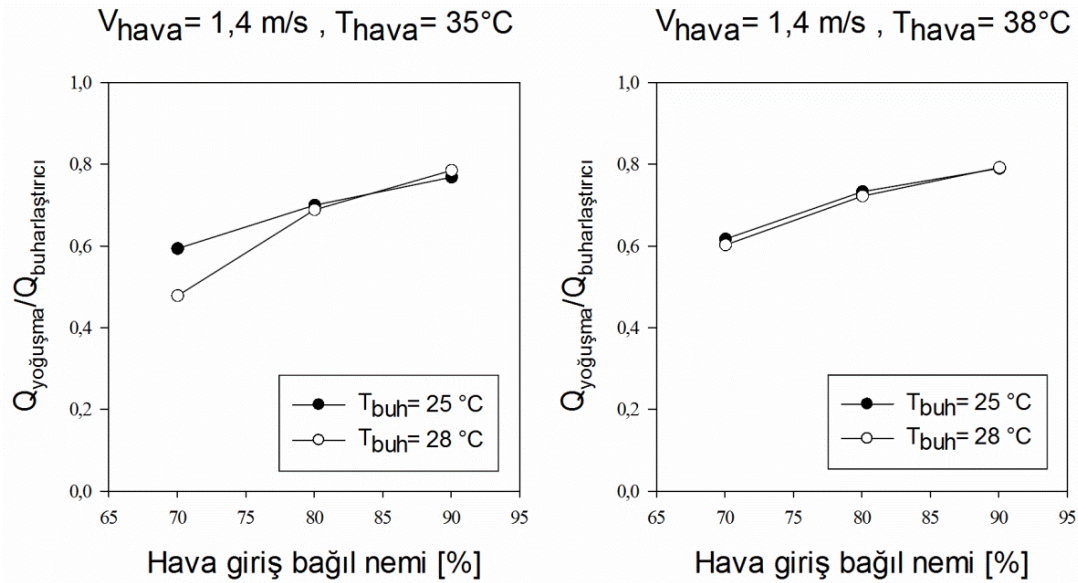
$$\text{Gizli ısı oranı} = \frac{\dot{Q}_{yoğuşma}}{\dot{Q}_{buharlaştırıcı}} \quad (5.7)$$

Buharlaştırıcı için oluşturulan enerjinin, havanın soğutulması için kullanılması istenilmeyen bir durumdur. Diğer bir deyişle, gizli ısı oranının düşük olması, kurutma sistemlerinde istenmeyen bir durumdur. Buharlaştırıcı enerjinin daha çok, hava içerisindeki su buharının yoğuşturulması için kullanılması istenir. Bu nedenle, yoğuşturulan birim yoğuşma suyu için harcanan buharlaştırıcı enerjisinin ne kadarının havanın soğutulması için, ne kadarının su buharının yoğuşturulması için kullanıldığı önem arz etmektedir.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda, deneysel parametrelerin gizli ısı oranı üzerindeki etkisi şekil 5.8 ve şekil 5.9’da verilmiştir.



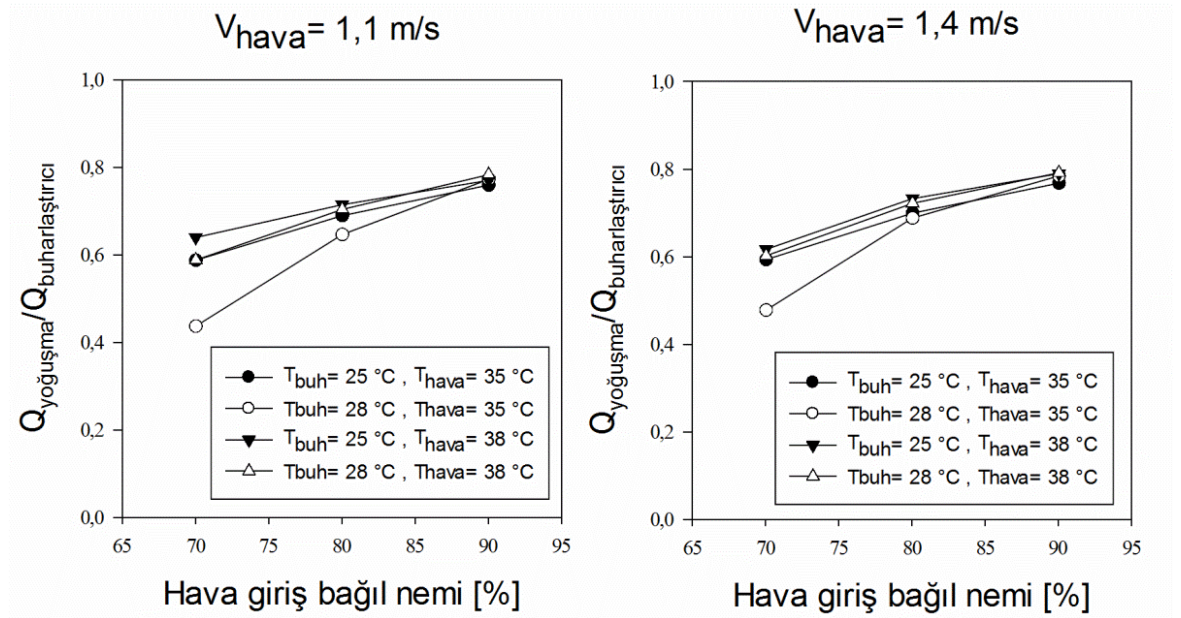
Şekil 5.8 : 1,1 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için gizli ısı oranı değişimi.



Şekil 5.9 : 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için gizli ısı oranı değişimi.

Isı pompası çevrimi tarafından oluşturulan buharlaştırıcı enerjisinin, proses havası içerisindeki su buharının yoğuşturulması için kullanılması, söz konusu bu enerjinin etkin kullanımı açısından önem teşkil etmektedir. Şekil 5.8 ve şekil 5.9’daki deneysel sonuçlar incelendiğinde, havanın giriş bağıl nemi artışı ile gizli ısı oranının arttığı gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, aynı hava giriş sıcaklığı, giriş bağıl nemi ve debi şartları için, 28°C buharlaştırıcı sıcaklığına ait gizli ısı oranlarının, 25°C buharlaştırıcı sıcaklığına ait gizli ısı oranlarından genel olarak daha düşük olduğu

görülmektedir. Bu durumun nedeni, buharlaştırıcıda oluşturulan Q_{buh} değerinin 28°C buharlaştırıcı çalışma şartlarında, 25°C çalışma sıcaklıklarına göre daha düşük olması ve bu parametrenin gizli ısı oran hesabı üzerindeki etkisi olduğu düşünülmektedir. Düşük bağıl nem değerlerine bakıldığında, iki farklı buharlaştırıcı sıcaklığı için hesaplanan gizli ısı değerleri arasındaki farkın çok daha belirgin olduğu görülmektedir. Bu durumun nedeni olarak, düşük bağıl nem değerlerindeki yoğunlaşma miktarlarının dolayısıyla da yoğunlaşma için harcanan buharlaştırıcı kapasitesinin düşük olması denilebilir. Yoğuşma enerjisinin ani olarak düşüşü, gizli ısı oranında kendini belirgin olarak göstermektedir. Farklı iki hız değerine ait deney sonuçları, şekil 5.10'da belirtilmiştir. Yoğuşma hızlarının artırıldığı noktalarda çalışılarak, bu oranın artacağı düşünülmektedir.



Şekil 5.10 : 1,1 m/s ve 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için gizli ısı oranı değişimi.

Şekil 5.10'da iki farklı giriş hava hızı durumlarındaki gizli ısı oranları karşılaştırıldığında, özellikle %80 ve %90 giriş bağıl nem değerlerindeki gizli ısı oranının birbirlerine yakın oldukları görülmüştür. %70 bağıl nem giriş şartlarına bakıldığında ise, özellikle nem alma hızının düşük olduğu 28°C buharlaştırıcı ve 38°C hava sıcaklığı şartlarındaki gizli ısı oranlarının farklılık gösterdiği görülmüştür. Bu durumun nedeni, 28°C buharlaştırıcı ve 38°C hava giriş şartlarındaki %70 bağıl nem giriş durumundaki yoğunlaşma hızlarının diğer durumlara göre düşük olması ve bu durumun %70 giriş bağıl nemi durumu gizli oranında baskın olması ile açıklanmıştır.

5.1.4 Deney parametrelerinin sürtünme faktörü f üzerindeki etkileri

Isı pompalı kurutma makinelerinde, sistem üzerinde bulunan proses fanı, proses havası içerisinde hava akışı sağlamaktadır. Sistem üzerinde yapılan hava hızı değişiklikleri neticesinde buharlaştırıcı hava tarafı basınç düşümünde değişiklikler görülmektedir. Başka bir deyişle, artan proses hava hızı ile buharlaştırıcının hava tarafı basınç düşümünde de artış görülmektedir. Bu nedenle, hava hızındaki artışa karşılık, hava tarafındaki basınç düşümünün değerlendirilmesi, sistem çalışma debisi optimizasyonu çalışmaları için önemli bir bilgidir.

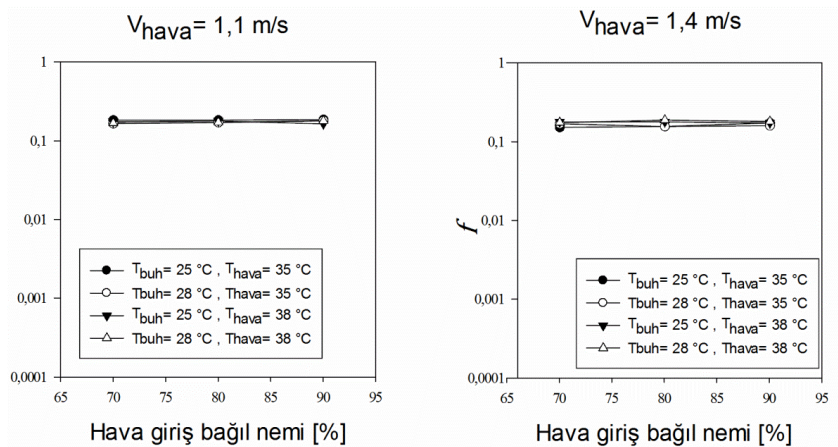
Sürtünme faktörü f , hava tarafı sürtünme karakteristiğini belirleyen boyutsuz bir parametredir. Isı değiştiricilere ait sürtünme faktörü f değeri, Kays ve London [15] tarafından önerilen basınç düşümü eşitliği aracılığı ile hesaplanmıştır.

$$f = \frac{A_{min}}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_i} \left[\frac{2 \Delta P \rho_i}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (5.8)$$

$$\sigma = \frac{A_{min}}{A_{fr}} \quad (5.9)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_{hava}}{A_{min}} \quad (5.10)$$

Burada ρ_m , ρ_i ve ρ_o sırasıyla, havanın buharlaştırıcı girişi ve çıkışı arasındaki ortalama yoğunluğunu, buharlaştırıcı girişindeki yoğunluğunu ve buharlaştırıcı çıkışındaki yoğunluğunu ifade etmektedir. Yapılan hesaplamalar sonucunda, iki farklı hava hızı değeri için hesaplanan sürtünme faktörünün, deney parametreleri ile değişimi şekil 5.11’de belirtilmiştir.



Şekil 5.11 : 1,1 m/s ve 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için sürtünme faktörü değişimi.

Şekil 5.11’de, sürtünme faktörünün, hava giriş koşullarının ve buharlaştırıcı çalışma sıcaklığı ile değişimi görülmektedir. Her iki hava hızı koşulları için değişim eğilimi birbirine benzerdir. Bağıl nemdeki değişim ile sürtünme karakteristiği değişimi, özellikle 1,1 m/s hava giriş hızı koşullarında oldukça düşük olduğu görülmüştür. Söz konusu değişim, 1.4 m/s’deki durum için 1,1 m/s durumuna göre daha belirgindir.

5.1.5 Deney parametrelerinin ısı transferi karakteristiği j üzerindeki etkileri

Isı, kütle ve momentum aktarımı, temel olarak birbirine çok benzer yapıya sahip olaylardır. Bu olaylar birbirleri ile etkileşim halindedirler. Aktarım olaylarının incelenirken birçok boyutsuz ifadeden yararlanılmaktadır. Bu ifadeler aracılığı ile, söz konusu bu üç aktarım olayı arasında çeşitli analogiler kurulmuştur. Söz konusu bu ifadelerden biri de “Colburn j faktörü” olarak bilinen ısı transferi karakteristiği ifadesidir. Bu ifade, denklem 5.11 ve denklem 5.12 aracılığı ile hesaplanmaktadır.

$$j = StPr^{2/3} \quad (5.11)$$

$$St = \frac{h}{G_{max}C_{Pa}} \quad (5.12)$$

Söz konusu denklemler içerisinde yer alan boyutsuz ifadelerden St Stanton sayısını, Pr ifadesi de Prandtl sayısını ifade etmektedir.

Yapılan deneysel çalışmalarda, çalışma şartları (sıcaklık, buharlaştırıcı ıslaklık durumu, bağıl nem vb.) ve buharlaştırıcı fiziksel özellikleri dikkate alınarak j değerinin hesabında farklı bir analogi kullanılmıştır. Chi-Chuan Wang ve arkadaşları [16] tarafından oluşturulan bu analogi, ıslak şartlar altında çalışan dalgalı kanat tipli ısı değiştiricileri için oluşturulmuş bir analogidir. Kullanılan bu analogiye ait eşitlikler şu şekildedir:

$$j = 0,472293 Re_{Dc}^{j1} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{j2} \left(\frac{P_d}{X_f}\right)^{j3} \left(\frac{P_d}{F_s}\right)^{j4} N^{-0,4933} \quad (5.13)$$

$$j1 = -0,5836 + 0,2371 \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{0,55} N^{0,34} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{1,2} \quad (5.14)$$

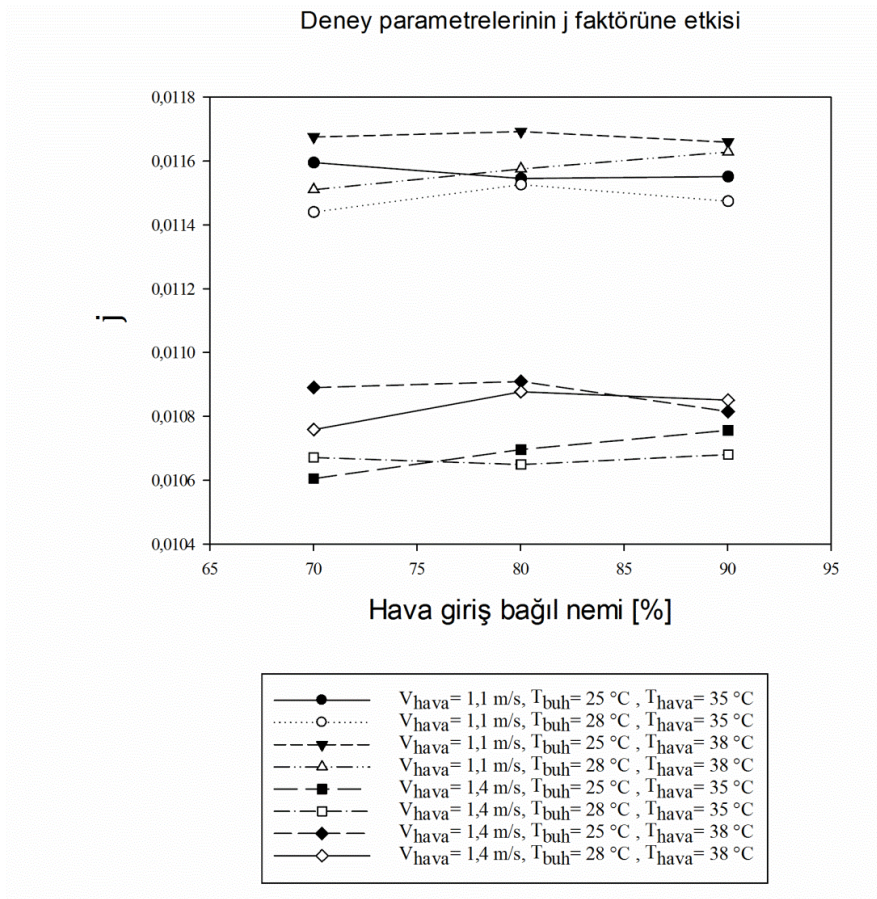
$$j2 = 1,1873 - 3,0219 \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{1,5} \left(\frac{P_d}{X_f}\right)^{0,9} [\log_e(Re_{Dc})]^{1,22} \quad (5.15)$$

$$j3 = 0,006672 \left(\frac{P_t}{P_l} \right) N^{1,96} \quad (5.16)$$

$$j4 = -0,1157 \left(\frac{F_s}{D_c} \right)^{0,9} \log_e \left(\frac{50}{Re_{Dc}} \right) \quad (5.17)$$

Bu denklemlerde yer alan D_c yaka çapını, P_t borular arası düşey mesafesini, P_l borular arası yatay mesafesini, P_d ve X_f sırasıyla dalgalı tip kanatlı ısı değiştiricilerdeki dalga yüksekliği yarım dalga boyunu, N boru sıra sayısını temsil etmektedir.

Yüksek lisans çalışması kapsamında yapılan deneysel çalışmalar sonucu elde edilmiş veriler ile Chi-Chuan Wang [16] korelasyonu kullanılarak ısı transfer karakteristiği ifadesi j elde edilmiştir. Isı geçişi karakteristiği ifadesinin, farklı hava giriş koşulları ve buharlaştırıcı çalışma sıcaklığı için elde edilen sonuçları şekil 5.12’de ifade edilmiştir.



Şekil 5.12 : 1,1 m/s ve 1,4 m/s buharlaştırıcı girişi hava hızı için sürtünme faktörü değişimi.

Şekil 5.12 incelendiğinde, iki farklı giriş hız değeri için hesaplanmış j değerlerinde belirgin bir ayırım olduğu görülmektedir. Buharlaştırıcı girişindeki hava hızı arttıkça, j değerlerinde düşüş meydana gelmiştir. Her iki hava hızı koşulu için genellikle en düşük j değerlerinin, 28 °C buharlaştırıcı sıcaklığı ve 35 °C hava giriş sıcaklığında elde edildiği görülmüştür. Bununla karşın en yüksek j değerlerinin, 25 °C buharlaştırıcı sıcaklığı ve 38 °C hava giriş sıcaklığında elde edildiği görülmüştür.

Hava giriş bağıl nem değerlerinin j faktörü üzerindeki etkisine bakıldığında, bu etkinin hava giriş hızı etkisi yanında oldukça düşük kaldığı gözlemlenmiştir. Bu da ısı geçişinin iyileştiğini göstermektedir.

6. YOĞUŞMA HIZI KORELASYONUNUN GELİŞTİRİLMESİ

Bu yüksek lisans tez çalışmaları kapsamında yapılan çalışmalar ve bu deneysel çalışmaların çıktıları dahilinde bir model oluşturulmuştur. Bu model, deneysel veriler ile elde edilmiş ve sonrasında boyutsuzlaştırılmış yoğuşma hızını modellemektedir. Daha sonra, oluşturulan bu model ile deneysel veriler karşılaştırılmıştır.

6.1 Boyut Analizi

Boyut analizi, analitik çalışmalarda boyutsuz sayıların elde edilmesinde faydalanan bir yöntemdir. Bir fiziksel büyüklüğün boyutları (M) kütle, (L) uzunluk (T) zaman ve (Θ) sıcaklık ifadeleri kullanılarak belirtilmektedir.

Bu yüksek lisans çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar sonucunda, mevcut ısı değiştiricisi için nem alma hızına etki eden 2 adet boyutlu ve 2 adet boyutsuz sayının olduğu tespit edilmiştir. Buharlaştırıcı için nem alma hızı fonksiyonu, denklem 6.1’de ifade edilmiştir.

$$\overline{m}_{yoğ} = f(RH_{buh,gir}, T_{buh}, T_{hava}, Re_{Dc}) \quad (6.1)$$

Denklem 6.1’de ifade edilen fiziksel büyüklüklere ait boyut analizi yapılmış olup, çizelge 6.1’de yer almaktadır. Hava hızı, havanın yoğunluğu ve mutlak nem gibi büyüklükler ise, bilinen boyutsuz sayılar cinsinden ifade edilmiştir. Bu nedenle, söz konusu boyutlu değişkenlerin yoğuşma hızı üzerindeki etkisi, denklem 6.1’deki boyutsuz büyüklüklerin içerisinde değerlendirilmiştir.

Çizelge 6.1 : Nem alma hızına etki eden parametreler.

Büyüklik	Sembol	Boyutlar
Sıcaklık	°C	Θ
Reynolds	Re	Yok
Sıcaklık Farkı	ΔT	Θ
Bağıl Nem	ϕ	Yok

Çizelge 6.1’den de görüleceği üzere, sistemi etki eden birçok parametre boyutsuz sayılarla gösterilmiş bu şekilde işlemlerde kolaylık sağlanmıştır.

6.2 Buckingham Pi (π) Teoremi

Boyutlu olarak verilen ifadelerin boyutsuz ifadeler cinsinden gösterimi, özellikle birden fazla değişkene bağlı deneysel çalışmaların sunumunu kolaylaştırmaktır. Boyutsuz sayılar sayesinde, değişken etkisinin gösteriminde kullanılan eğriler azaltılabilmektedir.

Boyutlu olarak ifade edilmiş fonksiyonların, daha az sayıdaki boyutsuz ifadeler cinsinden ifade edilmesi için yapılan indirgeme işlemi için kullanılan birkaç yöntem bulunmaktadır. Bu tez çalışmasının analitik çalışmalar bölümünde, Buckingham pi teoremi kullanılmıştır. Birçok çalışma alanında kullanılan bu yöntem, 1914 yılında Buckingham [17] tarafından önerilmiştir.

Buckingham tarafından önerilen pi teoreminde, n adet değişken içeren her anlamlı fiziksel denklemin $n - m$ boyutsuz parametrelili denklemlerle yeniden ifade edilebileceği söylenmektedir. Burada belirtilen m , kullanılan temel boyutların sayısını temsil etmektedir. Buckingham teoremi ile $n-m$ boyutsuz parametrelili denklem ile söz konusu fonksiyon yeniden ifade edilecektir.

Buckingham pi teoremi ile değişken sayısı azalma yöntemini açıklamak için, $q_1, q_2, \dots, q_n$ fiziksel büyüklüklerini kapsayan bir problem ele alalım. Söz konusu bu fiziksel büyüklüklerinin aralarında fonksiyonel bir ilişki olduğu şartı sağlanarak;

$$F(q_1, q_2, \dots, q_n) = 0 \quad (6.2)$$

elde edilmektedir. Şayet $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n$ boyutsuz ifadeleri $q_1, q_2, \dots, q_n$ fiziksel büyüklüklerinden türetilmiş boyutsuz sayılar ise denklem 6.2’de ifade edilen eşitlik denklem 6.3’te ifade edilen eşitliğe dönüşür.

$$f = (\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \quad (6.3)$$

Söz konusu farklı π parametrelerinin oluşturulması için takip edilen yöntem, farklı boyutlara sahip olan m adet q büyüklüğünün tekrarlanan üstel biçimleri ve tekrarlanmayan ifadenin yalın halinin çarpılması ile ifadeyi boyutsuz duruma getirecek katsayıların elde edilmesidir [11,18].

$$\pi_1 = q_1^{K1} q_2^{K2} q_3^{K3} q_4 \quad (6.4)$$

Çizelge 6.1'deki değişkenler bilindiği takdirde, mevcut ısı değiştiricisi için yoğuşma hızı hakkında bilgi edinmek mümkündür. Buckingham pi teoreminde anlatılan metot yardımı ile boyutsuz sayılar türetilmiştir. Türetim metotları, aşağıda belirtilmiştir.

$$\pi_1 = T_{buh.}^{a_1} (T_{hava} - T_{buh.}) \quad (6.5)$$

$$a_1 + 1 = 0, a_1 = -1 \quad (6.6)$$

$$\pi_1 = \frac{(T_{hava} - T_{buh.})}{T_{buh.}} \quad (6.7)$$

π_1 parametresi, deneysel çalışmalarda nem almahızı üzerinde önemli etkisi olduğu görülen buharlaştırıcı çalışma sıcaklığı $T_{buh.}$ ve havanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı $T_{hava.}$ 'yı kapsayacak biçimde tasarlanmıştır. π_2 parametresi, aynı zamanda deney parametresi ve boyutsuz bir sayı olan bağıl nemi ifade ederken, π_3 parametresi havanın hızını, vizkozitesini, yoğunluğunu ve ölçüm bölgesi hidrolik çapını tarifleyen Reynolds sayısını ifade etmektedir. Bu ifadeler, denklem 6.8 ve 6.9'da belirtilmiştir.

$$\pi_2 = Re_{Dc} \quad (6.8)$$

$$\pi_3 = RH_{buh,gir.} \quad (6.9)$$

Şekil 6.8'de ifade edilen Reynolds sayısı, buharlaştırıcı borusu boğaz çapına göre ifade edilmiş olup, denklem 6.10 ve 6.11 yardımı ile hesaplanmıştır.

$$Re_{Dc} = \frac{G_{a,max} d_c}{\mu} \quad (6.10)$$

$$G_{a,max} = \frac{\dot{m}_{hava}}{A_{min}} \quad (6.11)$$

Boyutsuz sayılar tanımlandıktan sonra, denklem 6.1'de ifade edilen boyutsuzlaştırılmış yoğuşma hızı değeri 3 adet boyutsuz sayı ile ifade edilir hale gelmiştir.

$$\overline{\dot{m}_{yoğ}} = f(\pi_1, \pi_2, \pi_3) \quad (6.12)$$

$$\overline{\dot{m}_{yoğ}} = a_0 \times \pi_1^{b_1} \times \pi_2^{b_2} \times \pi_3^{b_3} \quad (6.13)$$

Buckingham pi yöntemi kullanılarak edilen boyutsuz sayılar ile yoğuşma hızı (boyutsuz) arasında bir ilişki kurulabilmesi amacıyla, boyutsuz π parametreleri için uygun katsayıların elde edilmesi gerekmektedir. Uygun katsayılar elde edildikten sonra boyutsuz yoğuşma hızı değeri üzerinde değerlendirme yapmak mümkün olacaktır. Uygun katsayıların elde edilmesi amacıyla regresyon analizi yönteminden yararlanılmıştır. Regresyon analizi yöntemi aracılığıyla, katsayılar ve boyutsuz ifadeler arasındaki bağımlılığın ölçüsü analiz edilebilmektedir.

Regresyon, iki ya da daha fazla değişken arasında doğrusal bir ilişki olup olmadığının belirlenmesi ve şayet varsa bu doğrusal ilişkinin bir doğrusal denklemle nasıl ifade edildiğinin gösterilmesi şeklinde açıklanabilir. Regresyon modeli içerisinde, bağımlı ve bağımsız değişkenlerin net bir biçimde ayırt edilmiş olması gerek modelin doğruluğu gerekse problemin sağlıklı bir biçimde çözümü için gerekli bir şarttır.

Denklem 6.13'te ifade edilen denklemde regresyon yapılabilmesi için, denklemin lineer forma dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu nedenle denklemin her iki tarafının doğal logaritması alınmıştır. Böylelikle, denklem 6.13'te ifade edilen eşitlik, regresyon için uygun bir forma dönüştürülmüştür. Söz konusu dönüşüm sonrasında elde edilen ifade denklem 6.14'te gösterilmektedir.

$$\ln \overline{\dot{m}_{yoğ}} = a_0 + b_1 \ln \pi_1 + b_2 \ln \pi_2 + b_3 \ln \pi_3 \quad (6.14)$$

6.3 En Küçük Kareler Yöntemi

En küçük kareler yöntemi, bir fiziksel büyüklük ile bu fiziksel büyüklüğü etkileyen parametre arasındaki matematiksel bağıntıyı, mümkün olduğunca gerçeğine uygun bir denklem ile ifade etmek için kullanılan standart bir regresyon yöntemi olarak tanımlenebilir. Söz konusu yöntem, gerçek veri değerleri ile regresyon sonucunda oluşturulacak eğri arasındaki farklılıkların mümkün olan en küçük değere sahip olması prensibi ile çalışmaktadır.

En küçük kareler yöntemi, gözlem noktaları olan $(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_3, y_3)$ için uydurulmuş doğru örneği ile açıklanabilir. Bu doğrunun matematiksel ifadesi,

$$y = a_0 + a_1x + a_2x + e \quad (6.15)$$

ile ifade edilmektedir. Bu ifadede e gözlemler ile model arasındaki hata ya da artığı temsil etmektedir. Denklem 6.15 yeniden düzenlendiğinde,

$$e = y - a_0 - a_1x - a_2x \quad (6.16)$$

olduğu görülmektedir. Denklem 6.15'te ifade edilen durum düşünüldüğünde, regresyon doğrusu bir düzeleme dönüşmüş olur. Hesaplanmak istenilen katsayılar için en uygun değerler, artıkların karelerinin toplamı yöntemi ile hesaplanabilir.

$$S_r = \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1x_{1i} - a_2x_{2i})^2 \quad (6.17)$$

a_0 , a_1 ve a_2 katsayılarının belirlenmesi için, denklem 6.17'de belirtilen ifade, bilinmeyen katsayıların her birine göre türevlendirilir.

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_0} = -2 \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1x_{1i} - a_2x_{2i}) \quad (6.18)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_1} = -2 \sum_{i=1}^n x_{1i}(y_i - a_0 - a_1x_{1i} - a_2x_{2i}) \quad (6.19)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_2} = -2 \sum_{i=1}^n x_{2i}(y_i - a_0 - a_1x_{1i} - a_2x_{2i}) \quad (6.20)$$

Elde edilen kısmi türevlerin sıfıra eşit olduğu yerde, artıkların karelerinin toplamı minimum olur. Katsayıların bulunabilmesi için elde edilen değerler aşağıdaki matris formuna dönüştürülür.

$$\begin{bmatrix} n & \sum x_{1i} & \sum x_{2i} \\ \sum x_{1i} & \sum x_{1i}^2 & \sum x_{1i}x_{2i} \\ \sum x_{2i} & \sum x_{1i}x_{2i} & \sum x_{2i}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum y \\ \sum x_{1i}y_i \\ \sum x_{2i}y_i \end{Bmatrix} \quad (6.21)$$

Regresyon işlemindeki maksimum uygunluk, $S_r=0$ olduğu durumda elde edilmektedir. Bu durumda hata değeri $e=0$ olmaktadır. Yapılan regresyonların yeterli doğruluk göstermesi, regresyonun kullanılabilmesi açısından önemlidir [11,19].

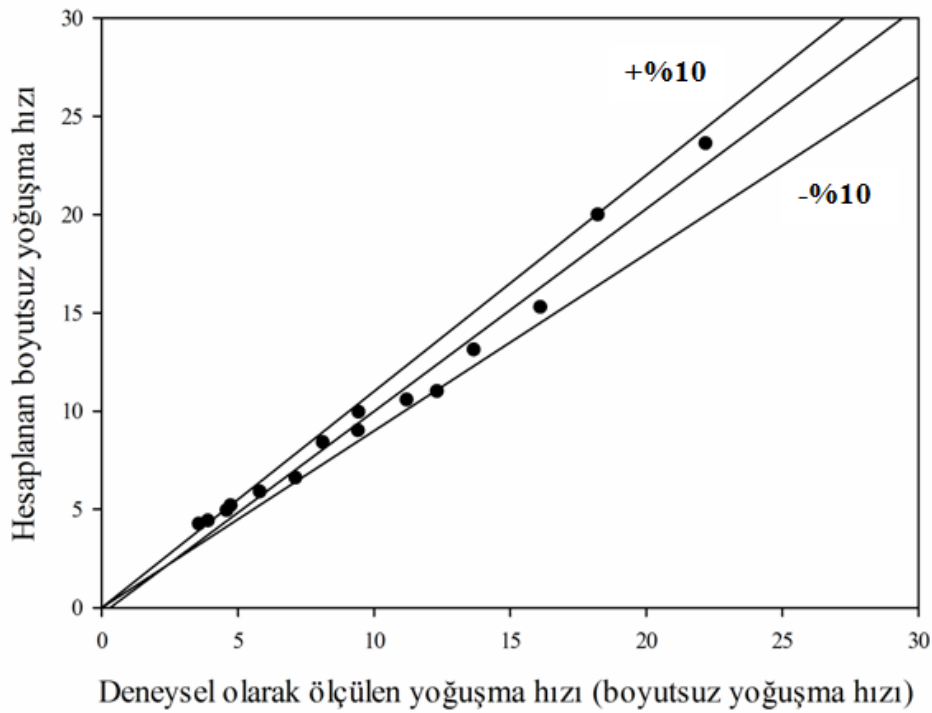
6.4 Regresyon Sonuçlarının İncelenmesi

Yapılan boyutsuzlaştırma ve lineerleştirme işlemi sonucunda elde edilen denklem 6.14'teki ifadenin katsayılarının belirlenmesi için, bölüm 6.3'te anlatılan en küçük kareler yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem sonucunda Sigma Plot programı yardımı ile elde edilen eşitlik, denklem 6.22'de ifade edilmiştir.

$$\ln \overline{m}_{yoğ} = -25,55 + 1,138 \times \ln \pi_1 + 0,945 \times \ln \pi_2 + 5,026 \times \ln \pi_3 \quad (6.22)$$

Deneyssel çalışmalar ile elde edilen yoğuşma hızı ile, model sonuçlarının karşılaştırılması, şekil 6.1'de belirtilmiştir. Deney sonuçları ile model sonuçları $\pm$ %10 aralığında uyum göstermektedir. Regresyon sonuçları EK-A'da verilmiştir.

Regresyon sonuçlarının deneyssel verilerle karşılaştırılması



Şekil 6.1 : Oluşturulan boyutsuz yoğuşma hızı modeli ile deneyssel sonuçların karşılaştırılması.

7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, nem alma prosesinde buharlaştırıcı sıcaklığının ve hava giriş koşullarının nem alma performansı deneysel ve analitik olarak incelenmiştir.

Çalışmalara, buharlaştırıcı çalışma sıcaklıklarının, buharlaştırıcı fiziksel özelliklerinin ve proses havasının buharlaştırıcıya giriş koşullarının hava tarafı performans parametrelerine etkisini inceleyen literatür araştırmalarıyla başlanmış, konu ile ilgisi olan makaleler yapılan tez çalışması kapsamında paylaşılmıştır.

Tez çalışmasının deneysel kısımlarında, soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan ısı pompalı kurutucu sisteminde, proses havasının buharlaştırıcı girişindeki bağıl neminin, kuru termometre sıcaklığının, buharlaştırıcı çalışma sıcaklığının ve hava hızının, buharlaştırıcı üzerindeki yoğuşma hızına, gizli ısı oranına, yoğuşan birim su için harcanan buharlaştırıcı gücüne ve son olarak f ve j faktörü üzerine etkisi incelenmiştir.

Tez çalışmasının analitik kısmında, deneysel sonuçlar neticesinde bir model oluşturulmuş. Yapılan deneysel çalışmalar ile modelden elde edilen sonuçlar kıyaslamalı olarak sunulmuştur.

Yapılan bu yüksek lisans tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Havanın giriş bağıl nem değeri, yoğuşma hızı, gizli ısı oranı ve birim yoğuşma için harcanan buharlaştırıcı enerjisi üzerinde önemli bir etkidir. Havanın giriş bağıl nem değeri arttıkça, gizli ısı oranı ve yoğuşma hızı artmakta, birim yoğuşma için harcanan buharlaştırıcı enerjisi ise azalmaktadır.
- Birim yoğuşma için harcanan buharlaştırıcı enerjisi incelendiğinde, buharlaştırıcı giriş bağıl nem değerinin düşmesiyle, söz konusu oranda önemli farklılıkların olduğu görülmektedir. Bu farklılıklar, hem

buharlaştırıcı girişi bağıl nem değişimi arasındaki farklılıklar hem de diğer deney parametreleri değişimi arasındaki farklılıklardır. Bu nedenle, özellikle buharlaştırıcı girişindeki bağıl nemin düşük olduğu nem alma şartları altında çalışan buharlaştırıcılarda, sistemin çalışma noktalarının belirlenmesi, enerji verimliliği ve enerjinin etkin kullanımı anlamında önemli bir husustur.

- Yoğuşma hızı değişimi incelendiğinde, buharlaştırıcı girişi bölgesindeki havanın bağıl nem değerinin yoğuşma hızı üzerinde önemli bir etken olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte, buharlaştırıcı çalışma sıcaklığı, hava sıcaklığı ve hava hızının da önemli bir unsur olduğu tespit edilmiştir. Hava hızlarındaki artış ile meydana gelen yoğuşma hızı artışı, özellikle yüksek giriş bağıl nem durumlarında etkisini göstermektedir. Bu nedenle, yüksek bağıl nem giriş koşullarında nem alma şartları altında çalışan sistemlerde, proses hava hızının yoğuşma hızı üzerindeki önemi açıkça görülmektedir.
- Gizli ısı oranı incelendiğinde söz konusu bu oranının, buharlaştırıcı girişi bağıl nem değerinin düşük olduğu çalışma noktalarında, yüksek bağıl nem giriş durumlarına kıyasla düşük olduğu görülmüştür. Bu sonuç, hava giriş bağıl nem değeri azaldıkça, ısı pompası sistemi ile oluşturulan buharlaştırıcı enerjisinin yoğuşma enerjisi olarak kullanımı anlamında etkinliğinin azaldığı anlamına gelmektedir. Buharlaştırıcı girişi bağıl nem değerinin %70 olduğu durumlarda, oluşturulan söz konusu buharlaştırıcı enerjisinin yaklaşık olarak %35-%55 mertebelerinde havanın soğutulması için kullanıldığı görülmüştür. Bu oran, hava giriş sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve havanın buharlaştırıcıya giriş hızı ile birlikte değişiklik göstermektedir. Dolayısıyla, düşük bağıl nem giriş koşullarında çalışan nem alma sistemlerinde, sistemin hava tarafı parametreleri ve soğutkan sıcaklığı optimizasyonu, ısı pompası çevrimi ile oluşturulan buharlaştırıcı enerjisinin optimum şekilde kullanılması açısından önem arz etmektedir.
- Hava tarafı performans karakteristikleri olan Colburn j faktörü ve f faktörü boyutsuz sayılarının, deney parametreleri ile değişimi incelendiğinde, buharlaştırıcı boru yaka çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı Re_{Dc} 'nin, j faktörü üzerinde önemli etkiye sahip olduğu görülmüştür. Bununla birlikte, buharlaştırıcı çalışma sıcaklığı, hava giriş sıcaklığı ve bağıl nemi parametrelerinin j faktörü üzerindeki etkisinin, Re_{Dc} değişimi sonucu oluşan

etki kadar baskın olmadığı tespit edilmiştir. Sürtünme karakteristiği incelendiğinde ise, buharlaştırıcı girişindeki hava hızının artmasıyla, sürtünme karakteristiği f 'teki değişim daha belirgin hale gelmektedir. Dolayısıyla, düşük çalışma debi değerleri için, diğer deney parametrelerinin sürtünme karakteristiği üzerindeki etkisinin daha düşük olduğu söylenebilir.

- Yukarıda yapılan tüm değerlendirmelerin sonucu olarak, nem alma şartları altında çalışan buharlaştırıcıların yüksek bağıl nem giriş değerlerinde çalışmasının, hem sistem verimi hem de buharlaştırıcı verimi açısından avantaj sağladığı görülmüştür. Bununla birlikte, yoğuşma hızının önemli olduğu sistemlerde, özellikle yüksek bağıl nem çalışma koşullarında çalışılıyorsa, hava hızı seçiminin yoğuşma hızı üzerinde önemli bir etkisinin olduğu göz önünde tutulmalıdır. Şayet, düşük bağıl nem değerlerinde çalışılıyor ve bu durum değiştirilemiyorsa, özellikle yoğuşma hızlarının düşük olmasından dolayı, buharlaştırıcı sıcaklığının seçimi burada kritik hale gelmektedir. Bununla birlikte, buharlaştırıcı girişi düşük bağıl nem koşullarında (özellikle çok düşük nem alma hızlarında) ve yüksek proses hava hızı değerlerinde, birim yoğuşma suyu için harcanan buharlaştırıcı kapasitesi artmakta ve ısı transfer performans karakteristiği j azalmaktadır. Söz konusu bu iki etki de enerji verimliliği açısından negatif etkiye sahiptir. Bu nedenle, özellikle buharlaştırıcı girişi düşük bağıl nem çalışma koşulları için hava hızı seçimi kritik hale gelmektedir. Sonuçlardan anlaşılabileceği üzere, nem alma performansı, çalışma koşullarına ve sistemden beklentiye göre değişiklik gösteren bir kavramdır. Bu nedenle, çalışılan nem alma koşullarının ve ısı değiştiricilerin çalışma sıcaklıklarının iyi bir şekilde fizibilite edilmesi, sistemden beklentinin (yoğuşma hızı veya enerji verimliliği vb.) tespit edilmesi, sistemin optimizasyonu açısından önem arz etmektedir.

Bu çalışmaların devamı olarak aşağıdaki önerilerin yararlı olabileceği düşünülmektedir:

- Bu yüksek lisans çalışmasında, hava giriş koşullarının ve buharlaştırıcı çalışma sıcaklığının nem alma performansına olan etkisi incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar boyunca tek bir tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Yapılan çalışmaların, farklı ısı değiştirici fiziksel

özellikleri durumları için gerçekleştirilmesinin ve oluşturulan analitik çalışmalara buharlaştırıcı fiziksel özelliklerinin (kanat sıklığı, kanat genişliği vb.) etkisini yansıtacak boyutsuz parametrelerin tanımlanmasının nem alma performansı inceleme çalışmalarına fayda sağlayacağı ön görülmektedir.

- Test edilen buharlaştırıcının boyutları değiştirilerek, deneysel çalışmaların tekrarlanmasının literatüre katkı sağlayacağı ön görülmektedir. Yapılan bu çalışmalar analitik modele ilave edilerek, farklı fiziksel özelliklere sahip, farklı nem alma koşulları altında çalışan buharlaştırıcılara ait genel geçer bir model oluşturulacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **W.Pirompugd, C.C.Wang, S.Wongwises,** (2008). Finite circular fin method for wavy fin-and-tube heat exchangers under fully and partially wet surface conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **51**, 4002-4017.
- [2] **X. Ma, G.Ding, Y.Zhang, K.Wang,** (2009). Airside characteristics of heat, mass transfer and pressure drop for heat exchangers of tube-in hydrophilic coating wavy fin under dehumidifying conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 4358-4370.
- [3] **R.Yun, Yongbae Kim, Yongchan Kim,** (2009). Air side heat transfer characteristics of plate finned tube heat exchangers with slit fin configuration under wet conditions. *Applied Thermal Engineering*, **29**, 3014-3020.
- [4] **T.L. Phan, K.S.Chang, Y.C.Kwon, J.T.Kwon,** (2011). Experimental study on heat and mass transfer characteristics of louvered fin-tube heat exchangers under wet conditions. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **38**, 893-899.
- [5] **X. Ma, G.Ding, Y.Zhang, K.Wang,** (2007). Effects of hydrophilic coating on air side heat transfer and friction characteristics of wavy fin and tube heat exchangers under dehumidifying conditions. *Energy Conversion and Management*, **48**, 2525-2532.
- [6] **T.Kuvannarat, C.C.Wang, S.Wongwises,** (2008). Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **49**, 2587-2596.
- [7] **A.S.Huzayyim, S.A.Nada, H.F.Elattar,** (2007). Air-side performance of a wavy-finned-tube direct expansion cooling and dehumidifying air coil. *International Journal of Refrigeration*, **30**, 230-244.
- [8] **K.Kim, K.S.Lee,** (2012). Characteristics and performance evaluation of surface-treated louvered-fin heat exchangers under frosting and wet conditions.. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **55**, 6676-6681.
- [9] **G.Sır,** (2012). Nem alma prosesinde buharlaştırıcı yapısının yoğuşma verimine etkisi. Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [10] **Y.A.Çengel, Michael A. Boles,** (2006). Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th edition, 732-733.
- [11] **Ö.Balioğlu,** (2008). Soğutma sistemlerinde sistem bileşenlerinin termodinamiksel toplam performansa etkilerinin incelenmesi. Yüksek lisans tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.

- [12] **İsmail Tutumel**, (2010). Matlab ortamında deneysel olarak bir buhar sıkıştırma soğutma çevriminin ve otomasyonun analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği, İstanbul.
- [13] **H.Özgür, Z.Gemici, M.Bayındır**, (2007). Akıllı Nanoyüzeyler, Bilim ve Teknik Dergisi, Nisan 2007, 52-56.
- [14] **L.Luil**, (2011). Effects of air-side surface wettability on the performance of dehumidifying heat exchangers. Doctor of Philosophy Thesis, University of Illinois, Mechanical Engineering, Urbana-Illinois.
- [15] **W.M.Kays, A.London**, (1984). Compact Heat Exchangers, third ed., McGraw-Hill, New York.
- [16] **C.C.Wang, Y.J.Du, Y.J.Chang, W.H.Tao**, (1999). Airside performance of herringbone fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. *The Canadian Journal Of Chemical Engineering*, **77**, 1225-1230.
- [17] **E.Buckingham**, (1914). “On physically similar systems: illustrations of the use of dimensional equations” *Physical Review*, 4(4): 345–76.
- [18] **Ö.Bilgiç, B.Özyurt**, (2005). “Adyabatik kılcal boru deneyleri”, Arçelik Ar-Ge Araştırma Raporu, ANN 767, İstanbul.
- [19] **Chapra, S.C., Canale, R.P.** (2003) “Mühendisler için sayısal yöntemler”, Literatür Yayıncılık , (Çeviren: Heperkan, H., Kesgin U.), 467-500

EKLER

EK A: Regresyon Sonuçları

EK A

REGRESYON ANALİZİ

Regression Analysis: ln(yogusma hızı boyutsuz) versus ln(pi1); ln(pi2); ln(pi3)

$$\ln(\text{yogusma hızı}) = -25,55 + 1,138 \ln(\text{pi1}) + 0,945 \ln(\text{pi2}) + 5,026 \ln(\text{pi3})$$

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	3	4,9486	1,64954	85,55	0,000
pi3	1	4,1359	4,13590	214,49	0,000
pi1	1	1,5303	1,53031	79,36	0,000
pi2	1	0,1295	0,12948	6,71	0,020
Error	16	0,3085	0,01928		
Total	19	5,2571			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)
0,138860	94,13%	93,03%

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value
Constant	-25,55	3,24	-7,90	0,000
pi3	5,026	0,343	14,65	0,000
pi1	1,138	0,128	8,91	0,000
pi2	0,945	0,365	2,59	0,020

Çizelge A.1 : Regresyon analizi sonuçları.

ln(yoğ. hızı)	Fits1	Resi1	Fits2	Resi2
1,277400273	1,444704	-0,1673	1,444704	-0,1673
2,097141119	2,125509	-0,02837	2,125509	-0,02837
1,529042409	1,593796	-0,06475	1,593796	-0,06475
2,244305603	2,196106	0,0482	2,196106	0,0482
1,559536019	1,642987	-0,08345	1,642987	-0,08345
2,245986746	2,295618	-0,04963	2,295618	-0,04963
1,762317944	1,77002	-0,0077	1,77002	-0,0077
2,41789594	2,355383	0,062513	2,355383	0,062513
2,512305624	2,395684	0,116622	2,395684	0,116622
2,904092598	2,994258	-0,09017	2,994258	-0,09017
2,616120544	2,572398	0,043722	2,572398	0,043722
1,965371841	1,882788	0,082584	1,882788	0,082584
3,100378248	3,161163	-0,06079	3,161163	-0,06079
1,36625361	1,482024	-0,11577	1,482024	-0,11577
2,78147767	2,726013	0,055464	2,726013	0,055464

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Halil Can ÖZAYDIN

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul 08.01.1990

E-Posta: halilcanozaydin@gmail.com

Lisans: T.C. Sakarya Üniversitesi

Mesleki Deneyim ve Ödüller:

Sözleşmeli Ar-Ge Mühendisi (2012-)

Arçelik A.Ş