

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISI POMPALI KURUTUCU EVAPORATÖRÜNÜN MODELLENMESİ VE
KURUTMA PERFORMANS PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ**

ÖNDER BALIOĞLU

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. A. HASAN HEPERKAN**

İSTANBUL, 2015

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ISI POMPALI KURUTUCU EVAPORATÖRÜNÜN MODELLENMESİ VE
KURUTMA PERFORMANS PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ**

Önder BALİOĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması 05.02.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Olcay KINCAY
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Seyhan Uygur ONBAŞIOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN
Marmara Üniversitesi

Bu tez çalışmasının deneysel ve nümerik çalışmaları, Arçelik A.Ş. Merkez ARGE altyapısı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

ÖNSÖZ

Isı pompası sistemi ile nem alan proseslerde buharlaştırıcının tasarımı ve çalışma şartlarının seçimi sistem verimliliği açısından büyük önem taşımaktadır. Açık literatürde buharlaştırıcı geometrisi çalışmalar yer alırken, buharlaştırıcının çalışma şartları özelinde fazla çalışma yer almamaktadır. Bu çalışma kapsamında, nem alma prosesinde çalışan bir buharlaştırıcının, çalışma şartları açısından ısı ve kütle transfer karakteristiği incelenmiştir. İnceleme kapsamında ısı ve kütle transferi modelleri kurulmuş, kurulan bu modeller istatistiksel model ile karşılaştırmalı olarak tartışılmıştır.

Doktora öğrenimim ve tez çalışmam süreci boyunca çok değerli önerileri ve eleştirileri ile katkıda bulunan danışman hocam Sn. Prof. Dr. Hasan HEPERKAN'a en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Doktora tez çalışmamın gerçekleşmesini sağlayan ve büyük destek olan Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge'ye, başta Sn. Cem KURAL, ve Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a şahıslarında teşekkür ederim.

Doktora öğrenim ve tez çalışma süresi boyunca göstermiş oldukları destekten dolayı Sn. Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU'na ve Sn. Doç. Dr. Özden AĞRA'ya teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaşan ve tez çalışmamın daha nitelikli olmasına katkıda bulunan Sn. Gökhan SIR, Sn. Halil Can ÖZAYDIN, Sn. Nihat KANDEMİR, Sn. Semih KURULAR'a teşekkürü borç bilirim.

Deneyisel çalışmalar süresince göstermiş oldukları teknik destekten dolayı başta Sn. Faruk KOCABIYIK, Sn. Volkan GÜNEY olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde bana maddi ve manevi her türlü desteği esirgemediği sağlayan çok değerli AİLEME teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmamın her anında desteğinin ve sevgisinin yanımda olduğunu bildiğim sevgili eşim Sn. Canan BALİOĞLU'na en derin duygularıyla sonsuz teşekkür ederim.

Aralık, 2015

Önder BALİOĞLU

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÇİZELGE LİSTESİ	xvi
ÖZET	xvii
ABSTRACT	xix
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.1.1 Buharlaştırıcılarda Hava Tarafı Isı ve Kütle Transferi Hakkında Yapılan İncelemeler	5
1.1.2 Buharlaştırıcılar için Soğutkan Tarafı Isı Transferi Hakkında Yapılan İncelemeler	28
1.2 Tezin Amacı.....	30
1.3 Özgün Katkı.....	31
BÖLÜM 2	
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	34
2.1 Deney Düzenegi.....	34
2.1.1 Kapalı Hava Çevrimi	35
2.1.2 Açık Hava Çevrimi	39
2.1.3 Soğutkan Hattı Çevrimi	39
2.1.4 Veri Toplama Sistemi	41
2.1.5 Proses Havası Debi Ölçümü	43
2.1.6 Soğutkan Hattı Debi Ölçümü.....	45

2.2	Ölçüm Belirsizliği Analizi.....	47
2.3	Deney Matrisi.....	48
BÖLÜM 3		
TEORİK ÇALIŞMALAR.....		50
3.1	Isı Transferi İncelenmeleri.....	50
3.1.1	Buharlaştırıcı Hava Giriş Nem Miktarının Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi	56
3.1.2	Buharlaştırıcı Sıcaklığının Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi....	59
3.1.3	Buharlaştırıcı Giriş Hava Sıcaklığının Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi	61
3.1.4	Buharlaştırıcı Giriş Hava Debisinin Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi	64
3.1.5	Buharlaştırıcı Kanat Sayısının Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi	66
3.2	Kütle Transferi İncelenmeleri.....	69
3.2.1	Buharlaştırıcı Hava Giriş Nem Miktarının Kütle Transfer Katsayısı Üzerine Etkisi	71
3.2.2	Buharlaştırıcı Sıcaklığının Kütle Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi.....	73
3.2.3	Buharlaştırıcı Giriş Hava Sıcaklığının Kütle Transfer Katsayısı Üzerine Etkisi	75
3.2.4	Buharlaştırıcı Giriş Hava Debisinin Kütle Transfer Katsayısı Üzerine Etkisi	77
3.2.5	Buharlaştırıcı Kanat Sayısının Kütle Transfer Katsayısı Üzerine Etkisi	79
3.3	Isı ve Kütle Transferinin Ampirik Olarak Modellenmesi ve Literatür ile Mukayese.....	80
3.3.1	Dış Taraf Taşınım Katsayısı Regresyon Modeli Sonuçlarının İrdelenmesi	84
3.3.2	Kütle Transfer Katsayısı Regresyon Modeli Sonuçlarının İrdelenmesi	85
3.3.3	Nem Alma Hızı Regresyon Modeli Sonuçlarının İrdelenmesi	86
3.4	İstatistiksel Analiz Yöntemi ile Modelleme.....	87
3.4.1	İstatistiksel Analiz İçin İzlenen Metot	88
3.4.2	Genel Kavramlar ve Eşitlikler	89
3.4.3	Dış Taraf Taşınım Katsayısı için İstatistiksel Analiz Sonuçlarının Tartışılması	101
3.4.4	Kütle Transfer Katsayısı için İstatistiksel Analiz Sonuçlarının Tartışılması	107
3.5	Isı ve Kütle Transferi Modeli ile İstatistiksel Modelin Kıyaslanması.....	113

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER	115
-------------------------	-----

4.1 Sonuçlar.....	115
-------------------	-----

4.2 Öneriler.....	119
-------------------	-----

KAYNAKLAR.....	121
----------------	-----

EK - A

MINITAB ANALİZ SONUÇLARI	124
--------------------------------	-----

ÖZGEÇMİŞ.....	128
---------------	-----

SİMGE LİSTESİ

a	Katsayı
A	Alan (m^2)
A_f	Isı değiştirici toplam kanat alanı (m^2)
A_{min}	Minimum hava geçiş alanı (m^2)
A_o	Isı değiştirici toplam yüzey alanı (m^2)
$A_{p,i}$	Isı değiştiricisi ortalama boru içi alanı (m^2)
$A_{p,o}$	Isı değiştiricisi ortalama boru dış alanı (m^2)
b_f	Kanat üzerindeki entalpinin sıcaklığa bağlı değişimini ifade eden katsayı(-)
b_p	Boru üzerindeki entalpinin sıcaklığa bağlı değişimini ifade eden katsayı (-)
b_r	Soğutkan üzerindeki entalpinin sıcaklığa bağlı değişimini ifade eden katsayı(-)
b_w	Sıvı filmi hesaplamalarında kullanılan katsayı(-)
Bo	Bond sayısı(-)
b_p	Boru üzerindeki entalpinin sıcaklığa bağlı değişimini ifade eden katsayı(-)
$b_{w,p}$	Boru üzerindeki sıvının entalpisinin değişimini ifade eden katsayı(-)
$b_{w,m}$	Yüzeydeki sıvı filmindeki entalpinin değişimini ifade eden katsayı(-)
C_{Pa}	Sabit basınçta nemli havanın özgül ısısı ($kJ/kg\ K$)
D	Difüzyon katsayısı (-)
D_c	Boru dış çapı (m)
D_i	Boru iç çapı (m)
E_{mf}	İç taraf taşınım katsayısı hesabında ısı akı oranına bağlı katsayı(-)
E_{RB}	İç taraf taşınım katsayısı hesabında boru boyutlarına bağlı katsayı(-)
e_F	Kanat yüksekliği (m)
f	Boyutsuz sürtünme karakteristiği ifadesi (-)
F_p	Kanatlar arası mesafe (m)
F	Düzeltme faktörü(-)
G_{max}	Minimum akış bölgesine göre hesaplanmış kütleli akı (kg/m^2s)
$h_{c,o}$	Havanın kuru durumdaki dış taraf taşınım katsayısı (W/m^2K)
$h_{c,o,f}$	Havanın kanattaki kuru durum dış taraf taşınım katsayısı (W/m^2K)
$h_{c,o,p}$	Havanın borudaki kuru durum dış taraf taşınım katsayısı (W/m^2K)
$h_{d,o}$	Kütle taşınım katsayısı (kg/m^2s)
h_i	İç ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
H_o	İstatistiksel analizde sıfır hipotezinin gösterimi(-)

H_1	İstatistiksel analizde alternatif hipotezin gösterimi(-)
h_o	Dış taraf ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_{ow}	Islak durum dış taraf ısı transferi katsayısı (W/m^2K)
i_f	Kanat üzerindeki havanın entalpisi (kJ/kg)
$i_{f,b}$	Kanat taban sıcaklığındaki havanın entalpisi (kJ/kg)
$i_{f,m}$	Ortalama kanat sıcaklığındaki havanın entalpisi (kJ/kg)
i_s	Doymuş havanın entalpisi (kJ/kg)
$i_{s,p}$	Havanın boru yüzey sıcaklığındaki doyma entalpisi (kJ/kg)
$i_{s,r}$	Soğutkanın boru yüzey sıcaklığındaki doyma entalpisi (kJ/kg)
$i_{s,w}$	Kanat üzerindeki sıvının boru yüzey sıcaklığındaki doyma entalpisi (kJ/kg)
j_h	Isı transferi karakteristiğini ifade eden boyutsuz sayı(-)
j_m	Kütle transferi karakteristiğini ifade eden boyutsuz sayı(-)
k_p	Borunun ısı iletim katsayısı ($W/m K$)
L_p	Boru uzunluğu (m)
M	Molar kütle kütlesi (kmol)
$\dot{m}_{soğ}$	Soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s)
m_w	Difüzyon akısı (kg/m^2s)
$\dot{m}_{yoğ}$	Yoğuşma hızı (kg/s)
N	Boru sıra sayısı(-)
n	Örnek sayısı(-)
P_d	Dalgalı tip kanatlı ısı değiştiricilerinde dalga yüksekliği (mm)
P_{evap}	Buharlaştırma durumundaki doyma basıncı (kPa)
P_l	Isı değiştirici boruları arasındaki yatay mesafe (m)
P_t	Isı değiştirici boruları arasındaki düşey mesafe (m)
Pr	Prandtl sayısı(-)
Q	Toplam ısı transferi (kW)
Q_{hava}	Hava tarafından transfer edilen ısı miktarı (kW)
$\dot{Q}_{soğ}$	Soğutkan tarafından transfer edilen ısı miktarı (kW)
q''	Isı akısı (W/K)
q_F	Kanattan transfer olan ısı akısı (W/K)
Re	Reynolds sayısı(-)
Re_{Dc}	Boğaz çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı(-)
Re_l	Boru için akışta sıvının Reynolds sayısı(-)
Rx	Geometrik iyileştirme faktörü(-)
RH	Havanın bağıl nemi(%)
$RH_{\check{c}}$	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)i
S_c	Schmidt Sayısı(-)
S_r	Artık karelerin toplamı(-)
SS	Kareler toplamı(-)
SS_E	Hatalar için düzeltilmiş kareler toplamı(-)
SS_T	Düzeltilmiş kareler toplamı(-)
St	Stanton sayısı(-)
T	Kuru termometre sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_{buh}	Buharlaştırıcı sıcaklığı (°C)
$T_{çığ}$	Çiğ noktası sıcaklığı (°C)
T_f	Kanat sıcaklığı (°C)
$T_{f,b}$	Kanat taban sıcaklığı (°C)
$T_{f,t}$	Kanat uç sıcaklığı (°C)
$T_{f,m}$	Ortalama kanat sıcaklığı (°C)
$T_{hava,g}$	Havanın giriş sıcaklığı (°C)
$T_{p,i}$	Akışkan boru giriş sıcaklığı (°C)
$T_{p,i,m}$	Akışkan boru giriş ortalama sıcaklığı (°C)
$T_{p,o,m}$	Akışkan boru çıkış ortalama sıcaklığı (°C)
$T_{p,out}$	Akışkan borudan çıkış sıcaklığı (°C)
T_r	Soğutkan sıcaklığı (°C)
$T_{r,m}$	Soğutkan ortalama sıcaklığı (°C)
$T_{yoğ}$	Yoğuşturucu sıcaklığı (°C)
T_w	Sıvı filminin sıcaklığı (°C)
$U_{o,w}$	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
$W_{komp.}$	Kompresörün harcadığı güç (W)
w_p	Hata oranı(%)
Y_{ij}	Gözlem sonucunda elde edilen rassal değişken(-)
V_{hava}	Havanın hacimsel debisi (l/s)
$\bar{x}$	Bir sayı grubunun ortalaması
x_f	Dalgalı tip ısı değiştiricilerdeki dalga boyu (m)
x_p	Boru üzerindeki birim uzunluk (m)
y_w	Yoğuşma suyu film kalınlığı (m)
z	Rassal değişken(-)
α_{cab}	Kılcaldurumdaki ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
α_{cb}	Konvektif kaynama durumundaki ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
α_{nb}	Çekirdek kaynaması durumundaki ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
α_{TP}	Boru içerisindeki ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
ρ_a	Havanın yoğunluğu (kg/m ³)
ϵ	Hata (%)
η_f	Kanat verimi(-)
$\eta_{f,w}$	Islak kanat verimi(-)
δ	Sıvı film kalınlığı (m)
δ_w	Yoğuşma suyu film kalınlığı (m)
ϕ_{rh}	Havanın bağıl nemi(%)
Φ	Standart normal kümülatif dağılım fonksiyonu
μ	Dinamik viskozite (Pa s)
π_n	Buckingham pi teoremi boyutsuz sayıları
σ	Standart sapma
τ_i	i noktasındaki faktör seviyesi
ω	Havanın özgül nemi (gr/kgKH)
Ω	Sıcaklığa bağlı çarpışma katsayısı
Δi_m	Logaritmik entalpi farkı (kJ/kg)
ΔT_f	Kanat yüzeyi ortalama sıcaklık farkı (°C)
ΔT_m	Ortalama sıcaklık farkı (°C)

KISALTMA LİSTESİ

AB	Avrupa Birliği
ANOVA	Değişkenlerin Analizi (Analysis of Variances)
ASL	Alt spesifikasyon limiti
COP	Performans katsayısı (Coefficient of Performance)
DC	Doğru akım (Direct Current)
EEI	Enerji Verimliliği Endeksi (Energy Efficiency Index)
EES	Engineering Equation Solver
EPM	Entalpi Potansiyeli Metodu
FPI	İnç başına düşen kanat sayısı (Fin Per Inch)
NTU	Isı transfer ünitelerinin sayısı (Number of Transfer Units)
ÜSL	Üst spesifikasyon limiti
SS	Kareler Toplamı (Sum of Squares)
VTs	Veri Toplama Sistemi

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 Eysel kurutma makinelerinde kullanılan havalandırmalı (sol) ve yoğuşturmalı (sağ) kurutma sistemleri	2
Şekil 1. 2 Eysel kurutma makinelerinde kullanılan ısı pompası kurutma sisteminin şematik görüntüsü	3
Şekil 1. 3 Psikrometrik diyagram üzerinde ısı değiştirici ıslaklığının gösterimi [1]	5
Şekil 1. 4 Havanın giriş bağıl nemi ve hızının buharlaştırıcı üzerinde (a) kapasite, (b) yoğuşma miktarı ve (c) basınç düşümüne olan etkisi [1].....	7
Şekil 1. 5 Havanın giriş bağıl nemi ve sıcaklığının buharlaştırıcı üzerinde (a) yoğuşma miktarı, (b) kapasite ve (c) basınç düşümüne olan etkisi [1]	8
Şekil 1. 6 Kanat aralığının (a), boru sıra sayısının (b) ve giriş bağıl neminin (c) ısı ve momentum transferine etkisi [2].....	9
Şekil 1. 7 Kanat aralığının (a), boru sıra sayısının (b) ve giriş bağıl neminin (c) kütle transferine etkisi [2].....	10
Şekil 1. 8 Kanat tipleri (a) dalgalı kanat, (b) kesikli kanat, (c) patlatma kanatlı [3].....	11
Şekil 1. 9 Giriş bağıl neminin hava tarafı ısı geçişine etkisi (a) dalgalı kanat, (b) kesikli kanat, (c) patlatmalı kanat. [3].....	12
Şekil 1. 10 Kanat verimi hesaplamalarında kullanılan sonlu dairesel hesap metodu [4].....	13
Şekil 1. 11 Sonlu dairesel hesap metodu ile elde edilen j faktörü değerleri [4]	14
Şekil 1. 12 Kanat kalınlığının ısı transferi katsayısı ve basınç düşümüne etkisi (a) $F_p = 1,41$ mm ve (b) $F_p = 2,54$ mm [5]	15
Şekil 1. 13 Farklı kanat açıklığı durumları için hava akışı ve su damlalarının temsili görünümü (a) $F_p = 1,41$ mm ve (b) $F_p = 2,54$ mm [5]	16
Şekil 1. 14 Test edilen dalga formu tipleri (a) keskin tip (b) düz tip [6]	16
Şekil 1. 15 Boru sıra sayısının ısı transferi üzerine etkisi [6]	17
Şekil 1. 16 Boru sıra sayısının ısı transferi üzerine etkisi [6]	18
Şekil 1. 17 Test edilen ısı değiştiricisinin geometrik özellikleri [7].....	19
Şekil 1. 18 (a) Kanatlar arası mesafenin (b) boru sıra sayısının ve (c) giriş bağıl neminin ısı transferi ve basınç düşümü performansına etkisi [7].....	21
Şekil 1. 19 Deneysel çalışmalarda kullanılan sistemin şematik olarak görüntüsü [11] ..	22
Şekil 1. 20 4 ve 6m/s hava hızları için yüzey ıslaklık profili [11].....	23
Şekil 1. 21 1,0 ve 3,0 m/s hava hızları için yüzey ıslaklık profili [11].....	23
Şekil 1. 22 15° ve 25° kanat dalga açısı için ısı transferi ve basınç düşümü etkileri [11] ..	24
Şekil 1. 23 Test numunelerinin ölçüm şematigi [12].....	25

Şekil 1. 24 Kanat aralığının (a) 1,7 mm ve (b) 3,3 mm olduğu durumlar için boru sıra sayısının ısı transferi üzerine etkisi [12].....	25
Şekil 1. 25 Spiral kanatlı ısı değiştiricinin boru kesit görseli [24]	26
Şekil 1. 26 Spiral kanatlı ısı değiştiricide hava hızına bağlı olarak ısı transfer katsayısı değişimi [24].....	27
Şekil 1. 27 Spiral kanatlı ısı değiştiricide hava hızına bağlı olarak ısı transfer katsayısı değişimi [27].....	28
Şekil 2. 1 Tez çalışmasında kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi [19].....	35
Şekil 2. 2 Kapalı hava çevriminin şematik ve gerçek görüntüsü	36
Şekil 2. 3 Buharlaştırıcı test bölgesi	36
Şekil 2. 4 Deney düzeneğinde yer alan terazi ve su toplama haznesi	37
Şekil 2. 5 Deney düzeneğinde yer alan proses fanı.....	37
Şekil 2. 6 Mikromanometre (Altta) ve pitot tüpünün (üstte) gösterimi	38
Şekil 2. 7 Basınç prizlerinin gösterimi.	38
Şekil 2. 8 Açık hava çevriminin görüntüsü	39
Şekil 2. 9 Yoğuşturucu hava girişinde yer alan sensörlerin gösterimi.....	39
Şekil 2. 10 Soğutma çevriminde kullanılan akümülatör.....	40
Şekil 2. 11 Soğutma çevriminde kullanılan kısılma vanası (iğne vana)	41
Şekil 2. 12 Deneysel çalışmalarda kullanılan veri toplama ünitesi	42
Şekil 2. 13 Düzenekte kullanılan proses fanının ve sistemin eğrisi.....	44
Şekil 2. 14 Sabit pitot tüpü için kurulan ilişkinin gerçek duruma göre kıyaslaması [19]	44
Şekil 2. 15 Kompresör çalışma noktalarının gösterildiği örnek grafik.....	46
Şekil 2. 16 Kalorimetre sonucu ile hesaplanan buharlaştırıcı kapasitesinin karşılaştırılması	46
Şekil 3. 1 Kanat kesiti ve hesaplamada kullanılan büyüklükler.....	51
Şekil 3. 2 Islak durum kanat veriminin çıkartılması için kullanılan şematik gösterim [7].....	53
Şekil 3. 3 Özgül nem miktarının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI ve 40 l/s)	57
Şekil 3. 4 Özgül nem miktarının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI ve 50 l/s)	58
Şekil 3. 5 Özgül nem miktarının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI ve 50 l/s)	59
Şekil 3. 6 Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI).....	60
Şekil 3. 7 Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI).....	61
Şekil 3. 8 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %70RH)	62
Şekil 3. 9 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %80RH)	63
Şekil 3. 10 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI)	64
Şekil 3. 11 Buharlaştırıcı giriş hava debisinin değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %70RH)	65
Şekil 3. 12 Buharlaştırıcı giriş hava debisinin değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%90RH)	66

Şekil 3. 13 Buharlaştırıcı kanat sayısının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%70RH)	67
Şekil 3. 14 Buharlaştırıcı kanat sayısının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%90RH ve %80RH)	68
Şekil 3. 15 Özgül nem miktarının değişimine göre kütle taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI ve 40 l/s).....	71
Şekil 3. 16 Özgül nem miktarının değişimine göre kütle taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI ve 50 l/s).....	72
Şekil 3. 17 Özgül nem miktarının değişimine göre kütle taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI ve 50 l/s).....	73
Şekil 3. 18 Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI).....	74
Şekil 3. 19 Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI).....	75
Şekil 3. 20 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %80RH)	76
Şekil 3. 21 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI - %70 ve %80RH).....	77
Şekil 3. 22 Buharlaştırıcı giriş hava debisinin değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %70RH)	78
Şekil 3. 23 Buharlaştırıcı giriş hava debisinin değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%90RH)	79
Şekil 3. 24 Buharlaştırıcı kanat sayısının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%90RH ve %80RH)	80
Şekil 3. 25 Elde edilen Colburn-j faktörünün literatür [4] ile kıyaslanması	85
Şekil 3. 26 Elde edilen Colburn-jm faktörünün literatür [4] ile kıyaslanması	86
Şekil 3. 27 Mühendislikte problem çözüm yöntemi [23]	87
Şekil 3. 28 Normal dağılım eğrisi gösterimi.....	89
Şekil 3. 29 H_0 ve H_1 hipotezleri için karar verme durumu.....	90
Şekil 3. 30 Artıkların normal olasılık grafiğinde analizi	95
Şekil 3. 31 Artıkların tahmin edilen değerlere göre dağılımı	96
Şekil 3. 32 Artıkların olası dağılımları (a) istenen dağılım (b) koni (c) çift yay ve (d) non-lineer [23].....	96
Şekil 3. 33 2^2 deney tasarımının geometrik notasyonda gösterimi	98
Şekil 3. 34 2^3 deney tasarımının geometrik notasyonda gösterimi	99
Şekil 3. 35 2^3 deney tasarımında kontrastların gösterimi [23]	100
Şekil 3. 36 Minitab faktör tanımlama ekranı	101
Şekil 3. 37 Dış taraf taşınım katsayısının normallik kontrolü	102
Şekil 3. 38 Etkiler için normal dağılım grafiği	103
Şekil 3. 39 Ana faktörler ve etkileşimleri için ANOVA tablosu	103
Şekil 3. 40: Artıkların normal dağılım grafiği.....	104
Şekil 3. 41 Artıklar ile tahmin edilen değerlerin değişimi	104
Şekil 3. 42 Artıkların deney sıralamasına göre değişimi	105
Şekil 3. 43 Tahmin Edilen Değerler için Ana Etki Etki Grafiği.....	106
Şekil 3. 44 Bağlı nem ve hava sıcaklığı için çoklu değişken grafiği	106
Şekil 3. 45 Etkileşimlerin yer aldığı pasta grafiği.....	107

Şekil 3. 46 Kütle transfer katsayısı için verilerin normal dağılım kontrolü	108
Şekil 3. 47 Kütle transfer katsayısı hesaplaması için etkin parametrelerin tespiti	109
Şekil 3. 48 Kütle transfer katsayısı hesaplamasında değişkenlerin analizinin gösterimi	109
Şekil 3. 49 Kütle transfer katsayısı hesaplamasında artıkların analizinde kullanılan grafiklerin gösterimi.....	110
Şekil 3. 50 Kütle transfer katsayısı modelinde parametrelerin etkisi	111
Şekil 3. 51 Kütle transfer katsayısı modeli için çoklu değişken analiz grafiği	112
Şekil 3. 52 Kütle transfer katsayısı modeli için etkilerin baskınlık derecesi.....	113
Şekil 3. 53 Isı transfer katsayılarının karşılaştırılması	114
Şekil 3. 54 Kütle transfer katsayılarının karşılaştırılması	114

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1. 1 AB 932/2012 numaralı direktifine göre EEl değerleri.....	4
Çizelge 1. 2 Deneysel çalışmalarda kullanılan fiziksel parametreler ve değişkenlik seviyesi	6
Çizelge 1. 3 Yun ve arkadaşlarının kullandığı eşitliklerde kullanılan katsayılar [16]	30
Çizelge 2. 1 Deney düzeneğinde kullanılan sensörlerin listesi	42
Çizelge 2. 2 Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının doğruluk değerleri	47
Çizelge 2. 3 Hesaplanan belirsizlik değerleri	48
Çizelge 2. 3 Tez çalışmalarına konu olan deney matrisi.....	49
Çizelge 3. 1 Model çıktılarına etki eden parametreler	82
Çizelge 3. 2: ANOVA Örnek Uygulaması	91
Çizelge 3. 4 Tek faktörlü Deney İçin Verilerin Gösterimi	92
Çizelge 3. 5 Örnek ANOVA tablosu	94
Çizelge 3. 6 Örnek ANOVA tablosu - 2	94

**ISI POMPALI KURUTUCU EVAPORATÖRÜNÜN MODELLENMESİ VE
KURUTMA PERFORMANS PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ**

Önder BALİOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. A. Hasan HEPERKAN

Avrupa’da artan çevre bilincinin yanı sıra Eko Tasarım şartları ve ilgili yasal düzenlemeler dayanıklı tüketim malları pazarında rekabeti oldukça arttırmaktadır. Evsel kurutma makineleri açısından bakıldığında, enerji verimliliğinin artışı ısı pompası sisteminin evsel çamaşır kurutma makinelerine entegrasyonu ile hız kazanmıştır. Bu sistemlerin fiyat rekabetçi olarak tasarlanması, bu sistemlerin modellenmesini ve en uygun performans seviyesine getirilmesini önemli kılmaktadır. Bu doktora tez çalışmasında, söz konusu ısı pompası sisteminin buharlaştırıcısının modellenmesi ve en iyi performans noktasını sağlayacak çalışma koşullarının tespit edilmesi amaçlanmıştır.

Tez çalışmasının birinci bölümünde, literatürde konu ile ilgili geçmişte yapılan çalışmalar ve yürütülen doktora çalışmasının özgün yönü paylaşılmıştır. Özellikle Uzak Doğu’lu araştırmacıların son yıllarda bu konu üzerine çalıştığı ancak tüm çalışmaların iklimlendirme sistemleri üzerine yoğunlaştığı ve bu sektöre uygun buharlaştırıcı geometrik özelliklerini kapsadığı tespit edilmiştir.

Tezin ikinci bölümünde, deneysel çalışmalara konu olan ve ilgili deneylerin yürütüldüğü deney düzeneği hakkında detaylı bilgi paylaşımında bulunulmuştur. Deney düzeneğinde kullanılan cihazlar ve araçlar paylaşılmıştır. Ayrıca, deney düzeneğinin kapalı hava çevriminde kullanılan eş zamanlı hava debisi ölçüm yönteminden bahsedilmiştir.

Üçüncü bölümde, deneysel çalışma çıktıları kullanılarak gerçekleştirilen teorik çalışmaların ve modelleme çalışmalarının sonuçları paylaşılmıştır. Sonuçlar ilk etapta ısı ve kütle transferi yönetici denklemleri ile modellenmiştir. Bunun sonucunda dış taraf taşınım katsayısı ile kütle transfer katsayısı tespit edilmiş; literatürde var olan çalışmalar ile de kıyaslanmıştır. Elde edilen katsayılar, aynı zamanda kurulan istatistiksel model ile de değerlendirilerek, buharlaştırıcı performansı üzerine en etkin parametreler tespit edilmiştir.

Tez çalışmasının son bölümünde ise elde edilen sonuçlar ile gelecek çalışmalara yol göstermesi açısından önerilere yer verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kurutma, buharlaştırıcı, ısı pompası, istatistiksel analiz, değişkenlerin analizi, deney tasarımı

**MODELLING OF HEAT PUMP DRYER EVAPORATOR AND INVESTIGATION
OF FACTORS EFFECTING ON DRYING**

Önder BALIOĞLU

Department of Mechanical Engineering

Ph.D. Thesis

Adviser: Prof. Dr. A. Hasan HEPERKAN

Eco design regulations about major domestic appliances not only play an important role for increasing energy efficiency but also increases the competition about energy efficiency with the lowest possible cost. Considering tumble dryers, adaptation of heat pump technology as the drying system highly increased the energy efficiency. In this study, to increase the efficiency of heat pump dehumidifying systems, the effects of the working condition of evaporator on the dehumidification performance has been studied.

In the first chapter, literature survey has presented. It is revealed that many studies have been carried out which are focused on the physical properties of evaporators. However, there are rare studies which are focused on working conditions of evaporators especially designed for dehumidification.

In the second chapter, experimental setup which is used to carry out experimental studies has been presented. Five major effects have been selected for investigation: evaporation temperature, evaporator air inlet temperature, evaporator air inlet humidity ratio, air flow rate and fin per inch value. Also, components of the experimental setup have been presented.

In the third chapter, heat and mass transfer models have been presented. Model results have validated with the experimental test results. Moreover, an ampirical and statistical

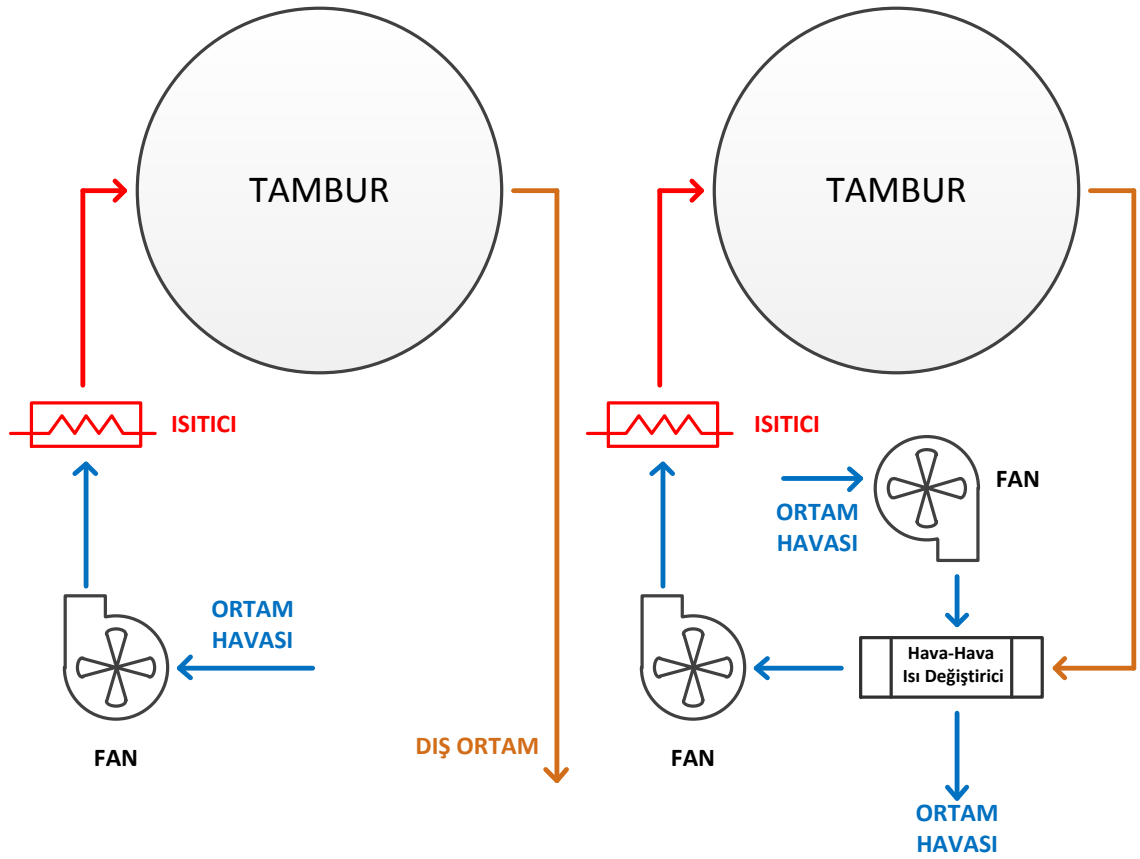
model have been developed for detailed analysis. In the final part of the chapter, results obtained from these models have been compared with each other and with the literature.

In the last chapter, results and discussions have given. Possible improvement techniques not only for modeling but also for component design have been presented.

Keywords: Domestic dryer, heat pump, heat and mass transfer modelling, statistical modelling, analysis of variances, desing of experiment.

1.1 Literatür Özeti

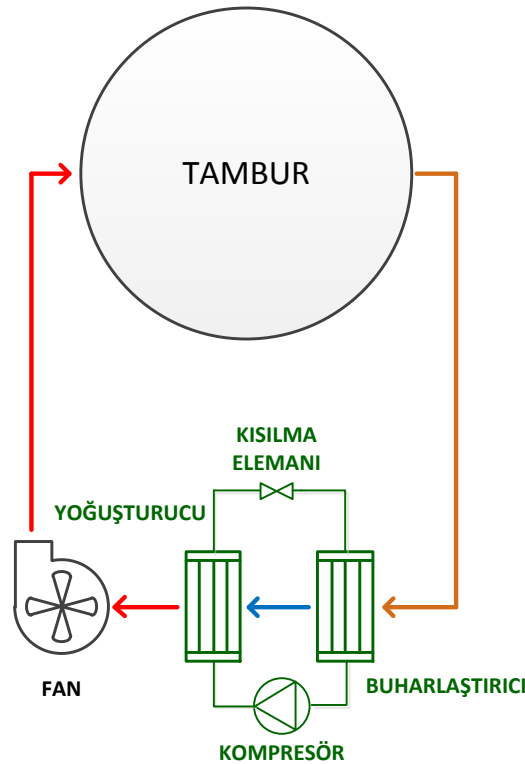
Evsel çamaşır kurutma amacıyla kullanılan kurutma makineleri pazarda 3 temel kurutma mekanizması ile kurutma işlemini gerçekleştirmektedirler. Bunlardan birisincisi, havalandırmalı tip (air vented) olarak adlandırılan ve ortam havasının bir ısıtıcı yardımı ile çamaşır üzerinden nem alma şartına getirildiği ve tamburdan çıkan nemli havanın tekrar dış ortama verildiği makinelerdir. İkinci tip kurutma makineleri proses havasının kapalı bir çevrim içerisinde makine içerisinde sirküle edildiği ve kurutma havasının ısıtıcı ile şartlandırıldığı “kondenserli” kurutuculardır. Tambur çıkışındaki nemli hava, çapraz akışlı bir hava-hava ısı değiştirici ile ortam havası kullanılarak yoğuşturulmaktadır. Yoğuşturma işleminde ısı çekmek amacıyla kullanılan ortam havası tekrar ortama verilmektedir. Bu tip çamaşır kurutma makineleri, pazarda en çok tercih edilen kurutma makineleridir. Bu sistemin de şematik olarak anlatıldığı görseller aşağıdaki Şekil 1.1’de sunulmuştur.



Şekil 1. 1 Evsel kurutma makinelerinde kullanılan havalandırmalı (sol) ve yoğuşturmalı (sağ) kurutma sistemleri

Üçüncü tip kurutma makineleri ise proses havasının şartlandırılma işleminin buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimiyle, yani bir ısı pompası sistemiyle gerçekleştirildiği ve kapalı çevrim çalışan makinelerdir. Bu tip makinelerde, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde yoğuşturucu görevini üstlenen komponent tarafından proses havası ısıtılarak tambur içerisine gönderilir. Isıtılan tambur havası ile çamaşırların o anki sıcaklıklarının meydana getirdiği kısmi buhar basıncı arasındaki fark, çamaşırların üzerinden nem transferinin olmasına neden olmaktadır. Tambur çıkışındaki nemli proses havasının, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde buharlaştırıcı olarak çalışan komponent tarafından nemi alınmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığı nemli havanın çığ noktası sıcaklığından daha düşük bir sıcaklıkta çalışmak üzere tasarlanmaktadır. Bu şekilde buharlaştırıcı üzerinde sürekli olarak nem alma işlemi gerçekleştirilmektedir. Buharlaştırıcı üzerine nem alma işleminin gerçekleştirilmesinin ardından yoğuşturucu tarafından adiyabatik olarak ısıtılan proses havası tambur içerisinde gönderilerek bir tam hava çevrimi tamamlanmaktadır. Isı

pompası sistemi kullanılan kurutma makinelerinin şematik görüntüsü Şekil 1.2’de sunulmuştur.



Şekil 1. 2 Eysel kurutma makinelerinde kullanılan ısı pompası kurutma sisteminin şematik görüntüsü

Yukarıda tarif edilen üç tip kurutma makinesi, kurutma sistemlerinin verimliliği açısından karşılaştırıldığında ısı pompası sistemi ile çalışan kurutma makinelerinin konvansiyonel ısıtıcılı kurutma makinelerine kıyasla daha verimli olduğu anlaşılmaktadır.

Kurutma makinelerinin yaygın olarak kullanıldığı Avrupa Birliği (AB) ülkelerinde geçerli olan AB standartları, sürdürülebilir verimlilik artışı bakış açısının bir uzantısı olarak evsel çamaşır kurutma makinesi üreticilerinin ve kullanıcılarının daha verimli ürünler kullanmasını sağlayacak kanuni düzenlemeler ve tasarım kriterleri oluşturmaktadır. Hali hazırda, kurutma makinelerinin enerji tüketimi ölçümü “BS EN 61121” numaralı standart doğrultusunda gerçekleştirilmektedir. 2012 yılında AB komisyonunca yayınlanan 932/2012 numaralı düzenleme ile birlikte, kurutma makineleri için yeni “Eko-Tasarım” kriterleri tanımlanmıştır. Bu düzenlemeye göre;

- Enerji verimliliği indeksi (EEI) tablosu (Çizelge 1.1) güncellenmiştir.

- Enerji tüketimi testlerinde, deklarasyon kapasitesi ile yapılan testlere ek olarak deklarasyon kapasitesinin yarısı kadar olan yüklerle de testler gerçekleştirilecek ve hesaplamalarda bu test sonuçları da kullanılacaktır.
- 1 Kasım 2013 tarihinden itibaren D enerji sınıfı; 1 Kasım 2015'ten itibaren ise C enerji sınıfındaki kurutma makineleri pazarda yer alamayacaktır.

AB'nin 932/2012 numaralı direktifinde yer alan EEI tablosu aşağıdaki Çizelge 1. 1'de sunulmuştur.

Çizelge 1. 1 AB 932/2012 numaralı direktifine göre EEI değerleri

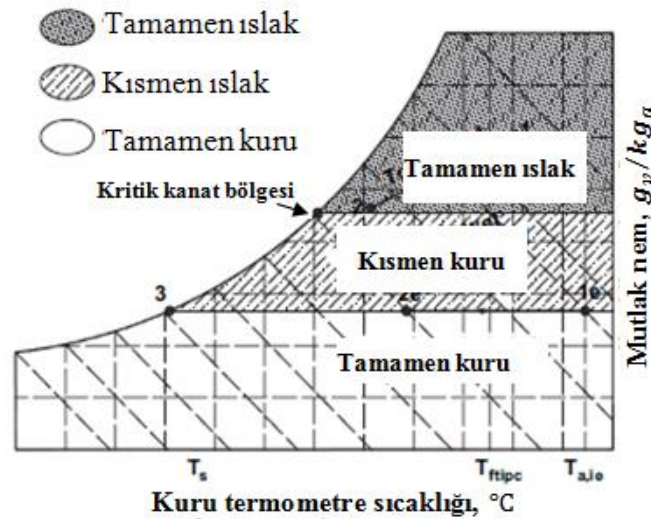
A+++	A++	A+	A	B	C	D
$EEI < 24$	$24 \leq EEI < 32$	$32 \leq EEI < 42$	$42 \leq EEI < 65$	$65 \leq EEI < 76$	$76 \leq EEI < 85$	$85 \leq EEI$

Yukarıda özeti sunulan 932/2012 numaralı direktifte yer aldığı üzere, AB komisyonu evsel kurutma makinelerinde enerji verimliliğinin arttırılmasına yönelik olarak bir eylem içerisinde yer almaktadır. Bu eylem doğrultusunda da ısı pompalı kurutma makineleri pazarda yaygınlaşma eğilimi içerisine girmekte ve rekabet ortamında artış meydana gelmektedir.

Isı pompası sistemlerinde nem alan komponent buharlaştırıcı olduğundan dolayı buharlaştırıcının tasarımı toplam sistem verimi açısından büyük önem taşımaktadır. Buharlaştırıcının tasarımı kanat tipi, boru malzemesi, kanat malzemesi, kanat kaplaması (hidrofilik, hidrofobik, süperhidrofilik, süperhidrofobik, antikorozyon vb), kanat kalınlığı kanatlar arası mesafe gibi doğrudan buharlaştırıcının geometrik özellikleri ile ilgiliyken aynı zamanda buharlaştırıcıya giren havanın hızı, bağıl nemi, sıcaklığı gibi proses havası şartlarına da bağlıdır. Yürütülen doktora tez çalışması kapsamında, buharlaştırıcının çalışma basıncına ek olarak buharlaştırıcı giriş havası şartlarının buharlaştırıcı performansına etkisi deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçların incelenmesi kapsamında ısı ve kütle transferi eşitlikleri açısından bir değerlendirme yapılırken; istatistiksel analiz yöntemi kullanılarak buharlaştırıcının çalışabileceği en uygun çalışma noktası da tespit edilmiştir.

1.1.1 Buharlaştırıcılarda Hava Tarafı Isı ve Kütle Transferi Hakkında Yapılan İncelemeler

Konu hakkındaki literatür çalışmaları, buharlaştırıcı performansının çeşitli parametrelere göre değiştiği durumları inceleyen çalışmaları kapsamaktadır. Huzayyin ve arkadaşlarının [1] yapmış olduğu çalışmada, nem alma şartlarında çalışan dalgalı kanatlı tip ısı değiştiricilerde, hava tarafı ısı ve kütle transferi performansı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma sonuçlarının incelenmesinde havanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı, bağıl nemi, hızı ve buharlaştırıcı sıcaklığı gibi çalışma şartlarının soğutma kapasitesi, nem alma hızı, basınç düşümü gibi parametreler üzerine etkisi incelenmiştir. Çalışma kapsamında, ısı değiştiricisinin yüzeyinde nem alma şartlarında meydana gelen ıslanma durumu, psikrometrik diyagram kullanılarak gösterilmiştir. Söz konusu şartlar Şekil 1.3'te sunulmuştur.



Şekil 1. 3 Psikrometrik diyagram üzerinde ısı değiştirici ıslaklığının gösterimi [1]

Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği test düzeneği ısı değiştirici üzerinden geçen hava çevrimi ve ısı değiştiriciyi şartlayan soğutma çevriminden oluşmaktadır. Isı değiştiricinin şartlandırılması işleminde soğutucu akışkan olarak R134a kullanıldığı belirtilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan parametreler ve değişkenlik seviyeleri Çizelge 1.2'de sunulmuştur.

Çizelge 1. 2 Deneysel çalışmalarda kullanılan fiziksel parametreler ve değişkenlik seviyesi

Parametre	Değişkenlik Seviyesi
Hava Giriş Sıcaklığı [°C]	20-30
Hava Giriş Bağıl Nemi [%RH]	40-95
Hava Hızı [ms-1]	0,5-1,5
Buharlaştırıcı Basıncı [kPa]	308-377

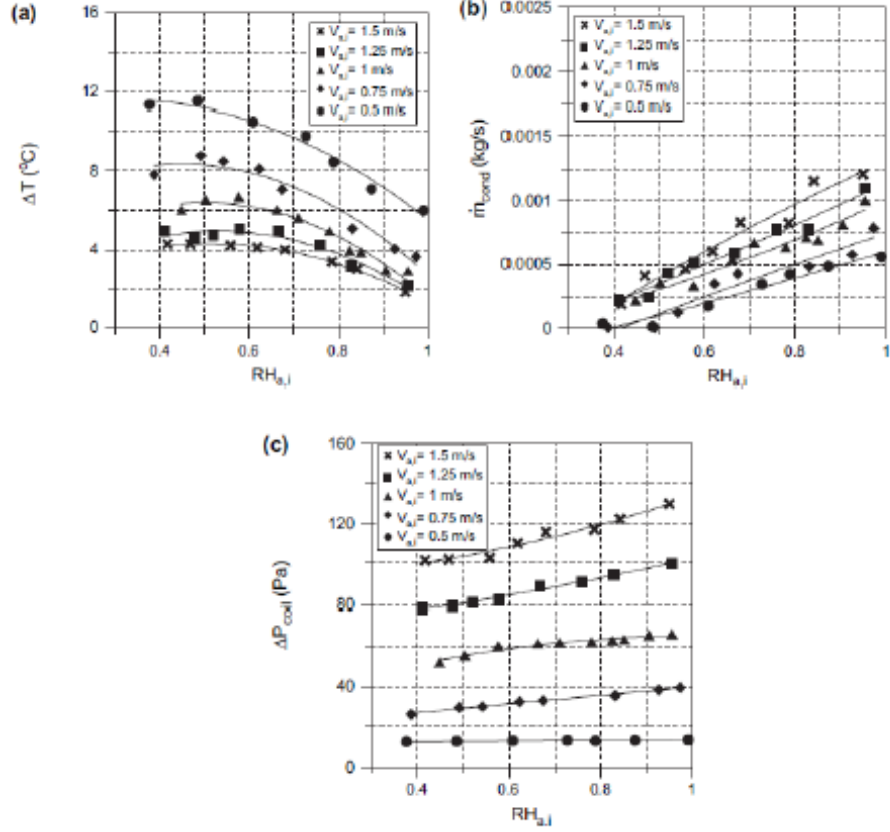
Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen verilerin analizi amacıyla 2 farklı hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Bu metodlardan ilki kuru termometre yaklaşım metodu ve diğer ise konvansiyonel entalpi potansiyeli hesap yöntemi olarak ifade edilmiştir.

Çalışmada sonuçların değerlendirilmesi amacıyla Colburn j faktörü hava tarafı ısı transfer katsayısının hesaplanması amacıyla kullanılmıştır (Eşitlik 1.1 ve 1.2)

$$j_h = StPr^{2/3} \quad (1.1)$$

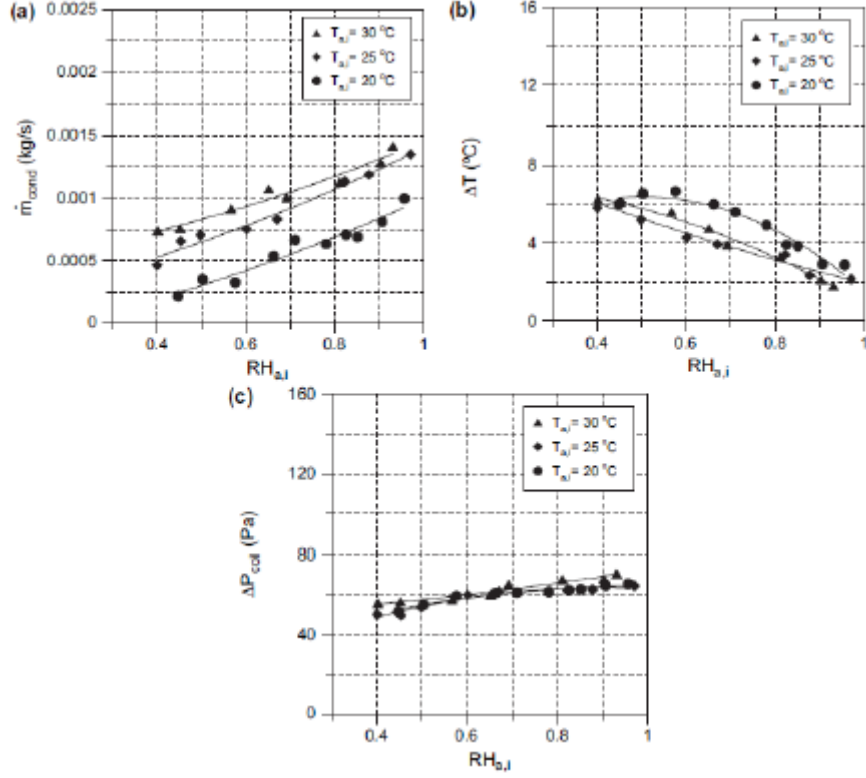
$$St = \frac{h}{G_{max}C_{pa}} \quad (1.2)$$

Çalışmada sunulan sonuçlar incelendiğinde, bağıl nemin artışı ile birlikte soğutma kapasitesinin azaldığı tespit edilmiştir. Şekil 1. 4'te sunulan bu durum, bağıl nemin artışı ile birlikte kanat yüzeyindeki sıvı filminin artışı; buna paralel olarak da ısı transfer yüzeyinin azalması olarak değerlendirilmiştir.



Şekil 1. 4 Havanın giriş bağıl nemi ve hızının buharlaştırıcı üzerinde (a) kapasite, (b) yoğunlaşma miktarı ve (c) basınç düşümüne olan etkisi [1]

Şekil 1.4 (b)'de sunulduğu üzere bağıl nemin artışı ile birlikte buharlaştırıcıda yoğunlaştırulan su miktarında artış meydana gelmiştir. Yazarlar bu duruma neden olarak bağıl nemin artışı ile havanın buhar basıncının yükselmesini ve buna bağlı olarak buharlaştırıcı üzerine su buharı transferinin artışı göstermişlerdir. Şekil 1.4 (c)'de sunulan basınç düşümü incelemelerine bakıldığında ise artan hava hızı artışı ile birlikte basınç düşümünün azaldığı tespit edilmiştir.



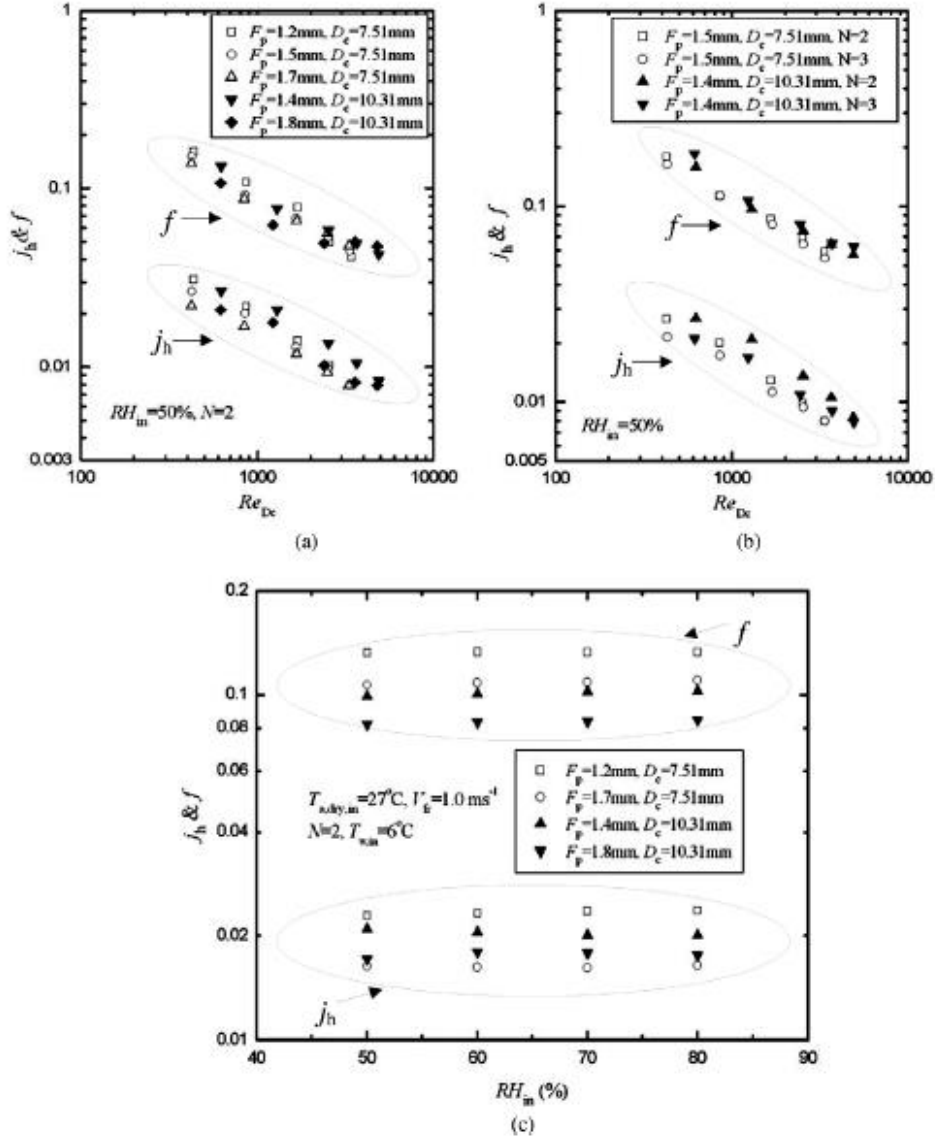
Şekil 1. 5 Havanın giriş bağıl nemi ve sıcaklığının buharlaştırıcı üzerinde (a) yoğunlaşma miktarı, (b) kapasite ve (c) basınç düşümüne olan etkisi [1]

Şekil 1.5'te hava giriş sıcaklığının ve bağıl neminin etkisi sunulmuştur. Buna göre, giriş hava sıcaklığının artışı ile birlikte bağıl nemin artışı yoğunlaşan su miktarını lineer olarak değiştirirken (a), aynı etkinin kapasite anlamında ters etki yarattığı belirlenmiştir (b). Basınç düşümü (c) incelendiğinde ise, buharlaştırıcı hava giriş hızı değişmediğinden dolayı basınç düşümünün değişmediği tespit edilmiştir.

Nem alma şartlarında çalışan ısı değiştiricilerinin incelendiği bir diğer çalışma [2], Xiaokui Ma ve arkadaşları tarafından yürütülmüştür. Çalışma kapsamında nem alma şartlarında çalışan ve kanat yüzeyleri hidrofilik kaplı dalgalı kanatlı ısı değiştiricilerinin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda, kapalı hava çevrimi buharlaştırıcının şartlandırılması amacıyla kullanılırken, kapalı bir su çevrimi de ısı değiştiricinin şartlandırılması amacıyla kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar, 20-35 °C giriş hava sıcaklığında, %50-80 giriş bağıl nemi aralığında yürütülmüştür.

Paylaşılan deneysel çalışmaların tamamlanması sonucunda hidrofilik kaplı dalgalı tip ısı değiştiricilerde, kanat aralığının, boru sıra sayısının ve giriş bağıl neminin hava tarafı ısı

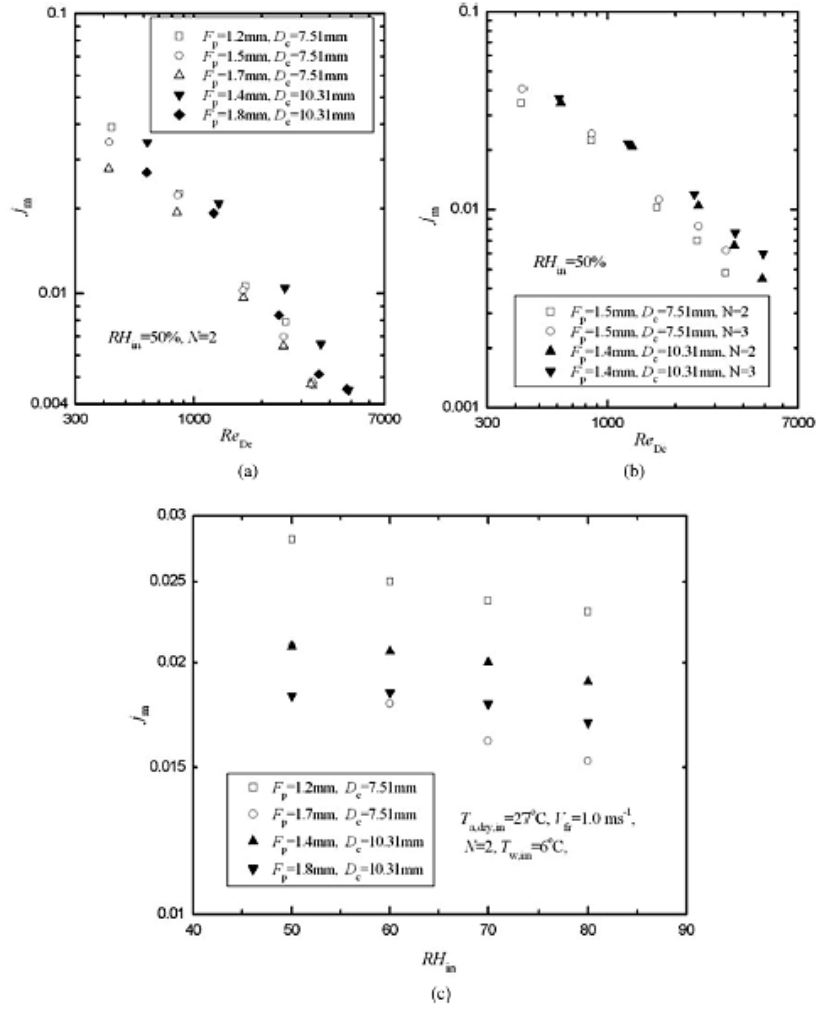
ve momentum transferi performansına etkisi gösterilmiştir. Sonuçlar Şekil 2. 6'da sunulmuştur.



Şekil 1. 6 Kanat aralığının (a), boru sıra sayısının (b) ve giriş bağıl neminin (c) ısı ve momentum transferine etkisi [2]

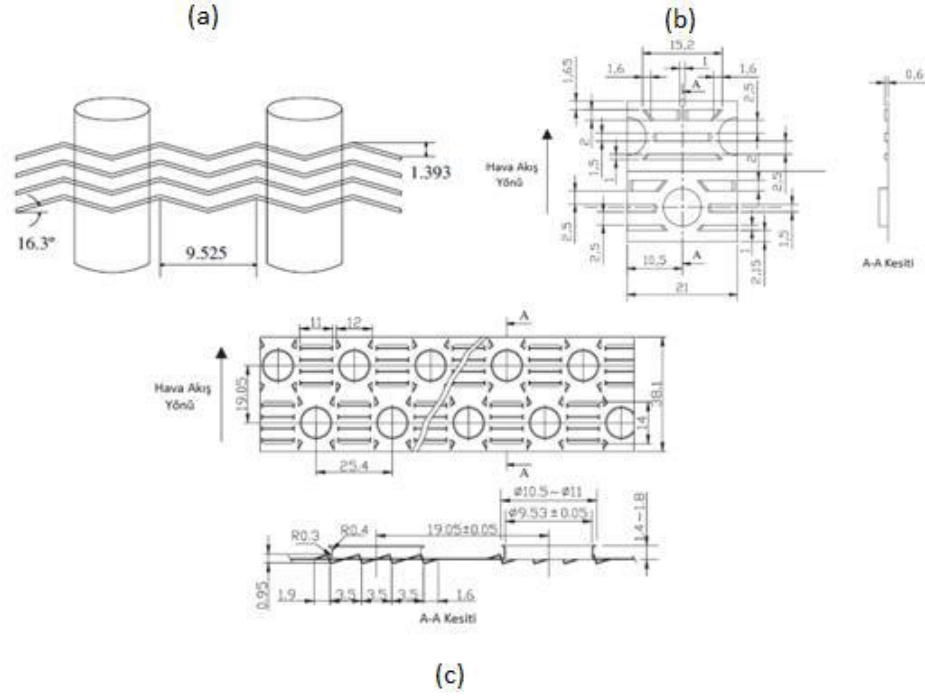
Şekil 1. 6 (a)'da sunulduğu üzere, kanat aralığı arttıkça, ısı transferi karakteristiği j_h 'ta düşüş olduğu görülmektedir. Bu durumun, özellikle düşük Reynolds sayılarında belirgin hale geldiği belirtilmiştir. Bahsedilen düşüşün doğrudan boru sıra sayısı ile ilgili olduğu belirtilmiştir. Boru sıra sayısının 4 olduğu durum için bu durumun farklı olduğu açıklanmıştır. Isı değiştirici boru sıra sayısının ısı ve momentum transferi performansına

etkisi Şekil 1. 6 (b)'de gösterilmiştir. Boru sıra sayısının artışı ile birlikte ısı transferi performansında düşüş gözlemlenmiştir. Kanat aralığının, boru sıra sayısının ve giriş bağıl neminin hava tarafı ısı ve momentum transferi performansı üzerine etkisi Şekil 1.7'de sunulmuştur. Grafiklerde paylaşıldığı üzere düşük kanat aralığına sahip numunelerde kütle transferi etkinliği daha fazla olmaktadır. Ayrıca j_m değerinin, artan giriş bağıl nemi ile azaldığı ifade edilmektedir. Bağıl nemin artmasıyla kötüleşen kütle transferi performansı, kanatlarda oluşan su film kalınlığının artmasıyla açıklanmıştır.



Şekil 1. 7 Kanat aralığının (a), boru sıra sayısının (b) ve giriş bağıl neminin (c) kütle transferine etkisi [2]

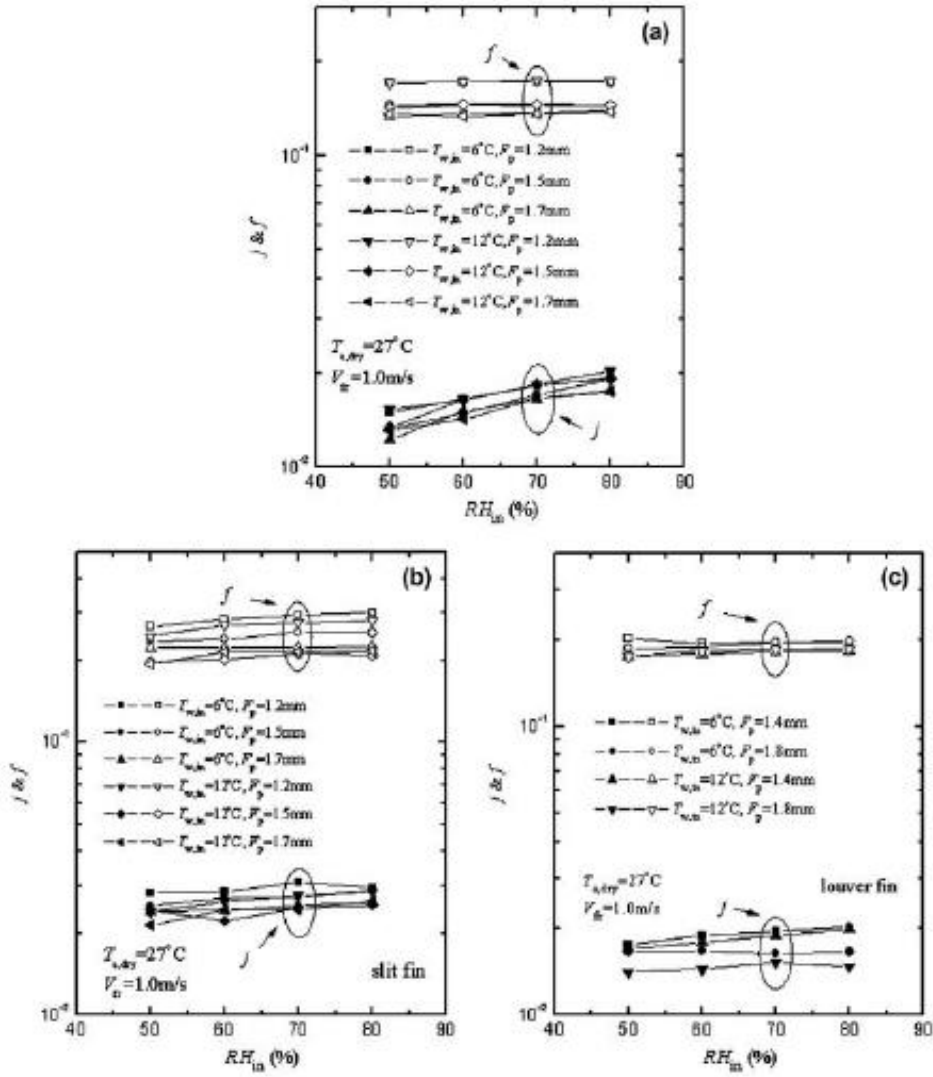
Xiaokui Ma ve arkadaşları tarafından yapılan bir diğer çalışmada [3] ise kaplı, farklı kanat tipli (dalgalı, düz, patlatmalı) buharlaştırıcılarda hava tarafı ısı geçişi ve kanat yüzeyindeki sürtünme karakteristiğinin havanın giriş bağıl nemine göre değişimi incelenmiştir. Kanat tiplerinin gösterimi Şekil 1.8'de sunulmuştur.



Şekil 1. 8 Kanat tipleri (a) dalgalı kanat, (b) kesikli kanat, (c) patlatma kanatlı [3]

Deneysel çalışmalarda 3 farklı kanat tipi üzerinde yapılan hidrofilik kaplama sonucunda giriş bağıl nemi değişiminin ısı geçişi ve yüzey sürtünme katsayısı üzerindeki değişimi incelenmiştir. Yapılan deneylerde hava hızı 1,0 m/s'de, havanın giriş sıcaklığı 27 °C'de, havanın giriş bağıl nemi %50 ~ %80 arasında, soğutucu akışkan olarak kullanılan suyun sıcaklığı 6 °C ve 12 °C, kanat aralığının da 1,2~1,8 mm arasında değişimi ile gerçekleştirilmiştir.

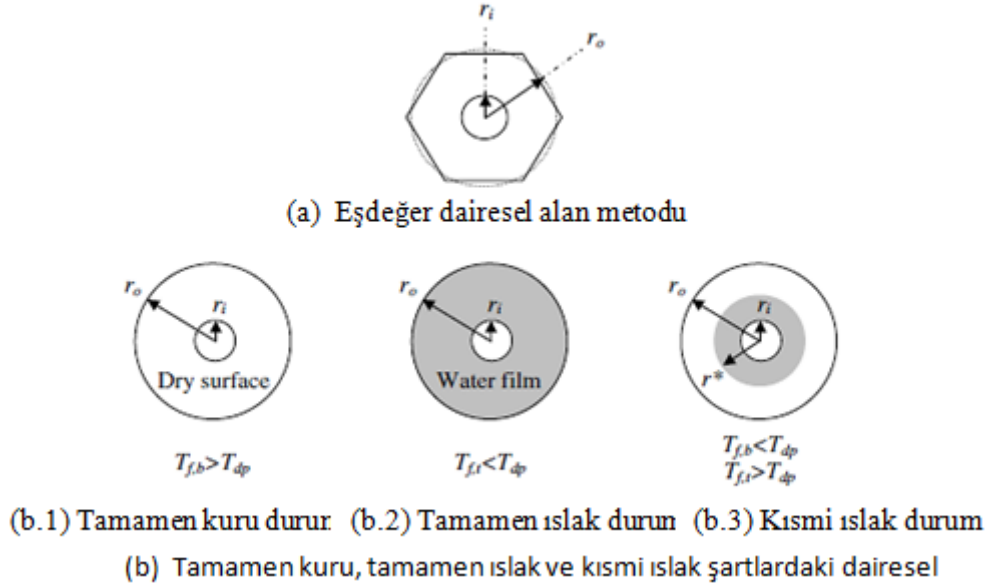
Şekil 1.9'da farklı kanat tiplerine göre ısı transferi ve sürtünme faktörlerinin değişimi sunulmuştur. Buna göre dalgalı kanat tipli buharlaştırıcılarda bağıl nemin artmasına bağlı olarak ısı geçişi miktarında artış gözlemlenmiştir. Bunun yanı sıra yüzey sürtünme katsayısı karakteristiği incelendiğinde, bu değer giriş bağıl neminden bağımsız olduğu görülmektedir.



Şekil 1. 9 Giriş bağıl neminin hava tarafı ısı geçişine etkisi (a) dalgalı kanat, (b) kesikli kanat, (c) patlatmalı kanat. [3]

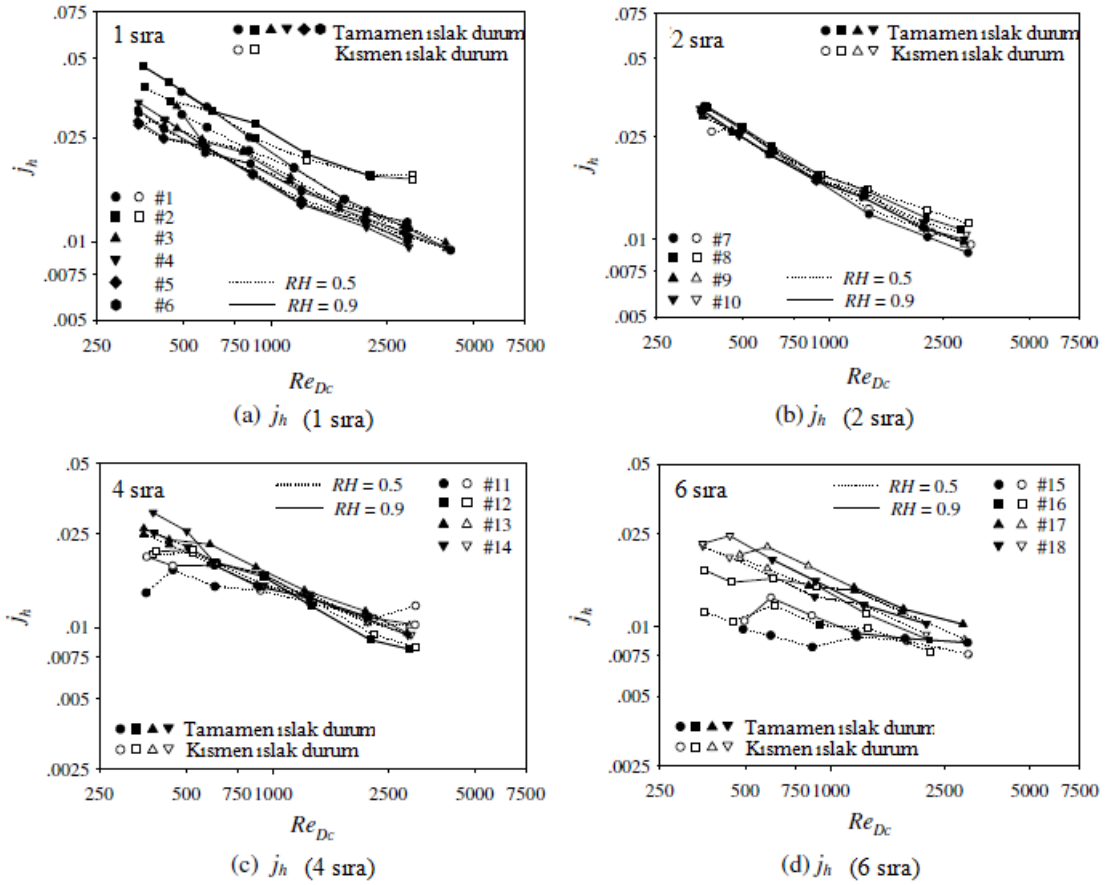
Dalga kanatlı ısı değiştiriciler hakkında yürütülen diğer bir çalışmada W. Pirompugd ve arkadaşları [4], ısı değiştirici kanat yüzeylerinin tamamen ıslak ve kısmen ıslak olduğu durumlardaki ısı ve kütle transferi karakterize eden bir metod paylaşmışlardır. Çalışmaya konu olan analizlerde, ısı değiştiricilerin küçük kontrol bölgelerine ayrıştırılmasıyla başlanmıştır. Isı değiştiricisine ait boru sıra sayısı, kanat sayısı ve birim sütundaki boru sayısı, analizlerde kullanılmak üzere detaylandırılmıştır.

Isı değiştirici hesaplamalarında kritik bir önem taşıyan kanat veriminin hesaplanması için “eşdeğer dairesel alan yöntemi” olarak adlandırılan yöntem önerilmiştir. Buna göre r_i , eşdeğer dairesel alan yöntemi için kullanılacak olan aynı zamanda da boru dış çapına eşit olan kanat iç yarıçapını temsil etmekte; r_o ise eşdeğer dairesel alan yöntemi için kanat dış yarıçapını temsil etmektedir Şekil (2.10).



Şekil 1. 10 Kanat verimi hesaplamalarında kullanılan sonlu dairesel hesap metodu [4]

Şekil 1.10 (b)’de sunulduğu üzere, eşdeğer dairesel yöntemde ısı değiştirici kanat yüzeyi üç ayrı ıslaklık derecesi için değerlendirilmiştir. Söz konusu ıslaklık dereceleri bu bölgelerin çiğ noktası sıcaklığına olan uzaklığı kullanılarak oluşturulmuştur. ıslaklık derecelerinin değerlendirilmesinde ise duyulur ve gizli ısı transferi hesaplamaları kullanılmıştır. Deneyssel alışmalar kapsamında 1- 6 boru sıra sayısına sahip ısı değişticiler kullanılmıştır. Deneyler, 27 °C hava giriş sıcaklığın ve %50-90 giriş bağıl neminde yürütölmüştür.

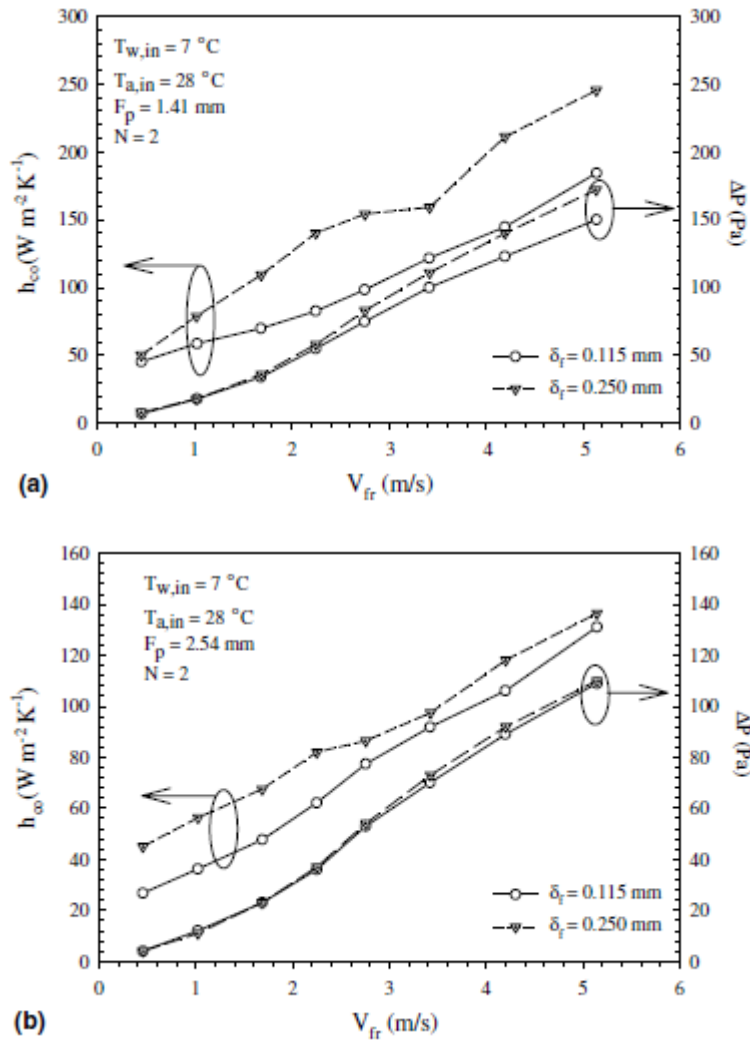


Şekil 1. 11 Sonlu dairesel hesap metodu ile elde edilen j faktörü değerleri [4]

Şekil 1.11’de hava giriş bağıl nemi, hava tarafı Reynolds sayısının ve kanat sıklığının ısı transferi karakteristiğine etkisi sunulmuştur. Burada j_h , dış taraf ısı transfer katsayısını karakteristiğini ifade eden boyutsuz bir parametredir. Buna göre Reynolds sayısının $500 < Re_{Dc} < 5000$ olduğu durumda, boru sıra sayısı N ’in, $2 \leq N \leq 4$ olduğu durum için ısı transfer karakteristiğinin bağıl neme duyarlı olmadığı ifade edilmektedir. Ancak $Re_{Dc} < 500$ olduğu durumda ise ısı transferi bağıl nem değişiminden etkilenmektedir. Yürütülen çalışma sonucunda, yapılan çalışma sonucu geliştirilen metod ile elde edilen veriler ile yapılan testler sonucu elde edilen veriler karşılaştırılmış; buna göre j_h faktörü verilerinin %95,63’lük kısmının $\pm\%15$ hata ile kullanılabileceği paylaşılmıştır.

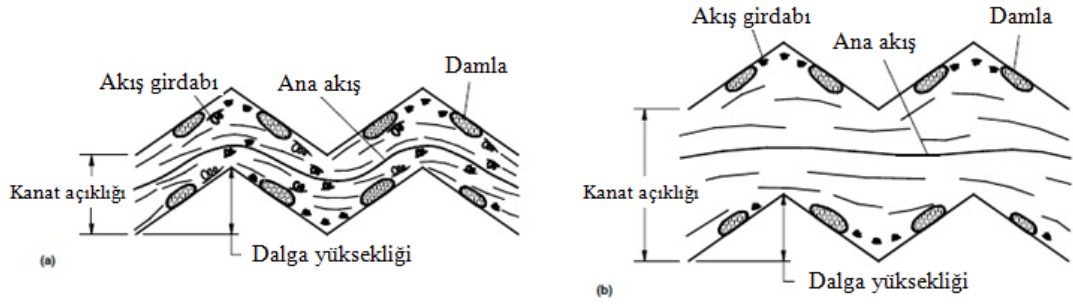
Thirapat Kuvannarat ve arkadaşları tarafından yapılan bir diğer çalışmada [5] dalgalı tip kanatlı ısı değiştiricilerde kanat kalınlığının ısı değiştirici hava tarafı performansına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışma kapsamında 0,115 mm ve 0,25 mm kanat aralık değerleri test edilmiştir. Deneysel çalışmalarda, su giriş sıcaklığı 7 °C olarak seçilirken hava giriş sıcaklığı 28 °C ve hava giriş bağıl nemi %60 değerlerine ayarlanmıştır.

Çalışmanın çıktıları değerlendirildiğinde 2 sıralı dalgalı tip ısı değıştircilerinde kanat kalınlığının ısı transferi katsayısına ve basınç düşümüne etkisi Şekil 1. 12’de sunulmuştur.



Şekil 1. 12 Kanat kalınlığının ısı transferi katsayısı ve basınç düşümüne etkisi (a) $F_p = 1,41$ mm ve (b) $F_p = 2,54$ mm [5]

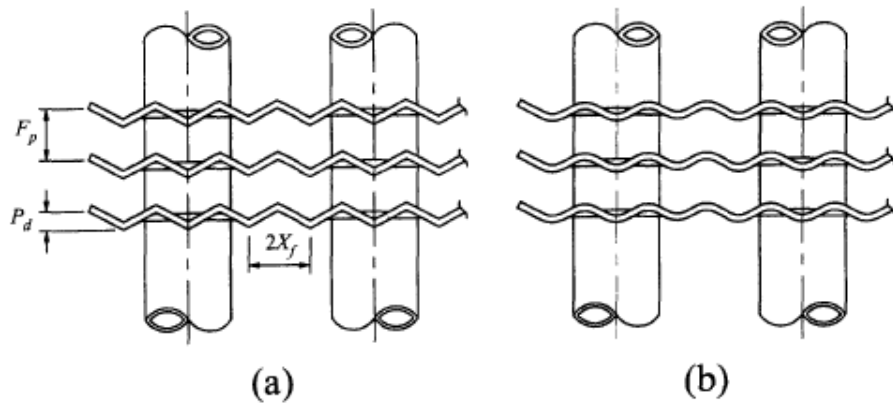
Şekil 1.12’de sunulduğu üzere ısı transferi katsayısı ve hava tarafı basınç düşümünün, artan hava hızı ile birlikte arttığı görülmüştür. Hava hızı arttıkça düşük kanat aralığı değeri için hava tarafı basınç düşümünün yaklaşık %25’lere artış gösterdiği paylaşılmıştır. Ayrıca hava hızının artışı ile birlikte ısı transfer katsayısı yaklaşık %45 oranında artmaktadır. Kanat kalınlığı değışimi ile değışiklik gösteren bu etki, Şekil 1.13’te sunulmuştur.



Şekil 1. 13 Farklı kanat açıklığı durumları için hava akışı ve su damlalarının temsili görünümü (a) $F_p = 1,41$ mm ve (b) $F_p = 2,54$ mm [5]

Şekil 1.13'te sunulduğu üzere geniş kanat açıklığı durumunda havanın bir kısmı kanat yüzeylerine tam olarak temas edemediğinden kanatları by-pass ederek geçmektedir. Ayrıca, kanatlar arası mesafe arttıkça kanatların iç kısımlarında meydana gelen akış girdapları da azalmaktadır. Sonuç olarak, kanat açıklığı az olan ısı değiştiricilerde kanat kalınlığı etkisinin, kanat açıklığı geniş olan ısı değiştiricilerdeki kanat kalınlığı etkisine göre daha fazla olduğu sonucu paylaşılmıştır.

Wang ve arkadaşları [6] tarafından yapılan çalışmada, farklı kanat formlarına sahip dalga kanatlı ısı değiştiricilerin dış taraf ısı taşınım katsayısı değerlendirmeleri deneysel olarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar kapsamında boru sıra sayısı, kanatlar arasındaki mesafe, boru boyu ve kanat formunun uzunluğu gibi fiziksel parametreler değerlendirilmiştir. Çalışma kapsamında incelenen dalga formu kanat tipleri Şekil 1.14'te sunulmuştur.

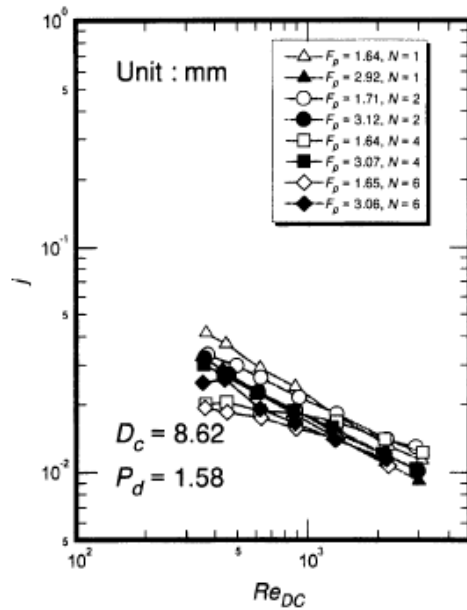


Şekil 1. 14 Test edilen dalga formu tipleri (a) keskin tip (b) düz tip [6]

Buharlaştırıcının şartlandırılması amacıyla su kullanılan çalışmada, buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı 27°C olarak ayarlanırken havanın bağıl nemi %50 ve %90 olarak seçilmiştir.

Buharlaştırıcıya giren havanın hızı 0,3 ile 3,5 m/s arasında değerlendirilirken, buharlaştırıcıya giren suyun hızı ise 1,5~2,0 m/s olarak ayarlanmıştır.

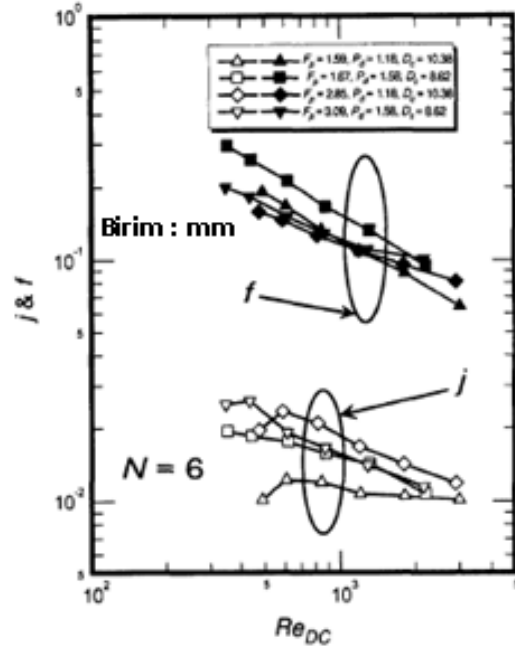
Deneysel çalışma sonuçları incelendiğinde havanın giriş bağıl neminin %90 olduğu durum için boru sıra sayısı ve kanatlar arasındaki mesafenin ısı transferi karakteristiği j faktörü ile ilişkisi araştırılan konulardan birisi olarak göze çarpmaktadır. Söz konusu durum, Şekil 1.15'te paylaşılmıştır.



Şekil 1. 15 Boru sıra sayısının ısı transferi üzerine etkisi [6]

Şekil 1.15'te sunulduğu üzere, kanatlar arası mesafenin $F_p = 3,1$ mm olduğu durumda, boru sıra sayısının ısı transferi üzerine olan etkisinin kıyasla az olduğu paylaşılmıştır. Kanatlar arası mesafenin daha düşük olduğu $F_p = 1,7$ mm için boru sıra sayısının artışı ile birlikte $Re_{DC} < 1000$ olduğu durum için ısı transferi performansı düşüş göstermektedir. Bunun nedeni olarak Reynolds sayısının daha büyük miktarda düşüş göstermesi öne sürülmüştür.

Deneysel çalışma çıktılarından bir diğeri ise boru sıra sayısının 6 olduğu durum için kanatlar arasındaki mesafenin ısı transferi ve basınç düşümüne etkisidir. Durumun değerlendirildiği çıktılar Şekil 2.16'da paylaşılmıştır.



Şekil 1. 16 Boru sıra sayısının ısı transferi üzerine etkisi [6]

Yukarıdaki Şekil 1.16'da paylaşıldığı üzere, kanatlar arasındaki mesafenin ısı transferi üzerine etkisi, boru çapının 10,38 mm ve 8,62 mm olduğu duruma kıyasla, büyük fark meydana getirmektedir. Bu durum, borular üzerinde yoğunlaşan suyun etkisi ile açıklanmıştır. Boru çapı arttıkça borunun üzerinde yoğunlaşan su buharı miktarı artış göstermektedir. Bunun sonucu olarak da borular arasında köprü meydana gelmekte ve ısı transferi performansı kötüleşmektedir.

Söz konusu çalışmanın çıktıları aşağıdaki eşitlikler ile ifade edilmiştir.

$$j = 0.472293 \text{Re}_{Dc}^{J1} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{J2} \left(\frac{P_d}{X_f} \right)^{J3} \left(\frac{P_d}{F_p - \delta_w} \right)^{J4} N^{-0.4933} \quad (1.3)$$

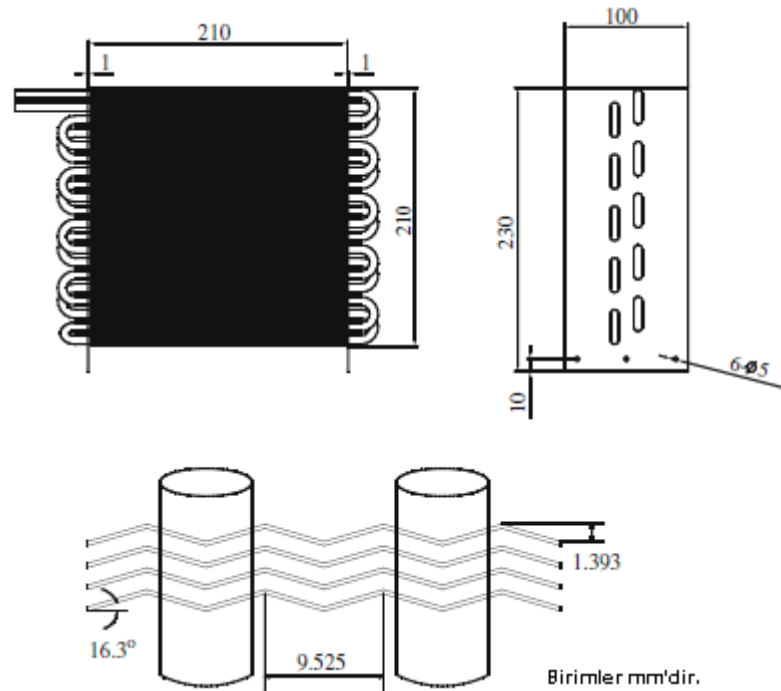
$$J1 = -0.5836 + 0.2371 \left(\frac{F_p - \delta_f}{D_c} \right)^{0.55} N^{0.34} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{1.2} \quad (1.4)$$

$$J2 = 1.1873 - 3.0219 \left(\frac{F_p - \delta_f}{D_c} \right)^{1.5} \left(\frac{P_d}{X_f} \right)^{0.9} [\ln(\text{Re}_{Dc})]^{1.22} \quad (1.5)$$

$$J3 = 0.006672 \left(\frac{P_t}{P_l} \right) N^{1.96} \quad (1.6)$$

$$J4 = -0.1157 \left(\frac{F_p - \delta_f}{D_c} \right)^{0.9} \ln \left(\frac{50}{\text{Re}_{Dc}} \right) \quad (1.7)$$

Xiaokui Ma ve arkadaşları tarafından yürütülen diğer bir çalışmada [7] hidrofilik kaplama ile kaplanmış ve nem alma şartlarında çalışan yedi farklı dalgalı kanatlı ısı değiştirici üzerinde yürütülen çalışma sonuçları paylaşılmıştır. Çalışmanın temel amacı seçilen çalışma şartları için kanatlı ısı değiştirici tasarımına girdi teşkil edecek ilgili bağıntıların çıkartılmasıdır. Çalışma kapsamında farklı buharlaştırıcı giriş hava sıcaklıkları (20, 27 ve 35°C), bağıl nem değerleri (%50, %60, %70 ve %80) ve hava hız değerleri için (0,5, 1,0, 2,0, 3,0 ve 4,0 m/s) ısı ve kütle transferi karakteristikleri incelenmiştir. Ek olarak, buharlaştırıcının fin sıklığı ve boru çapı gibi buharlaştırıcı fiziksel parametreleri de deneysel çalışmalarda kullanılmış; gerçekleştirilen analizlere girdi teşkil etmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan buharlaştırıcının geometrik özellikleri Şekil 1.17’de sunulmuştur.



Şekil 1. 17 Test edilen ısı değiştiricisinin geometrik özellikleri [7]

Deneysel çalışmaların çıktıları sonucunda elde edilen veriler toplam kapasite hesaplaması üzerinden ve ilgili şartlar için kanat verimi hesaplamaları ve entalpi farklarından yola çıkılarak hesaplanmıştır. Toplam kapasite kuru hava üzerindeki ısı transferi ile su buharının yoğuşması esnasındaki ısı transferinin aritmetik ortalaması olarak paylaşılmıştır; toplam ısı transfer katsayısı ise entalpi potansiyeli yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır (Eşitlik 1.8).

$$Q = U_{o,w} A_o \Delta i_m F \quad (1.8)$$

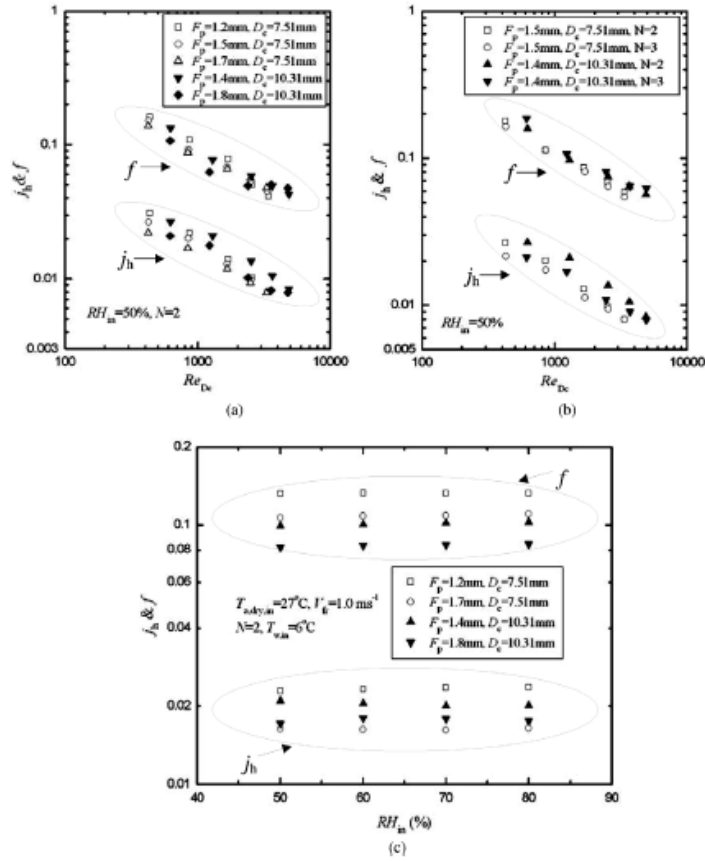
Eşitlik 1.14’de sunulan “F” tek geçişli çapraz akışlı ısı değıştirciler için kullanılan düzeltme faktörü ve Δi_m ise entalpi farkını ifade etmektedir. Hesaplamalarda kullanılan ifade, Threlkeld [8]’in çalışmasında yer alan ve Myers [9] tarafından sadeleştirilen toplam ısı transfer katsayısı ifadesi olarak paylaşılmıştır (Eşitlik 1.9).

$$\frac{1}{U_{o,w}} = \frac{b'_f A_o}{h_i A_{p,i}} + \frac{b'_p A_o \ln\left(\frac{D_c}{D_i}\right)}{2\pi k_p L_p} + \frac{1}{h_{o,w} \left(\frac{b'_f A_{p,o}}{b'_{w,p} A_o} + \frac{\eta_{f,wet} A_f}{b'_{w,m} A_o} \right)} \quad (1.9)$$

$h_{o,w}$ ifadesinin hesaplanmasında da yine Myers [9] tarafından önerilen Eşitlik 1.10 kullanılmıştır.

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{\bar{c}_{p,a}}{b'_{w,m} h_{c,o}}} + \frac{y_w}{k_w} \quad (1.10)$$

y_w değeri su filmi kalınlığını ifade etmektedir. Bu değeri her ne kadar Myers [9] tarafından 0.005 olarak kabul edilse de (y_w/k_w) değeri bu çalışmada ihmal edilmiştir. Çalışmada, ısı değıştirici içerisinde akışkan olarak su kullanılmıştır. Dolayısıyla iç taraf taşınım katsayısının hesaplanmasında Gnielinski’nin korelasyonu kullanılmıştır [10]. Çalışma sonucunda elde edilen çıktılar Şekil 1.18’de sunulmuştur.

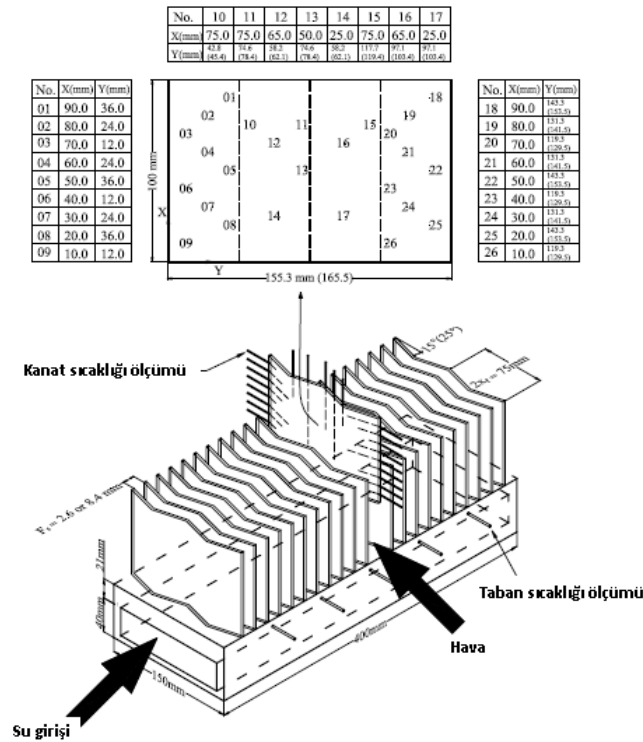


Şekil 1. 18 (a) Kanatlar arası mesafenin (b) boru sıra sayısının ve (c) giriş bağıl neminin ısı transferi ve basınç düşümü performansına etkisi [7]

Şekil 1.18 (a)'da sunulduğu üzere, kanatlar arası mesafenin artışı ile birlikte ısı transfer karakteristiğinde azalma tespit edilmiştir. Bu durum, Reynolds sayısının azalması ile açıklanmıştır. Diğer taraftan sürtünme katsayısı f ise kanatlar arası mesafeye bağımlı bir görüntü sergilemiştir. Benzer şekilde, boru sıra sayısının artışı ile birlikte ısı transfer karakteristiğinde azalma meydana geldiği ifade edilmiştir (Şekil 1.18 (b)). Bağıl nem açısından bakıldığında ise (Şekil 1.18 (c)) bağıl nem değerinin değişimi ile birlikte çalışılan şartlar için belirli bir değişikliğinin gözlemlenmediği paylaşılmıştır.

Dalga kanatlı ısı değiştiriciler üzerinde yapılan bir diğer çalışmada, Lin ve arkadaşları tarafından farklı kanat açıklıkları için kanatlar üzerindeki “ıslanma” profili incelenmiştir [11]. Çalışmanın temel motivasyonu, keskin dalga kanatlı ısı değiştiricilerin yüzeylerinde meydana gelen ıslanma profilinin deneysel olarak incelenmesidir. Söz konusu inceleme kapsamında, ısı değiştirici numuneleri açık bir hava kanalına monte edilmiştir. Açık hava kanalı içerisinde, ısı değiştirici giriş hava sıcaklığı 20 ile 27°C arasında değişirken, bağıl nem değerleri ise %40 ile %90 arasında değiştirilmiştir. Havanın giriş hızı ise 0,3 ve 6,0

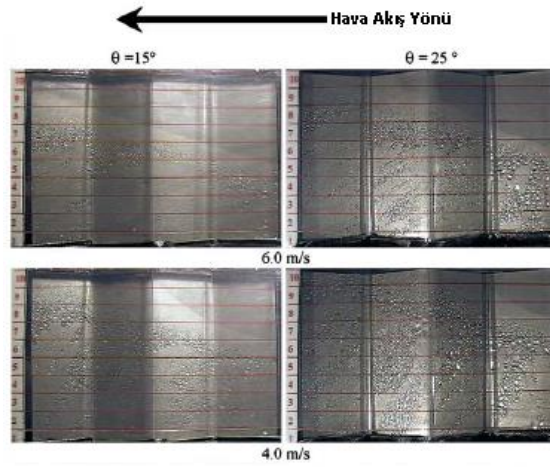
m/s arasında değiştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılacak ısı değiştiricilerin şartlandırılması amacıyla diğer çalışmalarda olduğu üzere akışkan olarak su kullanılmıştır. Giriş su sıcaklık değerleri ise 2 ile 9°C arasında değişecek biçimde ayarlanmıştır. Kanatlar üzerinde görselleme yapılabilmesi amacıyla da kanat taban sıcaklıkları 7 ile 13°C arasında değiştirilmiş; görselleme çalışmaları ise saniyede 30 kare görüntü alabilen bir video kamera ile gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan sistemim şematik görüntüsü Şekil 1.19’da sunulmuştur.



Şekil 1. 19 Deneysel çalışmalarda kullanılan sistemin şematik olarak görüntüsü [11]

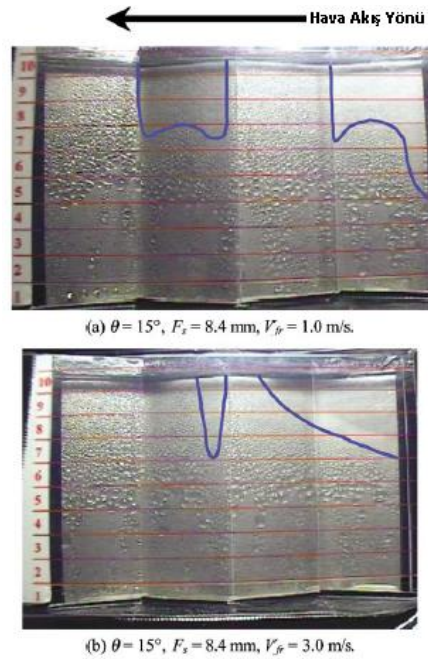
Deneysel çalışmalar kapsamında kullanılan ısı değiştiriciler kanat kalınlığı, kanatlar arası mesafe ve kanat açıları cinsinden farklılık göstermiştir. Kanat açısı 25 ve 15° olarak seçilirken kanatlar arası boşluk ise 2,6 ve 8,4 mm olarak seçilmiştir. Ayrıca, çalışmada kullanılan boru çapları ise 5,5 ve 16,6 mm olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışma çıktılarının incelenmesinde ise Nusselt sayısı ve Fanning f faktörü kullanılmıştır.

Deneysel çalışma sonuçları incelendiğinde, farklı kanat açıları ve hava hızlarına bağlı olarak yüzey ıslaklığı değiştiği sonucu paylaşılmıştır. Özellikle yüksek hava hızı ile test edilen numunelerde, kanat dalga açısından bağımsız olarak kısmi kuru bölgelerin kaldığı tespit edilmiştir. Söz konusu durum, Şekil 1.20’de sunulmuştur.



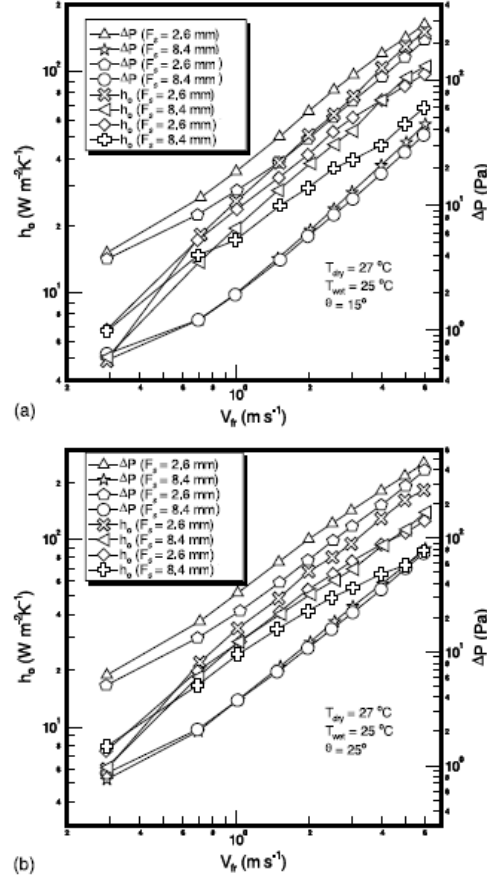
Şekil 1. 20 4 ve 6m/s hava hızları için yüzey ıslaklık profili [11]

Şekil 1.20’de sunulduğu üzere, hem 4,0 hem de 6,0 m/s hava hızı için, bölgesel olarak farklı olsa da, kanat üzerinde kuru yüzeyler yer almaktadır. Ayrıca, kanat açısının 25° olduğu durumlarda, su damlaları daha geniş çaplarda form oluşturmuşlardır. Bu damla formları çevresindeki küçük damlaların da birleşmesiyle oluşmakta ve kritik büyüklüğe ulaştığında ise yüzeyden akmasına neden olmaktadır. Ek olarak, söz konusu hava hızlarında kritik büyüklüğe ulaşan damlaların yüzeyden koparak uzaklaştığı da belirtilmiştir. Aynı kanat dalga açısı için hava hızının etkisi ise Şekil 1.21’de sunulmuştur.



Şekil 1. 21 1,0 ve 3,0 m/s hava hızları için yüzey ıslaklık profili [11]

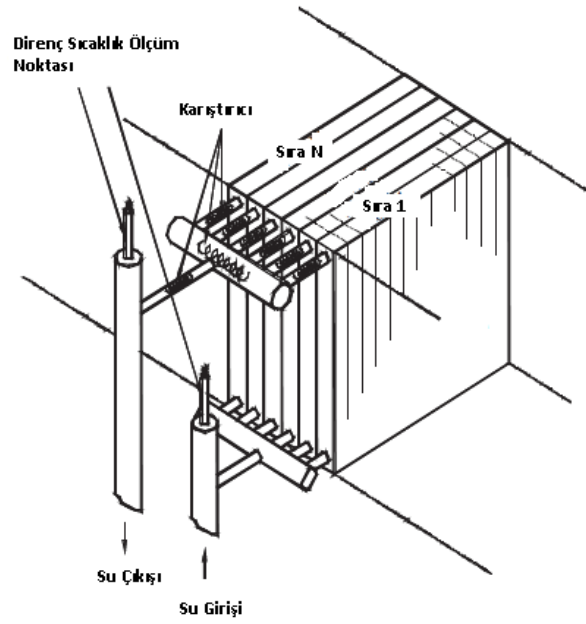
Şekil 1.21 incelendiğinde, kuru bölge miktarının artan hava hızı ile azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca, şekil üzerinde işaretlenen bölgelerde su damlalarının son derece ince bir formda oluştuğu ifade edilmiştir. Deneysel çalışma çıktıları sonucunda elde edilen sonuçlar ise Şekil 1.22’de paylaşılmıştır.



Şekil 1. 22 15° ve 25° kanat dalga açısı için ısı transferi ve basınç düşümü etkileri [11]

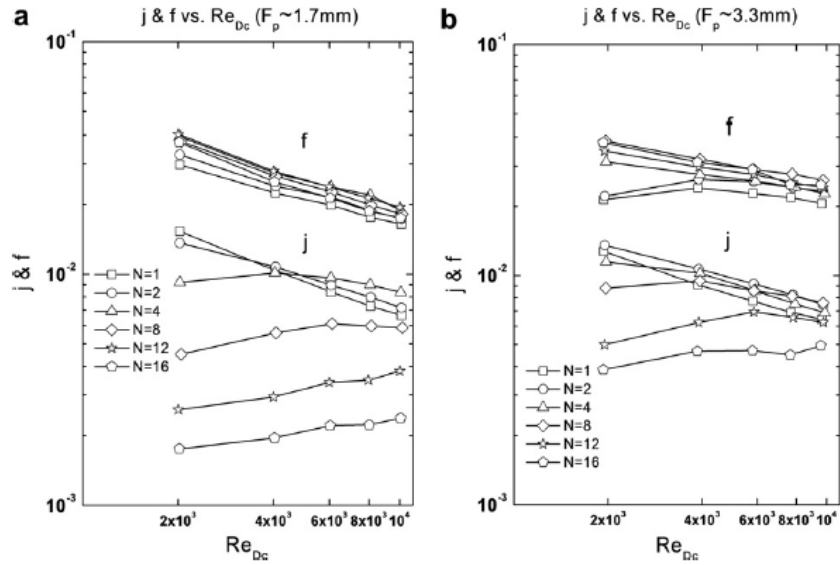
Yüksek ısı transferi tercih edildiği durumlar için, geniş kanat dalga açısı ve kanatlar arası mesafenin düşük olduğu konfigürasyon ön plana çıkmaktadır. Ancak bu şartlar için de basınç düşümünün fazla olduğu sonucu paylaşılmıştır.

Kanatlı borulu ısı değiştiriciler üzerinde yapılan bir diğer çalışmada, Chi-Chuan Wang ve arkadaşları büyük boru çapına sahip ısı değiştiricilerin ($D_c=16,59$ mm) hava tarafı performansı incelenmiştir [12]. İncelemeler deneysel olarak gerçekleştirilmiş olup boru sıra sayısı 1 ile 16 arasında değiştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan sistem Şekil 1.23’de sunulmuştur.



Şekil 1. 23 Test numunelerinin ölçüm şematığı [12]

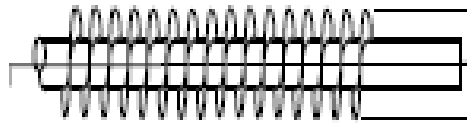
Deneysel çalışmalar kapsamında 1,7 ve 3,3 mm kanat aralığına sahip ısı değiştiriciler kullanılırken ısı değiştiricinin derinliği 1 sıra için 33 mm ölçümüyle 528 mm arasında değiştirilmiştir. Deneysel çalışma çıktıları incelendiğinde ise, boru sıra sayısının 1 ve 2 olduğu durumda ısı transferi karakteristiğinin boru sıra sayısından farklı olduğu tespit edilmiştir. Sonuçlar Şekil 1.24’te sunulmuştur.



Şekil 1. 24 Kanat aralığının (a) 1,7 mm ve (b) 3,3 mm olduğu durumlar için boru sıra sayısının ısı transferi üzerine etkisi [12]

Şekil 1.24'te sunulduğu üzere, boru sıra sayısının 1 ve 2 olduğu durumda ısı transferi performansı büyük bir artış göstermezken, boru sıra sayısının artışı ile birlikte ısı transferi performansında gözle görülür bir artış olduğu sonucu paylaşılmıştır. Ayrıca, Reynolds sayısının daha düşük olduğu durumlarda söz konusu ısı transferi karakteristiğinin azaldığı tespit edilmiştir. Bu durumun tam tersine, Reynolds sayısının artışı ile birlikte ısı transferi karakteristiğinin arttığı her iki kanat sıklığı durumu için de tespit edilmiştir. Kanat sıklığının 3,3 mm olduğu durumda ise, etkiler benzer eğilimde etki ederken boru sıra sayısının 1 ve 2 olduğu durumlarda kanatlar arasındaki mesafeden bağımsız olarak ısı transferi karakteristiğinin değişmediği sonucu paylaşılmıştır.

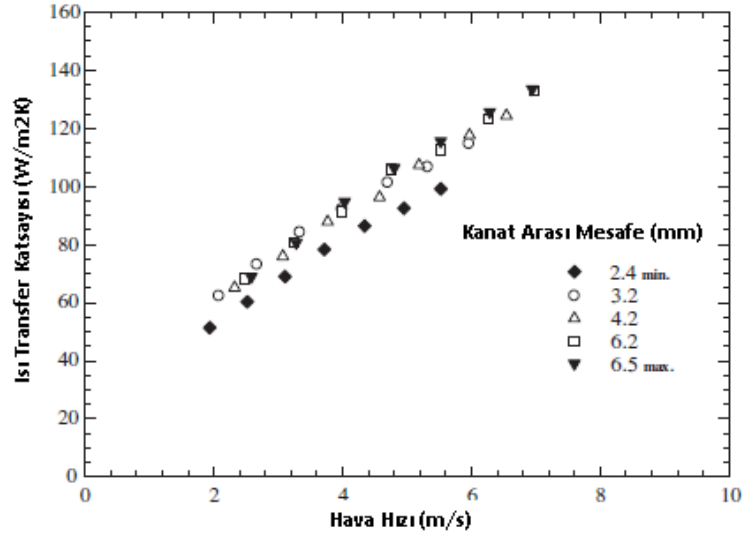
Pongsoi ve ekibi [13] 2012 yılında gerçekleştirdikleri çalışmada spiral borulu ısı değiştiricilerin farklı kanat sıklığı durumlarındaki ısı transfer performanslarını incelemiştir. Çalışmada incelenen ısı değiştiricilerin görünümü aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



Şekil 1. 25 Spiral kanatlı ısı değiştiricinin boru kesit görseli [13]

Çalışmada üretim kısıtlarından dolayı 2,4 ile 6,5 mm kanat mesafesine sahip ısı değiştiriciler test edilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan ısı değiştiricilerin tamamı iki sıralı ısı değiştiriciler olarak seçilmiştir. Deneysel çalışmalar için açık sistem çalışan bir deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneğinde ısı değiştiricinin şartlanması için ortam havası kullanılırken, ısı değiştirici içerisinden sıcak su geçirilerek deneysel çalışma şartları oluşturulmuştur.

Isı transferi analizi için, kanatlı borulu ısı değiştiriciler için geliştirilen genel yaklaşım kullanılmıştır. Çalışma sonucunda farklı kanatlar arası mesafe için dış taraf ısı transfer katsayısında meydana gelen değişim aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



Şekil 1. 26 Spiral kanatlı ısı değıştircide hava hızına bağı olarak ısı transfer katsayısı değışimi [13]

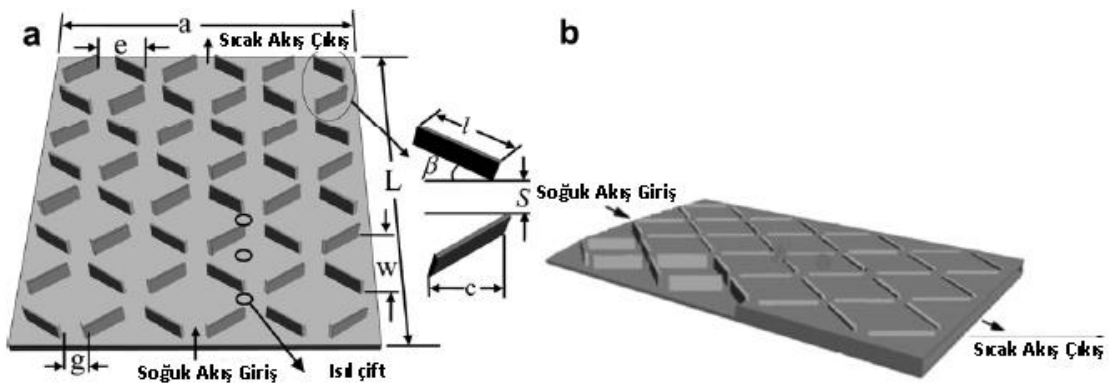
Yukarıdaki şekilde sunulduğu üzere, ısı transfer katsayısı en düşük kanatlar arasındaki mesafenin 2,4mm olduğu durumda elde edilmiştir. 6,2 ve 6,5mm şartları en yüksek ısı transfer katsayısını verirken aralarında majör bir farka rastlanmamıştır. Basınç düşümü açısından da beklendiği üzere en iyi performans kanat sıklığı en geniş olan durumda elde edilmiştir.

Pirompugd ve ekibi [14] 2015 yılında gerçekleştirdikleri çalışmada, kanatlı ısı değıştircilerin ıslak durumda çalıştığı şartlar için geçmişte kendi geliştirdikleri model üzerinde yaptıkları değışikliği paylaşmaktadır. Buna göre ıslak durumda çalışan ısı değıştircilerin performansını tespit etmek amacıyla sıcaklık farkı metodunun da kullanılabileceğini paylaşmışlardır. Buna göre, Threlkeld'in [7] logaritmik entalpi farkı kullanarak analiz ettiği eşitliklerde sıcaklık eğimi olarak karşımıza çıkan ve üçüncü bölümde detayları paylaşılacak olan katsayıların kullanılmasının toplam belirsizliği arttırdığı ifade edilmektedir. Bunun yerine özgül nem ile sıcaklığın oranından bir katsayı kullanarak çözüm üretilmiştir. Geliştirilen çözüm sonucunda, dış taraf taşınım katsayısı için deneysel veriler ile %10 üzerinde bir farklılık tespit edilirken, kütle transfer katsayısında %20 yakın fark elde edilmiştir.

Hsieh ve ekibi [15] tarafından 2012'de gerçekleştirilen çalışmada Taguchi metodu kullanarak patlatma tip kanatlı borulu ısı değıştircinin optimizasyon modeli elde edilmiştir. Çalışmada kanatlar arası mesafenin, borular arasındaki yatay ve dikey

mesafenin, boru çapının, patlatma açısı ve miktarının, kanat kalınlığının ve boru sıra sayısının etkisi arasında en iyileştirme çalışması yapılmıştır. Bu verilerin karşılaştırılması amacıyla da ilk etapta Fluent üzerinde çözüm gerçekleştirilmiş; elde edilen tüm veriler Colburn-J faktörü üzerinden karşılaştırılmıştır.

Kotcioğlu ve ekinin [16] 2012 yılında yaptığı çalışmada ise kare kesitli bir ısı değiştiricinin en iyi çalışma şartlarının Taguchi metodu ile tespit edilmesi yöntemi işlenmiştir. Bu çalışmada 10 adet parametrenin ısı transferi açısından en uygun olduğu durumun belirlenmesi amaçlanmıştır. Söz konusu parametrelerin ve kare ısı değiştiricisinin gösterimi aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



Şekil 1. 27 Spiral kanatlı ısı değiştiricide hava hızına bağlı olarak ısı transfer katsayısı değişimi [16]

Gerçekleştirilen çalışma sonucunda, herbir parametrelerinin katılım oranı (contribution rate) üzerinden analiz gerçekleştirilmiş ve hangi parametrenin etkin olduğu tespit edilmiştir. Bu değer kullanılırken de, Taguchi metodunda hesaplanan sinyal/gürültü oranı değerlendirilmiştir.

1.1.2 Buharlaştırıcılar için Soğutkan Tarafı Isı Transferi Hakkında Yapılan İncelemeler

Isı pompalı kurutma makinesinin buharlaştırıcısının modellenmesi amacıyla, kurutma makinesinde kullanılan soğutkana özgü olarak, buharlaştırıcının boru özelliklerine sahip borular üzerinde gerçekleştirilmiş olan iç taraf taşınım katsayısı çalışmaları da literatür araştırmaları kapsamında değerlendirilmiştir. Bu noktada amaç, modelleme çalışmalarına girdi oluşturmak üzere literatürde bulunan en uygun iç taraf ısı taşınım katsayısı korelasyonunun tespit edilmesi amaçlanmıştır.

Söz konusu amaç doğrultusunda gerçekleştirilen çalışmalar incelendiğinde, Thome ve arkadaşlarının [17] yivli yatay borular içerisinde R134a ve R123 için buharlaşmayı incelediği tespit edilmiştir. Gerçekleştirilen çalışma kapsamında, kütleli debi 100-500 kg/m²s, buharın kuruluk derecesi %15-85, ısı akı değerleri de 2-47 kW/m² arasında değiştirilmiştir. Çalışmada, çekirdek kaynaması ile konvektif buharlaşma durumları incelenmiştir. İnceleme sonucunda, borunun yiv parametresine de bağlı olarak elde edilen eşitlikler aşağıda sunulmuştur.

$$\alpha_{TP} = E_{mf} [\alpha_{nb}^3 + (E_{RB} \alpha_{cb})^3]^{1/3} \quad (1.11)$$

$$\alpha_{cb} = 0.0133 Re_l^{0.69} Pr_l^{0.4} \left(\frac{k_l}{\delta} \right) \quad (1.12)$$

$$\alpha_{nb} = 55 p_r^{0.12} (-\log_{10} p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67} \quad (1.13)$$

Diğer bir çalışmada Cavallini ve ekibi [18] birçok kütleli debi değeri için araştırma gerçekleştirirken üç farklı ısı transferi mekanizmasına modellerinde yer vermişlerdir. Bunlar çekirdek kaynama (α_{nb}), konvektif buharlaşma (α_{cb}) ve kılcallıktır (α_{cap}). Cavallini ve arkadaşlarının çalışmaları sonucunda elde edilen eşitlikler aşağıda paylaşılmıştır.

$$\alpha_{TP} = \alpha_{nb} + \alpha_{cb} + \alpha_{cap} \quad (1.14)$$

$$\alpha_{nb} = S \left(\frac{0.01}{d_i} \right)^{0.38} [55 p_r^{0.12} (-\log_{10} p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q''^{0.67}] \quad (1.15)$$

$$\alpha_{cb} = \left(\frac{k_l}{d_i} \right) Nu_s R x^{2.14} (Bo \cdot Fr_v)^t \left(\frac{0.01}{d_i} \right)^{0.59} \left(\frac{100}{G} \right)^{Z_2} \quad (1.16)$$

$$\alpha_{cap} = 0.332 \left(\frac{k_l}{e_f} \right) \left[\frac{G h_{lv} \sin(\beta)}{q''} \right]^{0.4326} F_G \quad (1.17)$$

Diğer bir çalışmada ise Koyama ve arkadaşları [19] boru içerisindeki yiv etkisinin konvektif ısı transferi ve çekirdek kaynaması üzerine olan etkisini incelemek üzere süperpozisyon tipi modelleme kullanmıştır. Yun ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada [24] ise düz borularda yapılan araştırmalardan yola çıkılarak boyutsuz sayılar kullanılmış ve yivli boruların ısı transferi üzerine yaptıkları iyileştirmeler tespit edilmiştir. Modelde kullanılan eşitlikler ve katsayılar ise aşağıda sunulmuştur.

$$\alpha_{TP} = \alpha_l \left[C_1 Boiling^{C_2} \left(\frac{P_{evap} d_i}{\sigma} \right)^{C_3} + C_4 \left(\frac{1}{x_{tt}} \right)^{C_5} \left(\frac{G_e}{\mu_l} \right)^{C_6} \right] Re_l^{C_7} Pr_l^{C_8} \left(\frac{\delta}{e} \right)^{C_9} \quad (1.18)$$

$$Boiling = \frac{q''}{Gh_{lv}} \quad (1.19)$$

$$\alpha_l = 0.023Re_l^{0.8}Pr_l^{0.4}\left(\frac{k_l}{d_l}\right) \quad (1.20)$$

Çizelge 1. 3 Yun ve arkadaşlarının kullandığı eşitliklerde kullanılan katsayılar [16]

Katsayı	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	C ₅	C ₆	C ₇	C ₈	C ₉
Değer	0,009622	0,1106	0,3814	7,685	0,51	-0,736	0,2045	0,7452	-0,1302

Akhavan-Behabadi ve arkadaşlarının [21] yaptığı çalışmada ise birçok farklı ısı akısı ve boru tipleri için ampirik korelasyonlar geliştirilmiştir.

Kabuklu-borulu ısı değiştiricilerin modellenmesi konusunda Mendoza-Miranda ve arkadaşları [22] tarafından yapılan çalışmada ise, $\varepsilon - NTU$ yöntemi kullanılarak ısı değiştiricinin kapasitesi hesaplanarak model kurulması amaçlanmıştır. Söz konusu ısı değiştirici R134a ve R1234yf soğutkanları ile çalışabildiğinden, her iki soğutkan için kapasite hesaplaması gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, soğutkan tarafı taşınım katsayılarının hesaplanmasında [17-21] numaralı kaynaklardan yararlanılmış; elde edilen çıktılar ışığında da en uygun ifadenin %5'ten daha az hatayla sonuç veren Akhavan-Behabadi ve arkadaşlarının [21] elde ettiği korelasyonlar olduğu paylaşılmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Kurutma sistemi olarak buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin kullanıldığı sistemlerde toplam sistem veriminin artırılması, termodinamiksel olarak çevrim verimi ifadesi üzerinden açıklanabilir.

$$COP_{soğutma} = \frac{Q_{soğutma}}{W_{kompresör}} \quad (1.21)$$

Yukarıdaki Eşitlik 1.20'te ifade edildiği üzere, soğutma çevriminin performansı soğutma kapasitesi ($Q_{soğutma}$) ve kompresör tarafından harcanan gücün ($W_{kompresör}$) fonksiyonu olarak karşımıza çıkmaktadır. Eşitlik 1.31'de yer alan bu iki ifade üzerinden değerlendirme yapıldığında kompresör tarafından harcanan güç değeri, aynı çalışma şartları için, doğrudan kompresörün verimi ile ilgilidir. Kompresör verimi de kompresör

üreticileri tarafından geliştirilebilecek bir özellik olarak düşünüldüğünde toplam sistem maliyeti açısından olumsuz etki yaratabilecek bir özelliktir.

Soğutma kapasitesi terimi ise buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kompresör dışındaki komponentlerin tasarımı ile doğrudan ilgilidir. Kurutma sistemi olarak buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin kullanıldığı sistemlerde ise buharlaştırıcının nem alma amacıyla kullanılıyor olması buharlaştırıcı çalışma şartlarının optimize edilmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Nem alma şartlarında çalışan buharlaştırıcı performansı temel olarak;

$$Q_{soğutma} = U_{o,w} A_o \Delta i_{lm} \quad (1.22)$$

eşitliği ile ifade edilmektedir. Eşitlik 1.22'den yola çıkılarak soğutma kapasitesini en düşük maliyet ile arttırmak toplam ısı transfer katsayısının, buharlaştırıcı toplam yüzey alanının ve çalışma şartlarının (Δi_m logaritmik entalpi farkı) iyileştirilmesi ile mümkün olmaktadır (Benzer şekilde kütle transfer katsayısı da). Bu açıdan bakıldığında, bu tezin amacı kurutma amacıyla tasarlanmış bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin buharlaştırıcısının nem alma performansını arttırmaya yönelik olarak çalışma şartlarının tespit edilmesi ve buna göre buharlaştırıcının literatüre katkı sağlayacak biçimde modellenmesidir. Tezin bir diğer amacı ise, söz konusu etkilerin şiddetlerinin belirlenmesi ve en iyi performans sağlayan konfigürasyonun tespit edilmesidir.

1.3 Özgün Katkı

Literatür araştırması sonuçları incelendiğinde, nem alma şartlarında çalışan buharlaştırıcıların hava tarafı ısı transferi performansının tespit edilmesine yönelik olarak çalışmaların var olduğu tespit edilmiştir. Huzayyin ve arkadaşlarının [1] yapmış olduğu çalışmada buharlaştırıcının şartlandırılması amacıyla R134a soğutkanı kullanılırken buharlaştırıcının çalışma basıncı olarak 308 ve 377 kPa (~1,5 ve 7°C) değeri seçilmiştir. Bu değerler teze konu olan uygulamadaki değerlerden son derece farklılık göstermektedir. Diğer bir farklılık ise buharlaştırıcı geometrisi ve çalışma hava hızlarıdır. Ayrıca, buharlaştırıcının hava tarafı performansı, sadece hava tarafı bakış açısı ile hesaplanmıştır. Xiaokui Ma ve arkadaşları [2] tarafından yürütülen çalışmada ise teze konu olan buharlaştırıcıdan geometrik farklılıklar yer alırken buharlaştırıcının

şartlandırılması amacıyla su kullanılmış; bu anlamda gerçek çalışma şartlarından sapma göstermiştir. Xiaokui Ma ve arkadaşları [3] tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise yine düşük buharlaştırıcı sıcaklıkları için boru sıra sayısının düşük olduğu durumlara yönelik olarak hava tarafı ısı transferi performansı incelenmiştir. Xiaokui Ma ve arkadaşları başka bir çalışmalarında [7] farklı boru çaplarının etkilerini değerlendirirken hidrofilik kaplı ısı değiştiricilerin özelliklerini incelemiştir. W. Pirompugd ve arkadaşlarının gerçekleştirmiş olduğu çalışmada ise [4] hava tarafı ısı transferinin modellenmesine yönelik olarak bir metod önerilmiştir. Isı değiştirici özellikleri olarak yüksek sıra sayısına sahip olsa da çalışma şartları açısından evsel kurutma makinesi şartlarından uzak bir davranış sergilemektedir. Thirapat Kuvannarat ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada [5] kanatlar arası mesafenin etkisi incelenmiştir. Wang ve arkadaşları [6] tarafından yapılan çalışmada farklı dalga tip kanatların etkileri buharlaştırıcıların geometrik özellikleri de göz önüne alınarak deneysel olarak incelenmiştir. Dalga kanatlı ısı değiştiriciler üzerinde yapılan bir diğer çalışmada, Lin ve arkadaşları tarafından farklı kanat açıklıkları için kanatlar üzerindeki “ıslanma” profili incelenmiştir [11]. Bu çalışmanın temel motivasyonu ise, keskin dalga kanatlı ısı değiştiricilerin yüzeylerinde meydana gelen ıslanma profilinin deneysel olarak incelenmesidir. Chi-Chuan Wang ve arkadaşları [12] ise büyük boru çapları için ($D_c=16.59$ mm) performans incelemeleri gerçekleştirmişlerdir. Buharlaştırıcıların modellenmesi konusunda yapılan bir çalışmada ise Mendoza-Miranda ve arkadaşları [22] kabuklu-borulu bir ısı değiştiricinin modellenmesi işlemini soğutkan tarafı için literatürde yer alan korelasyonları kullanırken toplam modelleme için $\varepsilon - NTU$ metodunu kullanmışlardır. En iyileştirme çalışmaları açısından bakıldığında da Hsieh [15] ve ekibi birçok parametrenin farklı seviyelerini daha az sayıda deneyle açıklamak ve en iyi konfigürasyonu bulmak amacıyla Taguchi metodunu kullanmıştır.

Literatürde dalga kanatlı ısı değiştiricilerin hava tarafı ısı transferi performanslarının tespit edilmesine yönelik olarak birçok değerli çalışma yer almaktadır. Bununla birlikte, bu değerli çalışmalar iklimlendirme cihazlarının çalışma noktalarına ve iklimlendirme cihazlarında kullanılan buharlaştırıcıların geometrik özelliklerine uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmaların tamamına yakınında buharlaştırıcıların şartlandırılması amacıyla su kullanılmış olup, buharlaştırıcının tümünün modellenmesi açık literatürde paylaşılmamıştır. Bu tez çalışmasında, açık literatürdeki boşluğu dolduracak nitelikte,

yüksek buharlaştırıcı sıcaklığında çalışan, çok sıralı ve buharlaştırıcının şartlandırılması amacıyla soğutkan kullanılan bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi buharlaştırıcısının ısı ve kütle transferi açısından modellenmesi amaçlanmaktadır. Diğer bir amaç ise, buharlaştırıcının en yüksek performans şartında çalışmasını sağlayacak bir modelin ortaya konmasıdır.

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

2.1 Deney Düzenegi

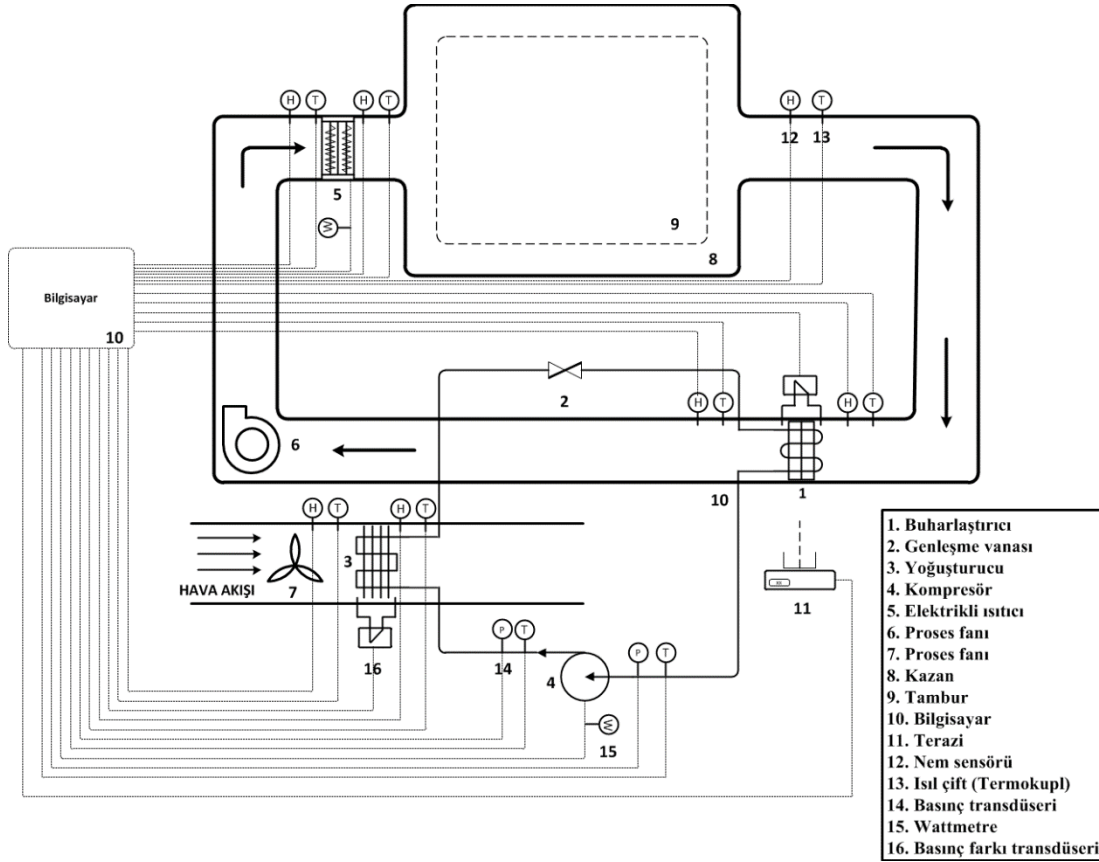
Doktora tez çalışması kapsamında yapılan inceleme ve modelleme çalışmalarının doğrulanması amacıyla bir deney düzenegi kurulmuştur. Söz konusu düzenek Özaydın'ın [23] yüksek lisans tez çalışmaları kapsamında da kullanılmıştır. Bu deney düzenegi nem alma şartlarında çalışan buharlaştırıcıların çalışma şartlarının kurgulanabileceği, çalışma şartlarının parametrik olarak değiştirilebileceği şekilde tasarlanmıştır.

Kurulan deney düzenegi, buharlaştırıcıların hava tarafı performanslarının tespit edilmesine yönelik olarak kurulmuştur. Buharlaştırıcının yerleştirildiği bölüm, nem ve sıcaklık kontrollerinin daha kolay sağlanabilmesi amacıyla kapalı çevrim olarak tasarlanmıştır. Kapalı çevrim içerisine sadece buharlaştırıcı yerleştirilmiş, yoğusturucu ise ayrı bir hava kanalı içerisine monte edilmiştir. Yoğusturucunun yerleştirildiği hava kanalı ise yine ilgili parametrelerin kontrolünün kolay sağlanabilmesi amacıyla açık çevrim olarak tasarlanmıştır.

Buharlaştırıcının şartlandırılması amacıyla yaygın literatürden farklı olarak R134a soğutkanı kullanılan bir buhar sıkıştırmalı soğutme çevrimi kullanılmıştır. Hava tarafının şartlandırılması amacıyla ise direnç tip ısıtıcı ve değişken devirli fan kullanılmıştır.

Buharlaştırıcının kapasitesinin hesaplanması ve kontrollü deneyler yapabilmek amacıyla gerek hava çevrimleri üzerinden gerekse soğutkan çevrimi üzerinden sıcaklık, basınç ve bağıl nem değerleri ölçülmüştür. Aynı zamanda, buharlaştırıcının yoğusturduğu su

miktarı bir terazi aracılığı ile test esnasında eş zamanlı olarak okunmuştur. Aşağıda detayları paylaşılan deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 2.1’de sunulmuştur.

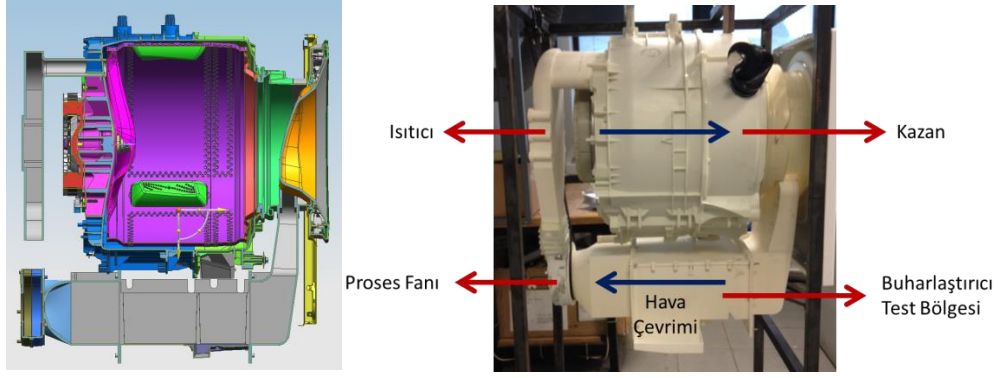


Şekil 2. 1 Tez çalışmasında kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi [23]

Şekil 2.1’de sunulduğu üzere, tasarlanan deney düzeneği temel olarak dört ayrı kısımdan oluşmaktadır.

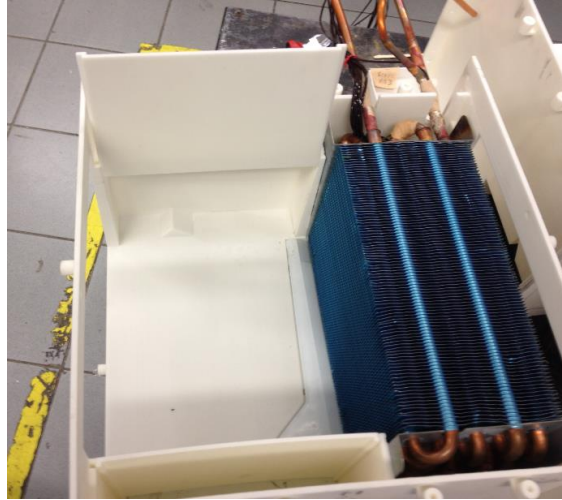
2.1.1 Kapalı Hava Çevrimi

Kapalı hava çevrimi buharlaştırıcının çalışma şartlarının kolay kontrol edilebilmesi ve istenilen çalışma şartlarında problemsiz çalışabilmesi amacıyla tasarlanmıştır. Bu bağlamda nem yükü oluşturmak amacıyla kullanılan bir kazan, nem kaldırmak ve bağlı nemi kontrol etmek amacıyla bir direnç tip ısıtıcı, havanın debisinin kontrol edilmesi amacıyla kullanılan bir değişken devirli proses fanı, havanın hızının ölçülmesi amacıyla bir pitot tüpü ve havanın bağlı neminin hassas kontrol edilmesi amacıyla kullanılan bir buhar üretici bu çevrimin temel elemanlarıdır. Kapalı çevrimin şematik çevrimi ve gerçek görüntüsü Şekil 2.2’de sunulmuştur.



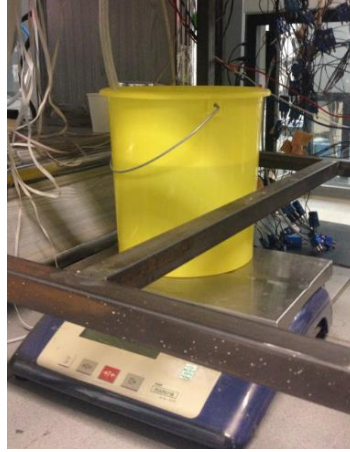
Şekil 2. 2 Kapalı hava çevriminin şematik ve gerçek görüntüsü

Deneyisel çalışmalarda kullanılacak buharlaştırıcı numuneleri yukarıda belirtildiği üzere bu kapalı çevrim içerisinde yer almaktadır. Şekil 2.3'te paylaşılan buharlaştırıcı numunesinin giriş ve çıkış bölgesine 6 adet nem sensörü ve ısı çift yerleştirilmiştir.



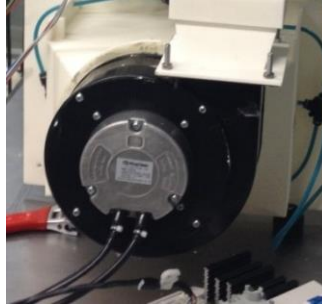
Şekil 2. 3 Buharlaştırıcı test bölgesi

Buharlaştırıcıda yoğunlaşan su drenaj hattı üzerinden hava kanalı içerisinde çıkartılarak Mettler Toledo marka bir terazi üzerine yerleştirilmiş haznede toplanmaktadır. Söz konusu terazi ise analog olarak bilgisayara bağlanmış; deney boyunca eş zamanlı olarak ağırlık bilgisi kaydedilmiştir. Yoğuşma suyunun toplandığı kap ve ölçüm yapılan terazi, Şekil 2.4'te gösterilmiştir.



Şekil 2. 4 Deney düzeneğinde yer alan terazi ve su toplama haznesi

Düzenekte yer alan proses fanı havanın farklı hızlarda kanallar içerisinde hareket edebilmesini sağlamak amacıyla değişken devirli olarak seçilmiştir. Bir doğru akım kaynağına bağlanan EBM Papst marka fan, üzerine uygulanan gerilim değerinin değiştirilmesi sonucunda farklı devirlerde dönebilmektedir. Proses fanından çıkan hava ısıtıcı üzerinden geçmekte; ardından nem yükü alabilmek amacıyla kazana yönlendirilmektedir. Çalışmalarda kullanılan fan aşağıdaki Şekil 2.5'te sunulmuştur.



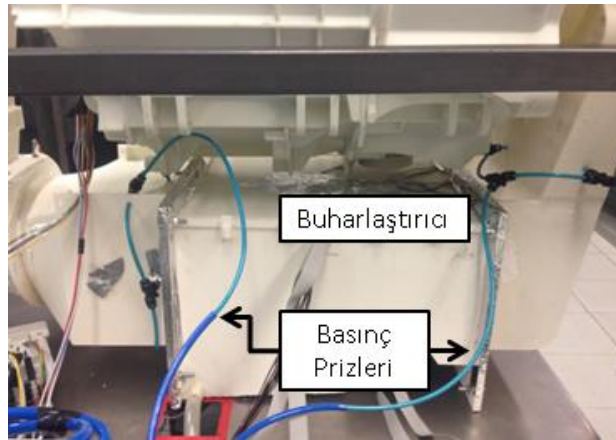
Şekil 2. 5 Deney düzeneğinde yer alan proses fanı

Kapalı çevrimin hava debisi, kanal içerisine yerleştirilmiş sabit bir pitot tüpü yardımı ile ölçülmektedir. Pitot tüpü tarafından sabit bir noktadan okunan hız değeri yardımı ile, sistemin debisi ölçülmektedir. Sistem üzerine yerleştirilmiş hareketsiz pitot tüpü ve pitot tüpünün bağlı olduğu mikromanometre Şekil 2.6'da paylaşılmış; ölçüm yöntemi ise tezin ilerleyen bölümlerde detaylı olarak anlatılmıştır.



Şekil 2. 6 Mikromanometre (Altta) ve pitot tüpünün (üstte) gösterimi

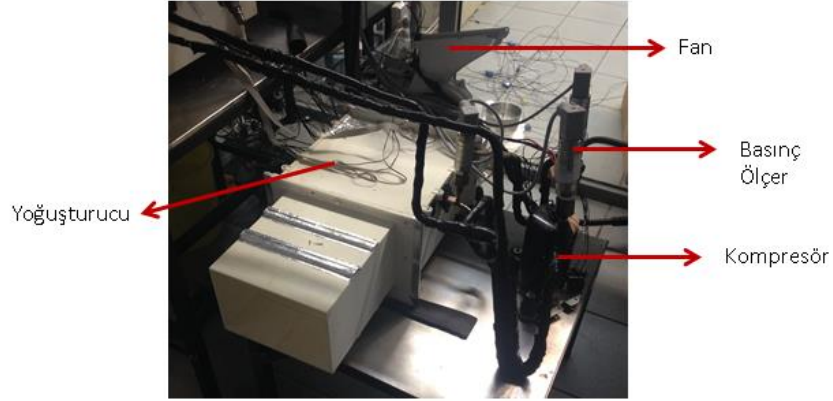
Buharlaştırıcının farklı çalışma şartlarındaki basınç düşümünün tespit edilebilmesi ve nem alma şartının kontrol edilebilmesi amacıyla buharlaştırıcının giriş ve çıkışı esnasında oluşan basınç düşümü ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçümlerin gerçekleştirilmesi amacıyla buharlaştırıcının giriş ve çıkış hava kanalından pnömatik hortumlar yerleştirilmiş; bunlar aracılığı ile fark basınç transdüseri kullanılarak fark basınç ölçümü gerçekleştirilmiştir. Bağlantının gösterimi Şekil 2.7’de gösterilmiştir.



Şekil 2. 7 Basınç prizlerinin gösterimi.

2.1.2 Açık Hava Çevrimi

Kapalı hava çevrimi içerisinde yer alan buharlaştırıcının bağlı olduğu buhar sıkıştırıcı soğutma çevriminin çalışabilmesi amacıyla yoğuşturucunun da şartlandırılması gerekmektedir. Şartlandırma işleminin buharlaştırıcı çalışma şartlarına en az etki edecek şekilde gerçekleştirilmesi amacıyla yoğuşturucu bir açık hava çevrimi içerisine adapte edilmiştir. Açık hava çevriminin elemanları aşağıdaki Şekil 2.8’de paylaşılmıştır.



Şekil 2. 8 Açık hava çevriminin görüntüsü

Yoğuşturucu kapasitesinin hesaplanabilmesi ve doğrulama çalışmalarında kullanılabilmesi amacıyla yoğuşturucu hava giriş ve çıkışına 6 adet nem sensörü ve ısı çift yerleştirilmiştir (Şekil 2.9).

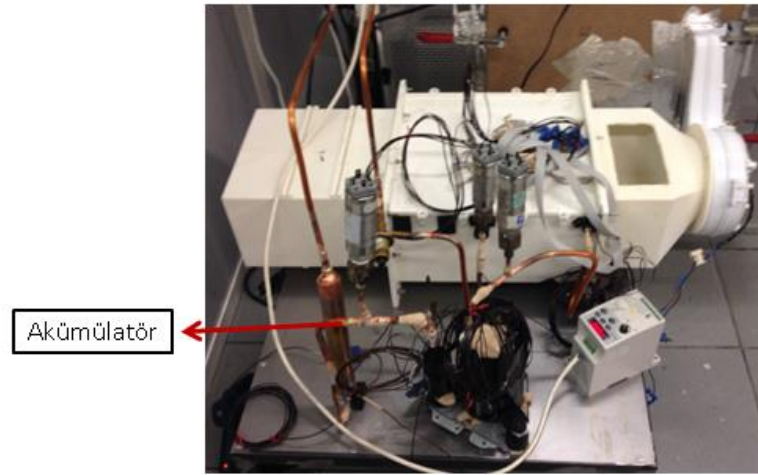


Şekil 2. 9 Yoğuşturucu hava girişinde yer alan sensörlerin gösterimi

2.1.3 Soğutkan Hattı Çevrimi

Deneyisel çalışmalarda kullanılan deney düzeneğinin anlatıldığı bölümde ifade edildiği üzere, açık literatürde yer alan çalışmalarda buharlaştırıcıların şartlandırılmasında su

sistemleri kullanılmıştır. Gerçekleştirilen tez çalışmasında ise, gerçek çalışma durumuna tam olarak yaklaşılması amacıyla buharlaştırıcının şartlandırılması amacıyla bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi kullanılmıştır. Soğutkan çevriminde buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kullanılan tüm komponentlere ek olarak, buharlaştırıcı sıcaklığını hassas olarak ayarlayabilmek amacıyla bir adet akümülatör daha eklenmiştir. Bunun nedeni, buharlaştırıcının iki fazlı soğutkanla tam olarak doldurulması durumunda kompresöre sıvı fazda soğutkan girmesinin önüne geçilmesidir. Kullanılan akümülatör Şekil 2.10’da sunulmuştur.



Şekil 2. 10 Soğutma çevriminde kullanılan akümülatör

Gerek buharlaştırıcının değişken ısı kapasiteleri sağlayabilmek gerekse buharlaştırıcı çalışma sıcaklığını deneyler esnasında sabit tutabilmek amacıyla değişken devirli ve ASHRAE şartlarında yaklaşık 1000W soğutma kapasitesi üretebilen “rotary” tip kompresör kullanılmıştır. Söz konusu kompresörün devrinin değiştirilebilmesi amacıyla üretici firma tarafından temin edilen genel amaçlı sürücü kullanılmıştır. Bu sürücü sayesinde kompresörün devri üretici tarafından performans deklarasyonu çalışma devri olan 3600 rpm değerinin iki katı olan 7200 rpm değerine kadar çıkartılabilmektedir.

Buharlaştırıcı sıcaklığının istenilen seviyelerde tutulabilmesi amacıyla soğutma çevrimi üzerine bir adet kısılma elemanı yerleştirilmiştir. Kısılma elemanı aracılığıyla buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun çalışma basınçlarının ayarlanabilmesi sağlanmıştır. Ek olarak, test esnasında buharlaştırıcının sıcaklığının sabit kalması gerektiğinden, buharlaştırıcının çalışma basıncı yine söz konusu iğne vana aracılığı ile

gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda kullanılan iğne vananın görseli Şekil 2.11’de sunulmuştur.



Şekil 2. 11 Soğutma çevriminde kullanılan kısılma vanası (iğne vana)

Deneyler süresince buharlaştırıcının sabit sıcaklıkta olması amacıyla, buharlaştırıcının tamamının çift faz soğutkan ile doldurularak, ısı değiştirici üzerindeki sıcaklık gradyeni en az seviyeye indirilmiştir. Bu durumun sağlanabilmesi amacıyla, test süresince kompresör devri ve kısılma miktarı değiştirilerek kapasite ve soğutkan debisine müdahale edilmiştir.

2.1.4 Veri Toplama Sistemi

Deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği test düzeneğinde veri toplanmasının işleminin kararlı ve tekrarlanabilir olması amacıyla ölçüm işlemi bir veri toplama panosu aracılığı ile gerçekleştirilmiştir. Düzenekte yer alan sensörler veri toplama panosuna ya direkt ya da kendi veri toplama yazılımları yardımıyla bağlanmıştır. Sıcaklık ölçümlerinin gerçekleştirildiği ısı çiftlerinin veri toplama ünitesine kolay takılıp çıkartılabilmesi amacıyla ısı çiftlerinin uç kısımlarına priz monte edilmiştir. Veri toplama ünitesi sayesinde, pano üzerine bağlanmış ısı çift ve diğer doğru akım çıkış sinyali veren ölçü aletlerinden (örneğin basınç transdüserlerinden) gelen elektriksel sinyaller Agilent 34970A marka veri toplama cihazı ile anlık olarak kaydedilmiş; bilgisayar üzerinden izlenmiş ve kaydedilmiştir. Çalışmada kullanılan veri toplama ünitesi Şekil 2.12’de sunulmuştur.



Şekil 2. 12 Deneysel çalışmalarda kullanılan veri toplama ünitesi

Deneyler esnasında, hava tarafı hesaplamalarının gerçekleştirilmesi amacıyla proses hava kanallarının içerisinde yer alan tüm komponentlerin giriş ve çıkış noktaları üzerinden bağıl nem değeri okunmuş ve deney süresince kaydedilmiştir. Bağıl nem değerlerinin okunabilmesi amacıyla Sensirion marka bağıl nem sensörleri kullanılmıştır.

Deney süresince toplanan tüm veriler “HP VEE” yazılımı aracılığıyla hazırlanan bir veri toplama yazılımı ile izlenmiş ve kaydedilmiştir. Geliştirilen yazılım kullanılarak deneyler sırasında ölçülen tüm fiziksel büyüklükler anlık olarak bilgisayar ekranından görüntülebilmekte ve ölçüm yapılan ana ait veri satırına kaydedilmektedir. Deney sistemi üzerinde kullanılan tüm sensörlerin listesi Çizelge 2.1’de sunulmuştur.

Çizelge 2. 1 Deney düzeneğinde kullanılan sensörlerin listesi

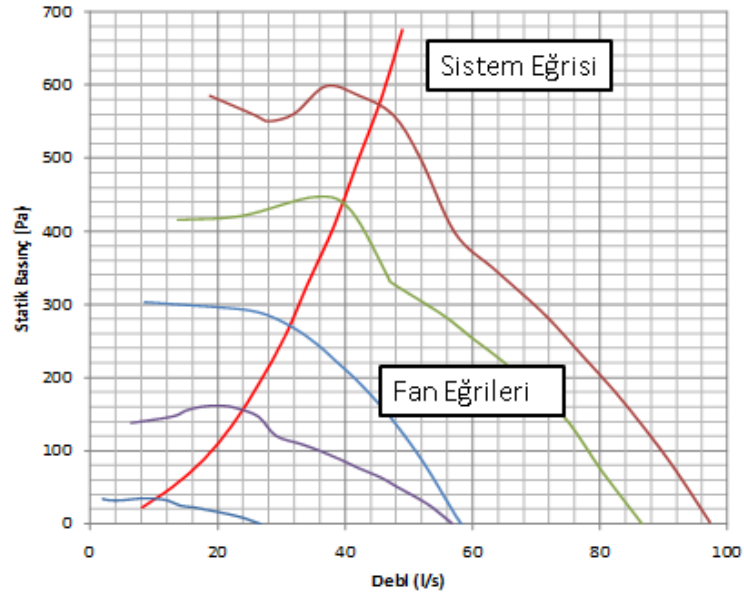
<i>Sensör İsmi</i>	<i>Miktar [adet]</i>
Isıl çift	35
Soğutkan basınç transdüseri	3
Nem sensörü	14
Mikromanometre	1
Terazi	1

Sistem üzerinde bulunan termokuplların bir kısmı hava hattı üzerinden havanın sıcaklığını ölçerken, bir kısmı da buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı bakır boru dönüşlerine yerleştirilmiş olup, soğutucu borusu sıcaklığını, dolayısıyla da yaklaşık olarak soğutucu sıcaklığını ölçmektedir. Kullanılan nem sensörleri ise hava tarafına yerleştirilmiş olup, havanın bağıl nemini ölçmektedir. Özellikle hava kanalı içerisinde yer alan ısı değiştirici giriş ve çıkışlarında, kanal kesitinin mümkün olduğunca temsil edilmesi amacıyla, birden fazla nem sensörü ve termokupl kullanılmış; hesaplamalarda aynı kesitte ölçüm yapan ısı çift ve nem sensörü değerlerinin ortalamaları kullanılmıştır.

2.1.5 Proses Havası Debi Ölçümü

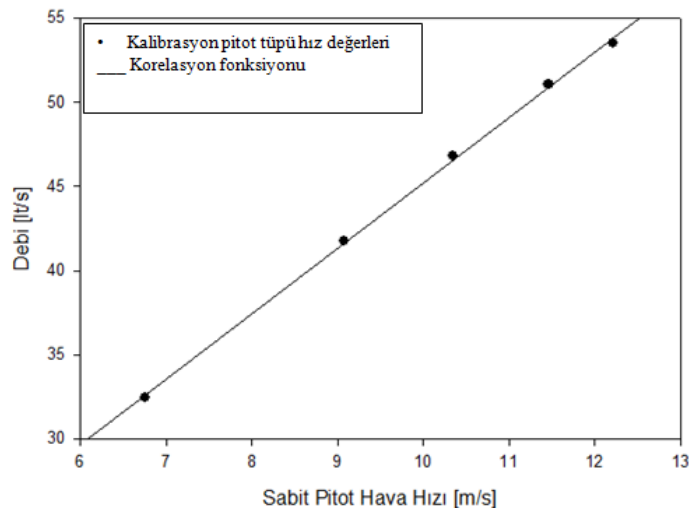
Hava ile şartlandırılan (hava-hava) ısı pompası sisteminde, çalışmalarda değerlendirilmiş olan buharlaştırıcı üzerinden geçen hava debisinin değeri kritik önem taşımaktadır. Özellikle ısı pompası sistemi ile kurutma yapan sistemler için buharlaştırıcının hava debisine hassasiyeti bulunmaktadır. Ek olarak, hava debisi deneysel çalışmalar kapsamında test edilen parametreler arasında yer almaktadır. bu değer anlık olarak ölçülmesi, çalışılan debi değerinin bilinmesi ve bu değer deney esnasında sabit kaldığından emin olunması açısından kritik önem taşımaktadır.

Kurulmuş olan deney düzeneğinin kapalı hava çevriminde yer alan proses fanı, 0-10 Volt DC gerilim aralığında, gerilimin değiştirilmesi ile birlikte değişen devirlerde kullanılabilmektedir. Besleme geriliminin değişimi ile elde edilen çalışma eğrisi aşağıdaki Şekil 2.13'te sunulmuştur.



Şekil 2. 13 Düzenekte kullanılan proses fanının ve sistemin eğrisi

Kapalı sistemlerin debi değerinin ölçülmesi için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemler doğruluk açısından farklılık göstermekle beraber sürekli ölçüme olanak tanımamaktadır. Gerek sürekli ölçüm sağlamak gerekse hava kanalı üzerinde yeterli doğrulukta ölçüm almak amacıyla literatürde var olmayan bir yöntem değerlendirilmiştir. Bu yöntemde, kapalı hava çevriminin debisi ölçülmek amacıyla bir pitot tüpü hava kanalına sabitlenmiş, başka bir pitot tüpü yardımıyla da uygun bir hava kanalı kesidi taranmıştır. Tarama sonucunda elde edilen hız değerlerinin ortalaması alınarak elde edilen veriler, sabit pitot tüpünden okunan değerler ile ilişkilendirilmiştir. İlişkilendirme sonucunda elde edilen grafik, Şekil 2.14'te sunulmuştur.



Şekil 2. 14 Sabit pitot tüpü için kurulan ilişkinin gerçek duruma göre kıyaslaması [19]

2.1.6 Soğutkan Hattı Debi Ölçümü

Soğutma sistemi içerisinde gerekli hesaplamaların yapılabilmesi için, sistemde dolaşan debiyi tespit etmek büyük önem taşımaktadır. Gerek soğutma kapasitesinin hesaplanabilmesi gerekse hava tarafı üzerinden ölçülen kapasite değerinin doğrulamasının yapılabilmesi amacıyla soğutma sistemi üzerinden de debi tespiti gerçekleştirilmiştir.

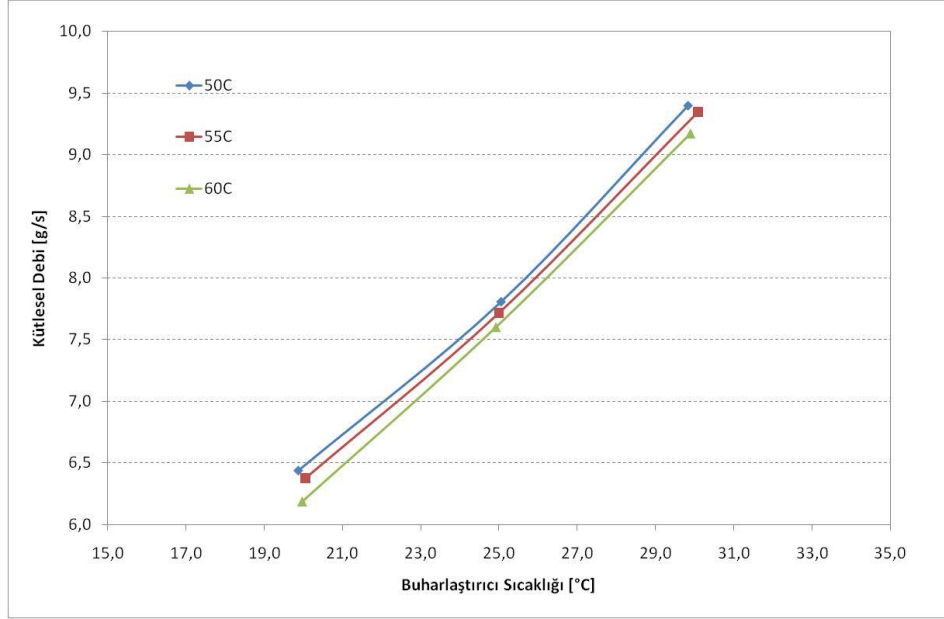
$$Q_{soğutkan} = Q_{hava} \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_{soğ} \Delta h_{fg} = U_{o,w} A_o \Delta i_m \quad (2.2)$$

Soğutkan debisinin ölçülmesi amacıyla hidrokarbon debimetreleri kullanılmaktadır. Bu debimetreler uygulamalarındaki zorluk (çift faz ölçüm durumunda karmaşıklığın artması, yer kaplaması, teknik servis gereksinimi vb) ve bunun karşılığında belirsizlik değerlerinin ihtiyaçlar açısından değerlendirilmesi sonucunda sisteme entegre edilmemiştir. Bunun yerine düzenekte kullanılan rotary tip kompresörün çalışma şartları için “haritaları (map)” çıkartılmıştır. Bu uygulamada, birden fazla buharlaştırıcı, yoğuşturucu çalışma sıcaklığı ile aşırı soğuma ve aşırı ısıtma değerleri ve farklı çalışma devirleri için kompresör kalorimetrede test edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ise non-lineer eşitlik yardımı ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının bir fonksiyonu olarak kullanılabilir. Belirli yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları için kompresörün sisteme yolladığı debi değeri ise %3’ten daha küçük bir belirsizlik değeri ile hesaplanabilmektedir. Deneyler 3 farklı buharlaştırıcı ve 3 farklı yoğuşturucu şartı için gerçekleştirilmiştir (12 test). Test çıktıları ise aşağıda sunulan eşitlik ile korele edilmiştir:

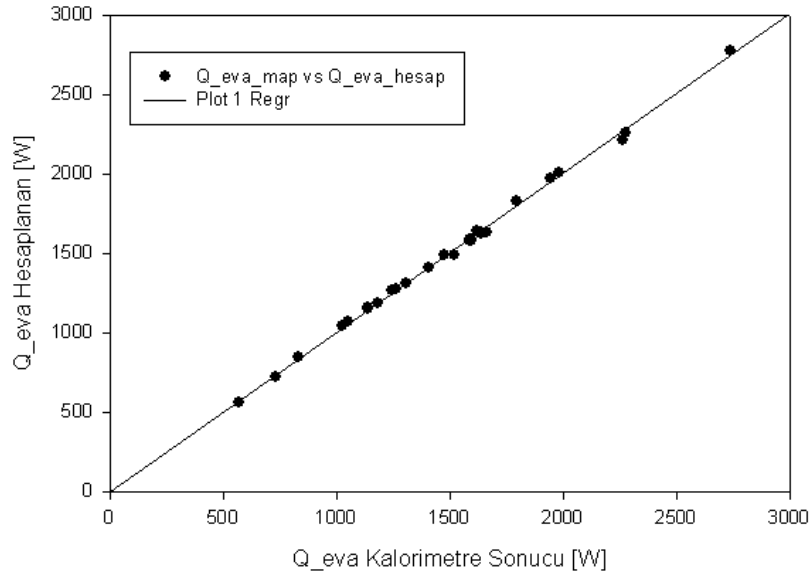
$$\dot{m} = a_1 + a_2 T_{buh} + a_3 T_{buh}^2 + (a_4 + a_5 T_{buh} + a_6 T_{buh}^2) T_{yoğ} + (a_7 + a_8 T_{buh} + a_9 T_{buh}^2) T_{yoğ}^2 \quad (2.3)$$

Deneylerde kullanılan ve ilgili teorik hesaplamalarda kullanılan kompresörün kalorimetre test sonuçları, Sigmaplot programı yardımı ile analiz edilmiş; katsayılar hesaplanmıştır. Ek olarak, katsayılarının değişimi ile kompresörün belirli yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında harcadığı güç değeri de hesaplanabilmektedir. Aşağıdaki grafikte, 9 nokta performans deneyi sonucunda elde edilen değerler verilmiştir.



Şekil 2. 15 Kompresör çalışma noktalarının gösterildiği örnek grafik

Kompresör kalorimetresinden elde edilen sonuçlar kullanılarak, buharlaştırıcının hava giriş ve çıkışı üzerinden okunan sıcaklık ve bağıl nem değerlerinden yola çıkılarak hesaplanan kapasite değerleri ile olan ilişki incelenmiştir. Gerçekleştirilen analiz sonucunda bu değerlerin maksimum %2,5 bandında yer aldığı tespit edilmiştir. Sonuçlar Şekil 2.16'da sunulmuştur.



Şekil 2. 16 Kalorimetre sonucu ile hesaplanan buharlaştırıcı kapasitesinin karşılaştırılması

2.2 Ölçüm Belirsizliği Analizi

Tez çalışmasına konu olan deney düzeneğinde, buharlaştırıcı performansının parametrik olarak incelenebilmesi amacıyla ölçüm belirsizliği kritik bir öneme sahiptir. Ölçüm belirsizliği hesabında yöntem olarak, Kline ve McClintock [25] tarafından ortaya atılan yöntem kullanılmıştır. Buna göre, deney düzeneğinde bir takım ölçümler yapılarak tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük P ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken ise $x_1, x_2, \dots, x_n$ olmak üzere,

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (2.4)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları ve büyüklüğünün hata oranı ise, söz konusu belirsizlik analizi yöntemine göre;

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bağıntı incelendiğinde, deneyde en büyük hataya neden olan değişkenin kolaylıkla tespit edilebildiği anlaşılmaktadır.

Parametrik deney düzeneğinde kullanılan cihazların ölçüm belirsizliği aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

Çizelge 2. 2 Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının doğruluk değerleri

Ölçüm Cihazı	Firma	Doğruluk
Soğutma Kapasitesi	Regent	2,5%
Bağıl Nem	Sensirion	0,3%
Termokupl	-	0,2°C

Eşitlik 2.5'te sunulan değerler EES programı aracılığı ile hesaplanmıştır. Hesaplamalarda ıslak durum ısı transferi incelemeleri yapıldığından dolayı, entalpi farkı metodundan yola çıkılarak kullanılan ısı transferi eşitlikleri kullanılmıştır. Belirsizlik hesaplamaları yapılırken uzunluk ölçülü terimlerin belirsizlikleri ihmal edilmiştir.

$$Q = U_{o,w} A_o (i_{gir} - i_{çık}) \quad (2.6)$$

$$w_{U_{o,w}} = \mp \left[\left(\frac{\partial U_{o,w}}{\partial Q} w_Q \right)^2 + \left(\frac{\partial U_{o,w}}{\partial i_{gir}} w_{i,gir} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_{o,w}}{\partial i_{cik}} w_{i,cik} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

$$w_Q = \mp \left[(w_Q)^2 \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

Sistemde soğutma kapasitesi bir önceki bölümde ifade edildiği şekilde kalorimetre sonuçlarından gelen belirsizlik olarak doğrudan hesaplamalara katılmıştır. Havanın entalpi değerlerinden kaynaklanan belirsizliğin hesaplanması amacıyla, psikrometrik yöntemde bu değer elde edilmesi için kullanılan sıcaklık ve bağıl nem değerlerinin tekil belirsizlikleri ile hesaplanmıştır.

$$w_i = \mp [(w_T)^2 + (w_{RH})^2]^{1/2} \quad (2.9)$$

Hesaplama sonucunda elde edilen belirsizlik değeri, örnek bir deney sonucu için aşağıdaki çizelgede paylaşılmıştır.

Çizelge 2. 3 Hesaplanan belirsizlik değerleri

	$U_{o,w}$ (kg/m ² s)	i_{gir} (j/kg)	i_{cik} (j/kg)
%w	5,98	1,01	1,12

2.3 Deney Matrisi

Gerçekleştirilecek olan deneyler kümesinin seçilmesinde, buharlaştırıcının çalışacağı sistemin çalışma şartları değerlendirilmiştir. Geçmiş tecrübelerden ve buharlaştırıcının çalıştığı sistemden alınan ölçümler sonucunda en uygun deney kümesi tanımlanmıştır. Ayrıca, deney matrisinin oluşturulmasında ekonomik ve sistemsel kısıtlar da göz önüne alınmıştır. Bu değerlendirmeler sonucunda elde edilen matris aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

Çizelge 2. 3 Tez çalışmalarına konu olan deney matrisi

Kanat tipi	Kanat sıklığı [FPI]	T _{buh} [°C]	T _{hava,g} [°C]	RH _g [%]	V _{hava} [l/s]
Dalgalı	12,7	25	35	90	50
	15,9	28	38	80	40
				70	

Yukarıdaki deney matrisindeki tanımlanan şartlar, tam faktöriyel deney sistemine göre değerlendirilmiştir. 5 parametrenin farklı seviyeleri için toplamda 48 deney gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmasının ilerleyen bölümlerinde sunulacak olan istatistiksel model çalışmalarında ise, hava giriş bağıl nem değerlerinden %80 ve %90 değerleri kullanılmıştır.

TEORİK ÇALIŞMALAR

DeneySEL çalışmalar sonucunda elde edilen çıktıların değerlendirilmesi ve açık literatüre katkı sağlamak amacıyla ıslak durum ısı transferi ve kütle transferi modellenmiştir. Bu bölümün ilk kısmında ısı transferi modeli ve ardından kütle transferi incelemelerine yer verilmiştir.

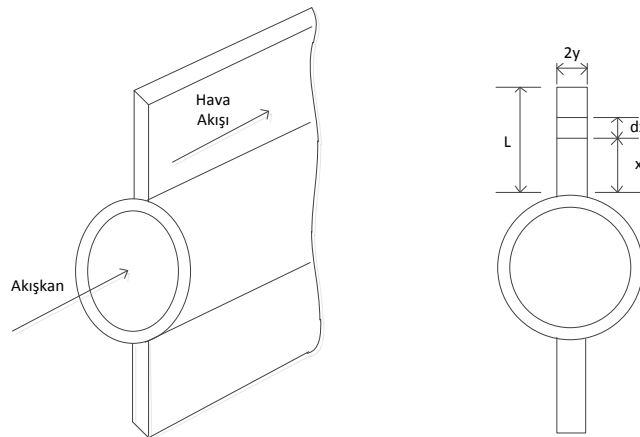
Nem alma şartlarında çalışan kanatlı borulu ısı değıştircinin modellenenebilmesi ve analiz edilebilmesi amacıyla ilk etapta kuru durum için ilgili ısı transferi ifadeleri paylaşılmıştır. Daha sonra bu ifadeler kullanılarak, ıslak durum için ilgili eşitlikler oluşturulmuş ve deney sonuçlarının analizinde kullanılmıştır.

3.1 Isı Transferi İncelenmeleri

Havanın ısıtılması veya soğutulması amacıyla birçok farklı tipte kanada sahip ısı değıştirci kullanılmaktadır. Kanat kullanımı ısı değıştircilerde yüzey alanını arttırsa da boru yüzeyi ile hava akışı arasındaki ortalama sıcaklık farkını azaltmaktadır. Ayrıca, salt boruların ısıl direnci ihmal edilebilir bir düzeyde olsa da genişletilmiş yüzeylerin yani kanatların ısıl direnci ihmal edilemeyecek kadar büyüktür. Kanat verimi,

$$\eta_f = \frac{T_{f,m} - T}{T_{f,b} - T} = \frac{\Delta T_{f,m}}{\Delta T_{f,b}} \quad (3.1)$$

ile tanımlanabilir. $T_{f,m}$ ortalama kanat sıcaklığı, $T_{f,b}$ kanat taban sıcaklığı ve T ise kuru termometre sıcaklığını ifade etmektedir.



Şekil 3. 1 Kanat kesiti ve hesaplamada kullanılan büyüklükler

Analiz esnasında Threlkeld'in [7] analizine benzer şekilde, (1) kararlı rejim ısı transferi olduğu, (2) kanatta sabit ısı iletimi olduğu, (3) kanat taban sıcaklığının sabit olduğu, (4) kanatta tek boyutlu ısı transferi olduğu, (5) kanat ucundan ısı transferinin ihmal edildiği (ucu yalıtılmış kanat yaklaşımı), (6) hava akışının uniform olduğu ve (7) dış taraf taşınım katsayısının sabit olduğu kabulleri yapılmıştır.

Yukarıda sunulan kanat kesitinde,

$$q_F = -kA \frac{dT_f}{dx} = -2ky \frac{dT_f}{dx}$$

Veya

$$dq_F = -2ky \frac{d^2 T_F}{dx^2} dx = 2ky \frac{d^2 \Delta T_F}{dx^2} dx$$

$$dq_F = -2h_{c,o} dx (T_f - T) = -2h_{c,o} dx \Delta T_f$$

$$\frac{d^2 \Delta T_F}{dx^2} = \frac{h_{c,o}}{ky} \Delta T_f \quad (3.2)$$

Elde edilir. Eşitlik 3.2 için sınır şartları ise,

$$x = 0 \text{ için } \Delta T_f = \Delta T_{f,b}$$

$$x = L \text{ için } \frac{d\Delta T_f}{dx} = 0$$

Olarak tanımlanır. Buradan $m = \sqrt{\frac{h_{c,o}}{ky}}$ ve $\Delta T_{f,b} = T_{f,b} - T$ olacak şekilde,

$$\Delta T_f = \Delta T_{f,b} = \left[\frac{e^{m(L-x)} + e^{-m(L-x)}}{e^{mL} + e^{-mL}} \right] \quad (3.3)$$

elde edilir. Toplam ısı transferi için, birim uzunluktan olan ısı transferi kanat boyu üzerinde integre edilirse,

$$q_F = 2h_{c,o} \int_0^L \Delta T_f dx$$

$$q_F = \frac{2h_{c,o} \Delta T_{f,b}}{m} \tanh(mL) \quad (3.3)$$

ifadesine ulaşılmış olur. Kanat ortalama sıcaklığının tanımından yola çıkılarak,

$$q_F = h_{c,o} A_f (T_{f,m} - T) = 2h_{c,o} L \Delta T_{f,m} \quad (3.4)$$

ulaşılır ve eşitlik (3.1), (3.2) ve (3.3) kullanılarak, kuru durum için kanat verimi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (3.5)$$

Kuru durumda çalışan kanatlı ısı değıştiricilerde ısı değıştiricinin tasarım problemi,

$$q = U_o A_o \Delta T_m \quad (3.6)$$

eşitliğinin çözümünü içermektedir. ΔT_m ortalama sıcaklık farkı iken U_o toplam ısı transfer katsayısıdır ve ısı değıştiricinin kanatları üzerinde herhangi bir su yoğuşması olmadığı, kuru durum için elde edilecektir.

Toplam ısı transfer katsayısının çıkartılmasında (1) sürekli rejim ısı transferi meydana geldiği ve (2) boru ile kanat arasındaki temas direnci ihmal edilmiştir $T_{f,b} = T_{p,out}$. Isı transferi denklemleri,

$$q = h_i A_{p,i} (T_f - T_{p,i}) \quad (3.7)$$

$$q = \frac{k_p A_{p,m} (T_{p,t} - T_{p,out})}{x_p} \quad (3.8)$$

$$q = h_{c,o,p} A_{p,o} (T_{p,o} - T) + h_{c,o,f} A_f (T_{f,m} - T) \quad (3.9)$$

$$q = U_o A_o (T_f - T) \quad (3.10)$$

Eşitlik (3.1), (3.9) ve $h_{c,o,p} = h_{c,o,f} = h_{c,o}$ olarak alırsak,

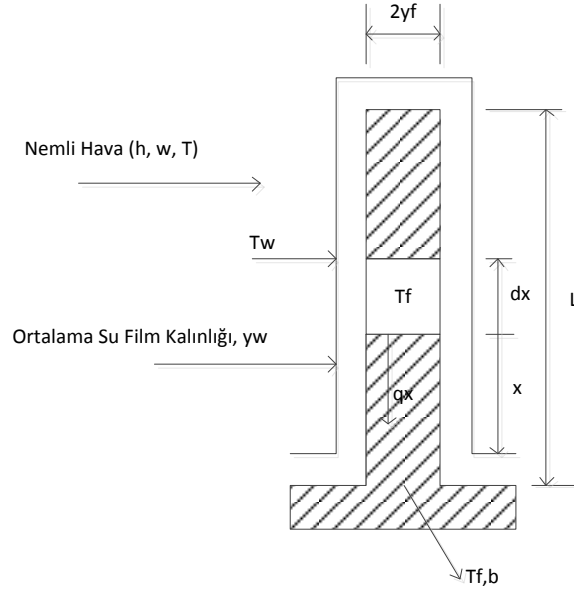
$$q = h_{c,o} (A_{p,o} + \eta_f A_f) (T_{p,o} - T) \quad (3.11)$$

ifadesi elde edilmiş olur. Devamında eşitlik (3.7), (3.8), (3.9) ve (3.10) kullanılarak toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi elde edilmiş olur.

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o x_p}{A_{p,m} k_p} + \frac{1 - \eta_f}{h_{c,o} \left(\frac{A_{p,o}}{A_f} + \eta_f \right)} + \frac{1}{h_{c,o}}} \quad (3.12)$$

Eşitlik 3.12'den de anlaşılacağı üzere, bir ısı değıştiricinin geometrik özellikleri belirli ise h_i , $h_{c,o}$, η_f ve k_p değerleri biliniyorsa U_o değeri hesaplanabilmektedir.

Islak durum için kanat veriminin ifade edilmesi amacıyla problem aşağıdaki şema üzerinden ifade edilecektir.



Şekil 3. 2 Islak durum kanat veriminin çıkartılması için kullanılan şematik gösterim [7]

Isı iletiminin su filmi üzerinde sadece y yönünde olduğu kabulü yapılırsa, birim kanat uzunluğu için,

$$q_f = 2k_f y_f \frac{dT_f}{dx} \quad (3.13)$$

Elde edilmiş olur. F alt indisi kanadı ifade etmektedir.

$$dq_f = -2 \frac{k_w}{y_w} (T_w - T_f) dx \quad (3.14)$$

k_w ve y_w sırasıyla su filminin ısı iletim katsayısını ve kalınlığını ifade etmektedir. Doymuş havanın entalpi değerinin küçük bir sıcaklık aralığında doğrusal değiştiğini kabul edersek, doymuş havanın entalpi değeri aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$i_s = a + bT_s \quad (3.15)$$

Eşitlik (3.14) ve (3.15) birleştirilirse,

$$dq_f = -\frac{2k_w}{b_w y_w} (i_{s,w} - a_w - b_w T_f) dx \quad (3.16)$$

elde edilmiş olur. Eşitlik (3.16)'da yer alan $a_w + b_w T_f$ terimi tahmini bir hava entalpi değeri olsun. Bu durumda,

$$h_f = a_w + b_w T_f \quad (3.17)$$

ifadesine ulaşılmış olur. Eşitlik (3.17)'de yer alan a_w ve b_w terimleri T_w yüzey sıcaklığından türemiştir. Dolayısıyla,

$$dq_f = -\frac{2k_w}{b_w \gamma_w} (i_{s,w} - i_f) dx \quad (3.18)$$

eşitliğine ulaşılır. Dış yüzeyden taşınım ile olan ısı transferi, iletimle olan ısı transferine eşit olacağından, taşınım ile olan ısı transferi,

$$dq_f = -\frac{2h_{c,o}}{c_{p,a}} (i - i_{s,w}) \quad (3.19)$$

olarak yazılabilir. Eşitlik (3.17) ve (3.18) kullanılarak,

$$dq_f = -\frac{2h_{o,w}}{b_w} (i - i_f) dx = -\frac{2h_{o,w}}{b_w} \Delta i_f dx \text{ ve } \Delta i_f = i - i_f \text{ olacak şekilde,}$$

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{c_{p,a}}{b_w h_{c,o}} + \frac{\gamma_w}{k_w}} \quad (3.20)$$

ifade elde edilir. Eşitlik (3.13) ve (3.16) kullanılarak,

$$q_f = \frac{2k_f \gamma_f}{b_w} \frac{di_f}{dx} = -\frac{2k_f \gamma_f}{b_w} \frac{d\Delta i_f}{dx} \quad (3.21)$$

$$dq_f = -\frac{k_f \gamma_f}{b_w} \frac{d^2 \Delta i_f}{dx^2} dx \quad (3.22)$$

eşitlik (3.20) ve (3.22) birleştirilirse,

$$\frac{d^2 \Delta i_f}{dx^2} = \frac{h_{o,w}}{k_f \gamma_f} \Delta h_f \quad (3.23)$$

elde edilir. Eşitlik (3.23)'ün çözümü için sınır şartları,

$$x = 0 \text{ için } \Delta i_f = \Delta i_{f,b}$$

$$x = L \text{ için } \frac{d\Delta i_f}{dx} = 0$$

olarak alınabilir. Yukarıdaki sınır şartları için Eşitlik (3.23)'ün çözümü sonucunda ise aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\Delta i_f = \Delta i_{f,b} = \left[\frac{e^{m(L-x)} + e^{-m(L-x)}}{e^{mL} + e^{-mL}} \right] \quad (3.24)$$

$$m = \sqrt{\frac{h_{wo}}{k_f \gamma_f}} \text{ ve } \Delta i_{f,b} = i_{f,b} - i \text{ olarak alınırsa, Eşitlik (3.3)'ün çözümünde olduğu gibi,}$$

ıslak durum için kanat verimi,

$$\eta_{f,w} = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (3.25)$$

olarak elde edilmiş olunur. Eşitlik 3.25 incelendiğinde, ıslak durum için kanat veriminin kuru durum için elde edilen ve Eşitlik (3.5)'te ifade edilen eşitlik ile aynı olduğu görülebilir. Tek fark, ıslak ve kuru durumlar için kullanılan taşınım katsayılarının farklı olmasıdır.

Islak, yani nem alma şartlarında çalışan, durum ısı transferinin incelenmesinde, kuru durumdan farklı olarak ısı değiştirici dış yüzeyinde havada bulunan nem yoğunlaşmaktadır. Dolayısıyla, hesaplamalara ısı transferi mekanizmasındaki nem olması durumu da eklenmektedir. Isı değiştirici yüzeyinde hal değişimi yaşandığından dolayı, ısı transferi analizlerinde “sıcaklık farkı ortalama metodu” yerine “ortalama entalpi metodu” kullanılmaktadır.

Borunun içerisinden T_r sıcaklığında bir soğutkan geçiyor olsun. (1) boru ortalama sıcaklığının da uniform olduğunu, (2) boru ve kanat dış yüzeylerinin γ_w kalınlığında bir su filmi ile kaplı olduğunu kabul edelim. Yüzeyden geçen havanın entalpisi i olduğunda, yerel ısı transferi miktarı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$q = h_i A_{p,i} (T_p - T_r) \quad (3.26)$$

Yukarıdaki tanımdan yola çıkarak,

$$b_r = \frac{i_{s,p} - i_{s,r}}{T_p - T_r} \quad (3.27)$$

Elde edilebilir. b_r katsayısı, yukarıda ifade edilen küçük bir sıcaklık farkı bölgesi için entalpinin ifade edilmesini sağlayan doğrusal denklemin eğimini vermektedir. Eşitlik (3.27)'de sunulan $i_{s,p}$ ve $i_{s,r}$ entalpi değerleri boru ve soğutkan sıcaklıkları için havanın doymuş durumdaki entalpi değerlerini temsil etmektedir. Genel olarak, boru iç yüzeyindeki akışkan ile boru yüzeylerindeki sıcaklığa bağlı olan entalpi farkını ifade etmektedir. Myers [8] yaptığı çalışmalarda, bu entalpi farklarının ısı değiştirici üzerindeki farklı direnç noktaları için de tanımlamıştır.

Eşitlik (3.26) ve (3.27)'den faydalanılarak,

$$q = \frac{h_i A_{p,i}}{b_r} (i_{s,p} - i_{s,r}) \quad (3.28)$$

elde edilebilir. Islak durum için boru üzerinden iletim ve dış taraf taşınım terimleri de birleştirilirse,

$$q = \frac{h_{o,w}}{b_{w,p}} A_{p,o} (i - i_{s,p}) + \frac{h_{o,w}}{b_{w,m}} A_f (i - i_{f,m}) + \frac{k_p}{x_p b_p} A_{p,o} (i - i_{s,p}) \quad (3.29)$$

Elde edilmiş olur. Toplam ısı transferi miktarı,

$$q = U_{o,w} A_o (i - i_{s,r}) \quad (3.30)$$

Olarak yazılırsa ve Eşitlik (3.29) ile birleştirilirse ıslak durum için toplam ısı transfer katsayısı,

$$U_o = \frac{1}{\frac{b_r A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{b_p A_o x_p}{A_{p,m} k_p} + \frac{1}{h_{w,o} \left(\frac{A_{p,o}}{b_{w,p} A_o} + \frac{A_f \eta_f}{b_{w,m} A_o} \right)}} \quad (3.31)$$

Eşitlik (3.31)'de sunulan b_r ve b_p katsayıları (eğimleri) yukarıda tariflenen tanımdan yola çıkılarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$b_r = \frac{i_{s,p,i} - i_{s,r,m}}{T_{p,i,m} - T_{r,m}} \quad (3.32)$$

$$b_p = \frac{i_{s,p,o} - i_{s,p,i}}{T_{p,o,m} - T_{p,i,m}} \quad (3.33)$$

Bu katsayıların yanı sıra, $U_{o,w}$ değerinin hesaplanabilmesi amacıyla $b_{w,m}$ ve $b_{w,p}$ değerlerine de ihtiyaç duyulmaktadır. Threlkeld [7] bu değerleri aynı kabul etmiştir. Pirompugd [4] ise yaptığı çalışmalarda bu iki değeri ayrı ayrı hesaplamıştır. Boru ve kanat yüzeyindeki su filmi sıcaklıklarının ayrı ayrı tespit edilmesinin yaratacağı belirsizlik göz önüne alınarak bu çalışmada Threlkeld [7]'in izlediği metot izlenmiştir. $b_{w,m}$ değerinin hesaplanması iteratif bir çözüm gerektirmektedir. Aşağıdaki eşitlikte sunulan entalpi farkı ifadesinden yola çıkılarak ilgili hesaplamalar yapılabilir.

$$b_{w,m} = \frac{i_{s,w} - i_{s,f}}{T_{w,m} - T_f} \quad (3.34)$$

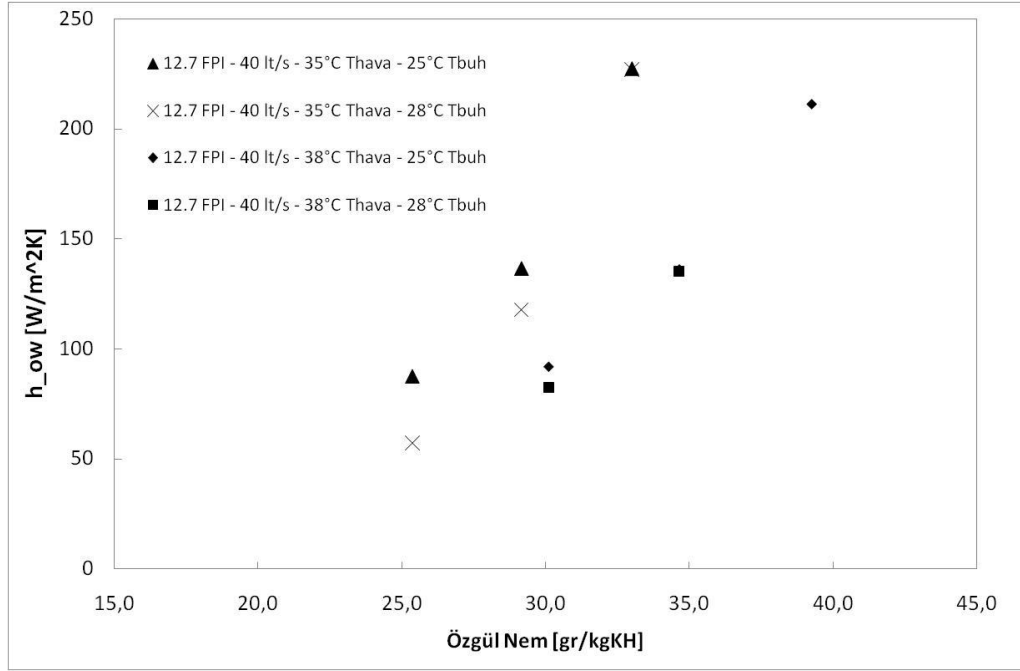
$$i_{s,w} = i - \frac{c_{p,o} h_{o,w} \eta_{f,w}}{b_{w,m} h_{c,o}} \left(1 - \frac{b_r U_{o,w} A_o}{h_i A_{p,i}} \right) (i - i_{s,r}) \quad (3.35)$$

3.1.1 Buharlaştırıcı Hava Giriş Nem Miktarının Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine

Etkisi

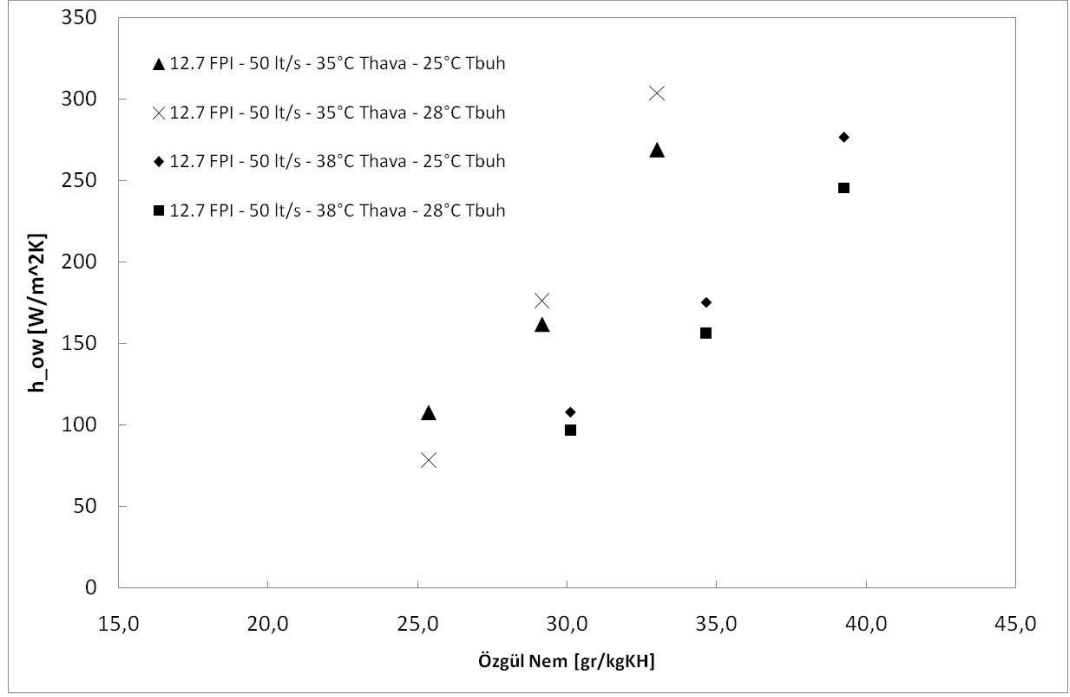
Buharlaştırıcıya giren havanın nem miktarının incelenmesi amacıyla, Bölüm 2’de sunulan bağıl nem oranları kullanılmıştır. Analizlerin bir kısmında bağıl nem terimi doğrudan kullanılsa da incelemelerin bu kısmında özgül nem miktarı kullanılmıştır.

Islak durumda çalışan buharlaştırıcının, ıslak durum taşınım katsayısının (h_{ow}) farklı özgül nem miktarlarına göre değişimi aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



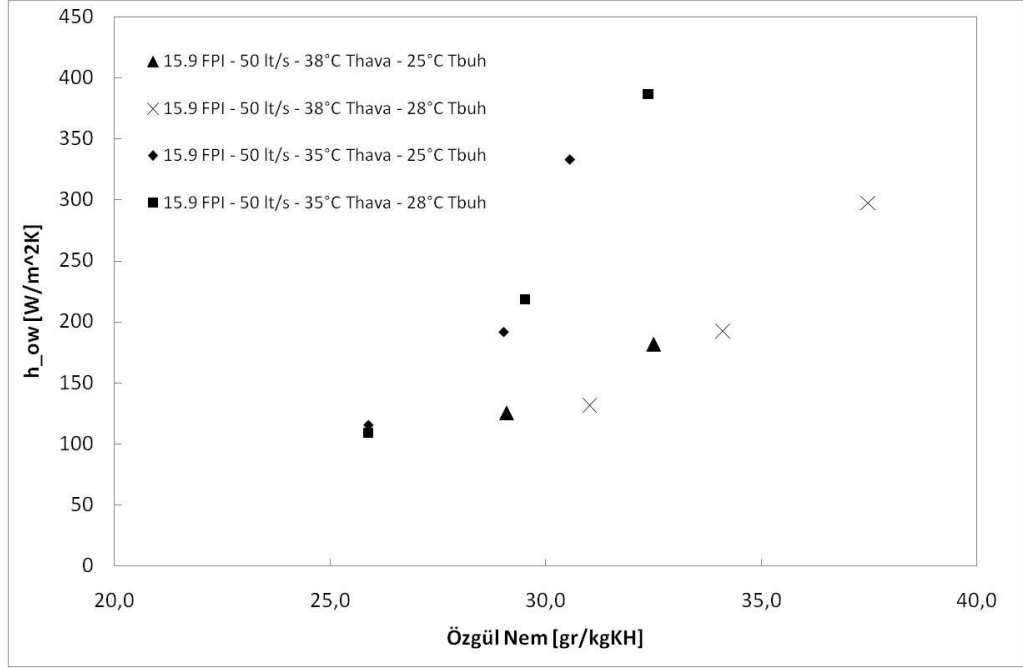
Şekil 3. 3 Özgül nem miktarının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI ve 40 l/s)

Yukarıdaki şekilde sunulduğu üzere, özgül nem miktarının artışı ile birlikte ıslak durum ısı taşınım katsayısında artış meydana gelmektedir. Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının iki farklı durumu için de bu durum benzer şekilde seyretmiştir. Bununla birlikte, aynı buharlaştırıcı giriş sıcaklığı için, buharlaştırıcı sıcaklığının ıslak durum ısı taşınım katsayısı üzerinde büyük bir etkisi olmadığı tespit edilmiştir. Ayrıca, aynı ısı taşınım katsayısına ulaşmak amacıyla birden fazla çalışma noktasının da var olduğu yukarıdaki şekilden anlaşılmaktadır. Aynı özgül nem değeri için, buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının düşmesi ile birlikte ısı taşınım katsayısında artış meydana gelmektedir. Bu durum buharlaştırıcının nem alma şartlarında çalışıyor olmasının bir sonucu olarak, yüzeyinde meydana gelen su filminin ısı transferini olumsuz yönde etkiliyor olması ile açıklanmıştır. Benzer durum, hava debisinin arttığı durumda da gözlemlenmiştir.



Şekil 3. 4 Özgül nem miktarının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI ve 50 l/s)

Hava debisinin artışı ile birlikte, ıslak durum dış taraf taşınım katsayısında genel bir artış meydana geldiği tespit edilmiştir. Hava debisinin 40 l/s olduğu duruma benzer bir şekilde buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının farkına göre iki grup meydana gelmiştir. Aynı özgül nem miktarı değeri için buharlaştırıcı giriş sıcaklığının düşmesi dış taraf ısı taşınım katsayısını arttırıcı bir etki göstermektedir. Debinin artışı bu etkinin şiddetinin artmasına neden olmuştur. Buharlaştırıcının kanat sayısı açısından bakıldığında ise, yukarıda tarif edilen davranışa benzer bir davranış olduğu gözlemlenmiştir. Ek olarak, artan kanat sayısı ile birlikte dış taraf taşınım katsayısının şiddetinin görece artış gösterdiği tespit edilen bir diğer husus olmuştur.



Şekil 3. 5 Özgül nem miktarının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI ve 50 l/s)

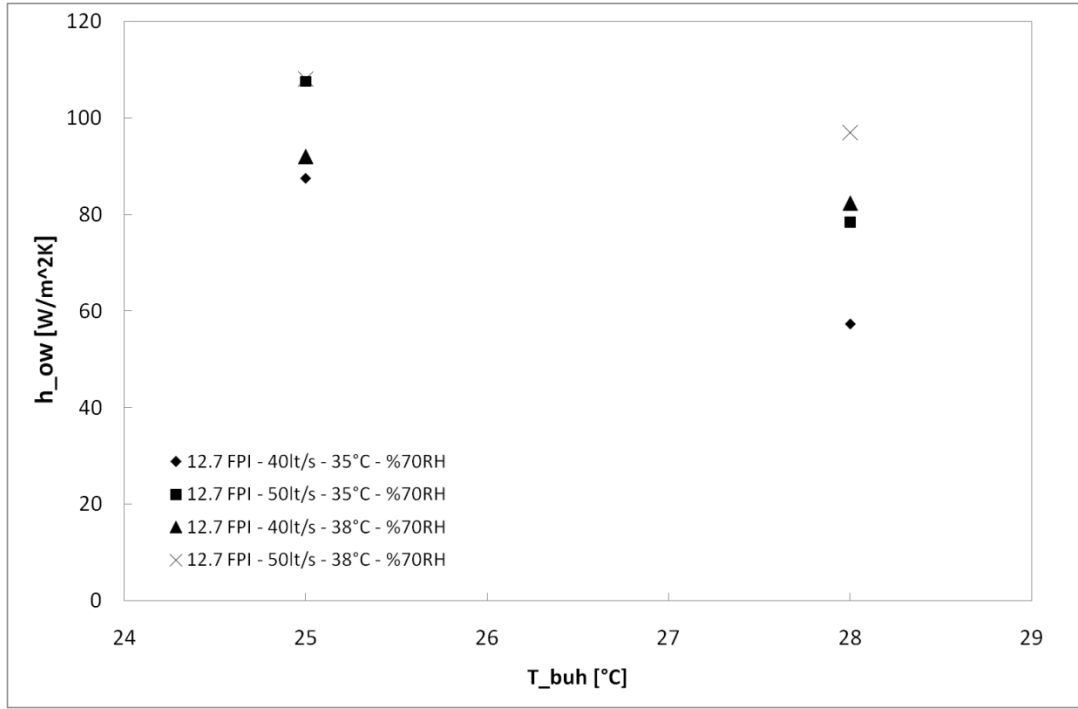
Yukarıda sunulduğu üzere, hava giriş sıcaklığının düşmesi ile birlikte meydana gelen taşınım katsayısı artışı kanat sıklığının artışı ile birlikte şiddetini arttırmıştır. Buna neden olarak, ısı transfer yüzey alanının artışı ile birlikte meydana gelen kapasite artışı ve buna etken olarak kanat yüzeylerinden geçen hava miktarının artışı gösterilebilir. Diğer taraftan, buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığının artışı ile birlikte, kanat sıklığı artmış olmasına rağmen dış taraf taşınım katsayısında 12,7 FPI şartına kıyasla büyük bir artış meydana gelmemiştir. Bu durum, artan kapasite ve kanatlar arasındaki mesafenin azalması ile birlikte kanat yüzeylerinin daha ıslak kalması ile açıklanabilir. Literatürde de benzer bir etki olduğu tespit edilmiş ve bu durum özellikle dalga kanatlı ısı değiştiricilerde, kanatların ıslaklığı ve bunun sonucunda ısı transferinin bozulması ile açıklanmıştır [5].

3.1.2 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi

Buharlaştırıcı sıcaklığı, ısı pompasının en temel çalışma parametrelerinden birisidir. Sistemin düşük basınç kısmı olarak da bilinen bu kısım, ısı pompası sisteminin karakteristik özellikleri hakkında bilgi vermektedir. Örneğin, yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte buharlaştırıcı sıcaklığı kompresörün çalışma şartlarını tespit etmek amacıyla

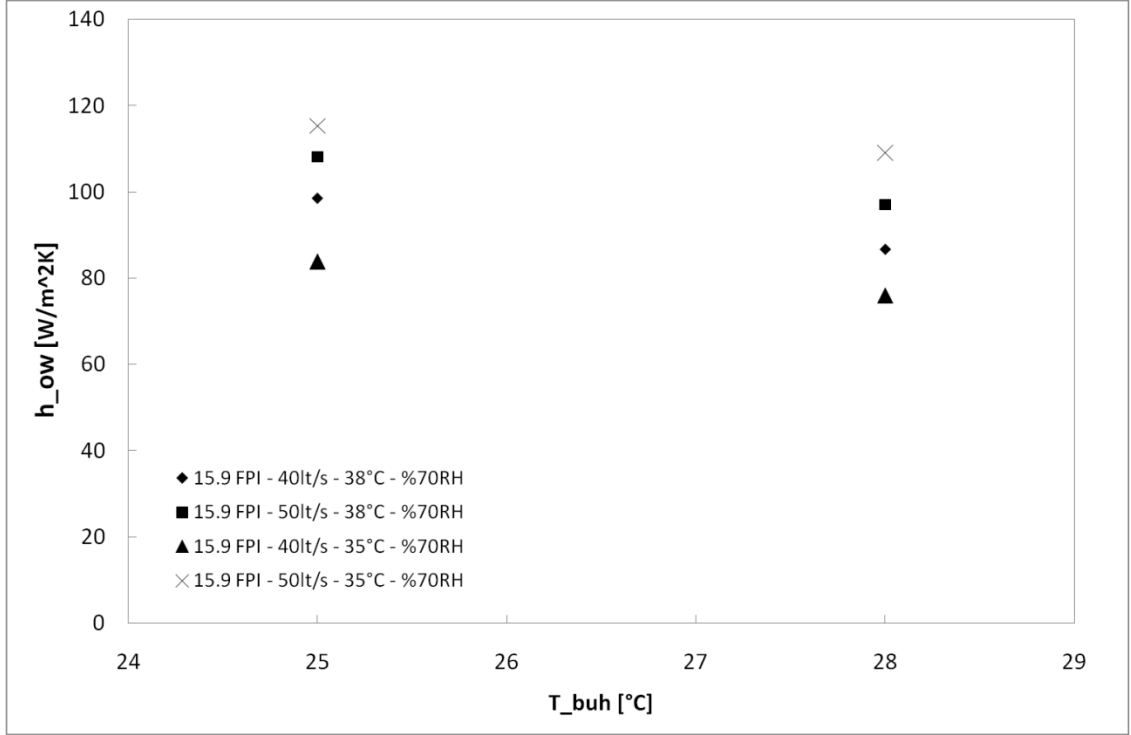
kullanılmaktadır. Bunun sonucunda da ısı pompası sisteminin harcadığı güç değerine ulaşılabilir. Bunu da göstermektedir.

Buharlaştırıcı sıcaklığının artışı ile birlikte ıslak durum ısı transfer katsayısında meydana gelen değişim aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



Şekil 3. 6 Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI)

Şekil 3.6'da sunulduğu üzere, grafikte paylaşılan şartlar göz önüne alınarak buharlaştırıcı sıcaklığının artışı ile birlikte dış taraf ısı transfer katsayısının çok küçük miktarda düştüğü gözlemlenmiştir. Genel olarak bakıldığında söz konusu bu düşüşün ihmal edilebilir bir mertebede gerçekleştiği tespit edilmiştir. Bilindiği üzere, buharlaştırıcı sıcaklığı nem alma proseslerinde su buharının yoğunlaştığı yüzeyin sıcaklığını ifade etmektedir. Dolayısıyla havanın sıcaklığı ile buharlaştırıcı sıcaklığı arasındaki farkın fazla olması ısı transferi açısından pozitif yönde etki etmektedir. Bununla beraber ıslak durumda çalışan sistemlerde ise yüzeyin ıslaklığı nedeniyle ısı transferinde meydana gelen düşüş, söz konusu sıcaklık farkının şiddetini düşürmektedir. Benzer bir durum, diğer kanat sayısı durumu için de tespit edilmiştir. Sonuç, aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



Şekil 3. 7 Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI)

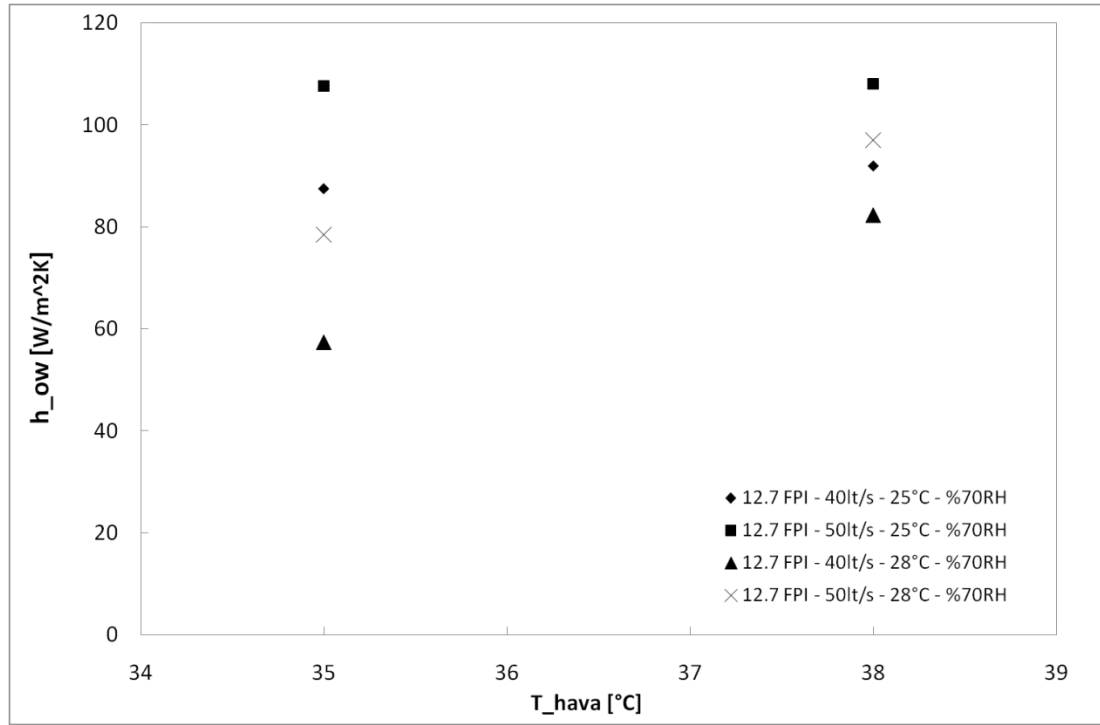
Şekil 3. 7’de sunulduğu üzere, kanat sayısının artışı ile birlikte toplam taşınım katsayısı değerinde, kanat sayısının daha az olduğu duruma göre bir artış meydana gelmiştir. Buharlaştırıcının alanında meydana gelen artış toplam ısı transferi miktarını arttırırken, dış taraf taşınım katsayısının artışına da katkıda bulunmuştur. Ancak söz konusu katkı, buharlaştırıcı sıcaklığının etkisi ile birleştiğinde çok şiddetli gerçekleşmemiştir. Toplamın ortalamasına bakıldığında %15 seviyelerinde meydana gelen bu artış, toplam ısı transferi miktarına ise aynı oranda katkı sağlayamamaktadır. Sonuçların kendi içlerindeki dağılıma bakıldığında ise, hava debisinin artışının dış taraf taşınım katsayısı üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir. İki farklı buharlaştırıcı sıcaklığı için de, grubun üst kısımda yer alan değerler yüksek hava debisi değerlerine karşılık gelmektedir.

3.1.3 Buharlaştırıcı Giriş Hava Sıcaklığının Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi

Buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığı, gerek nem alma performansı gerekse ısı transferi kapasitesi nedeniyle büyük önem taşımaktadır. Nem alma sisteminde kullanılan ısıtma tipine göre, sistemdeki yoğunlaştırıcının veya ısıtıcının çalışma şartları açısından bu değer önem taşımaktadır. Isıtıcı gücü kurutma yapılacak ortama göre (gıda kurutma, tekstil

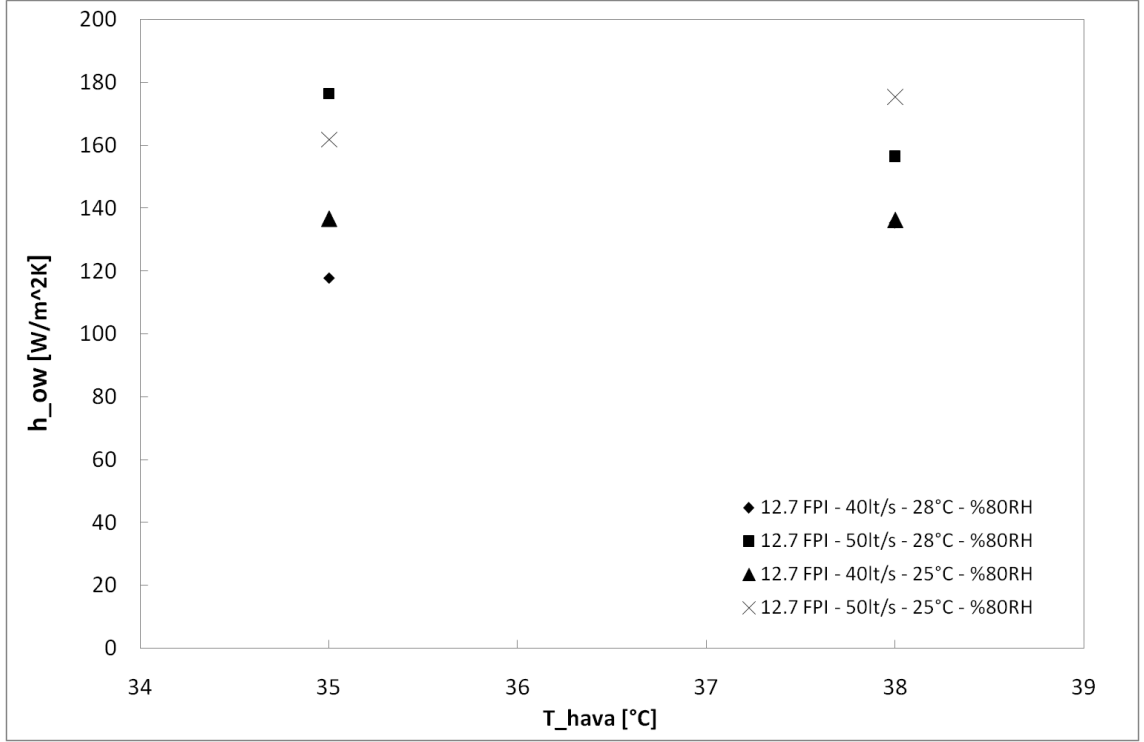
kurutma vb) belirlenmektedir. Ek olarak toplam sistem verimliliği açısından ısıtıcı gücünün belirlenmesi, nem alınacak ortama gönderilecek havanın sıcaklığını etkilerken diğer taraftan buharlaştırıcıya girecek havanın da sıcaklığını etkilemektedir.

Kanat sıklığının 12,7 FPI ve bağıl nem değerinin %70 olduğu durum için buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının etkisi aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



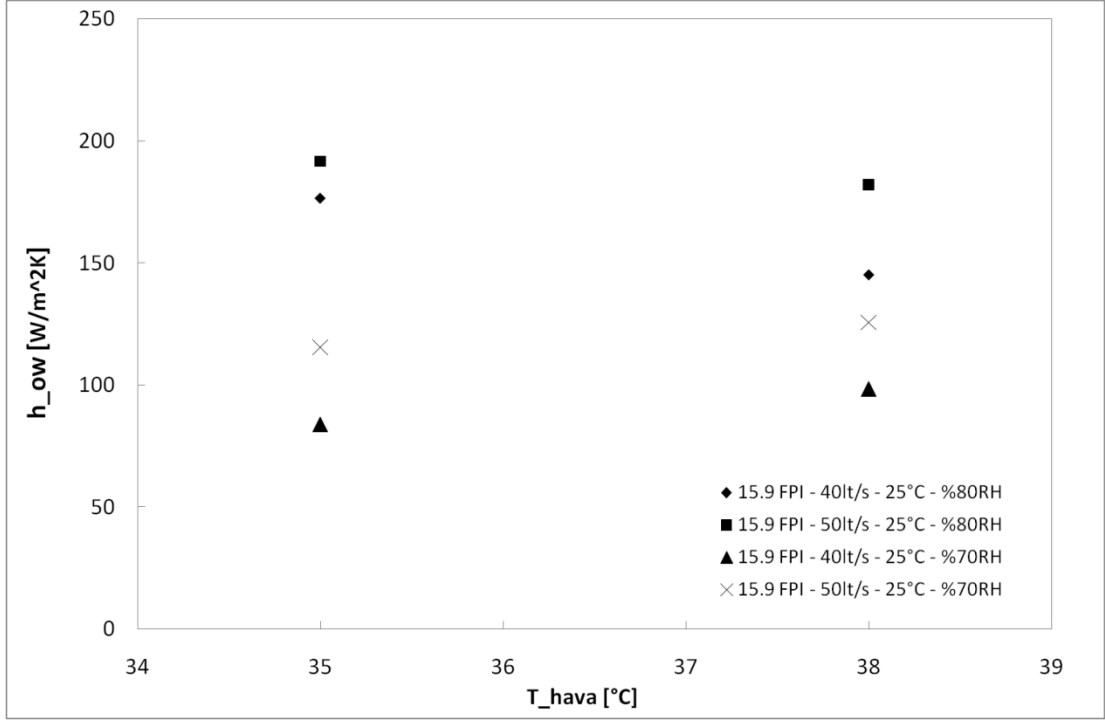
Şekil 3. 8 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %70RH)

Artan hava giriş sıcaklığının %70 bağıl nem değeri için dış taraf ısı taşınım katsayısı üzerine ihmal edilebilir derecede bir etki yaptığı gözlemlenmiştir. Hava debisinin daha düşük olduğu durumlarda bu etki daha görünür bir mertebede gerçekleşse de hava debisinin artışı ile birlikte buharlaştırıcı giriş havası sıcaklığının dış taraf ısı taşınım katsayısı üzerine olan etkisi büyük ölçüde değişmemektedir. Diğer taraftan, buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek olduğu durumda hava giriş sıcaklığının artması dış taraf ısı taşınım katsayısı üzerine daha baskın bir etki oluşturmaktadır. Diğer bir deyişle, buharlaştırıcı sıcaklığının daha yüksek olduğu durumlarda buharlaştırıcı hava giriş sıcaklığının artışı dış taraf ısı taşınım katsayısı üzerine pozitif etki meydana getirmektedir. Benzer bir etki, bağıl nem değerinin %80 olduğu durumda da tespit edilmiştir. Sonuçlar aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



Şekil 3. 9 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %80RH)

Bağıl nem değerinin %80 seviyesine geldiği durumda da yukarıda tarif edilen etki devam etmekle birlikte hava debisi de baskın rol oynamaktadır. Toplamdaki değişime bakıldığında ise bağıl nem değerinin artışının pozitif bir etki yarattığı gözlemlense de buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığı açısından büyük bir etki yarattığı gözlemlenmemiştir. Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının kanat sayısının arttığı durumda ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi incelendiğinde ise oluşan dağılımın 12,7 FPI ile benzer olduğu tespit edilmiştir. Sonuçlar aşağıdaki şekilde paylaşılmıştır.



Şekil 3. 10 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI)

Şekil 3.10’da sunulduğu üzere, buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının artışı düşük bağıl nem olduğu durumlarda bir etki meydana getirirken, havanın bağıl neminin artışı sonucunda söz konusu etki azalmaktadır. Her ne kadar havanın bağıl nem değeri havanın sıcaklığı ile ilgili olsa da deneylerde kullanılan değerler için özgül nem miktarlarında da değişim meydana geldiği tespit edilmiştir. Dolayısıyla, bu iki etkinin birbirinden ayrıştığı söylenebilir.

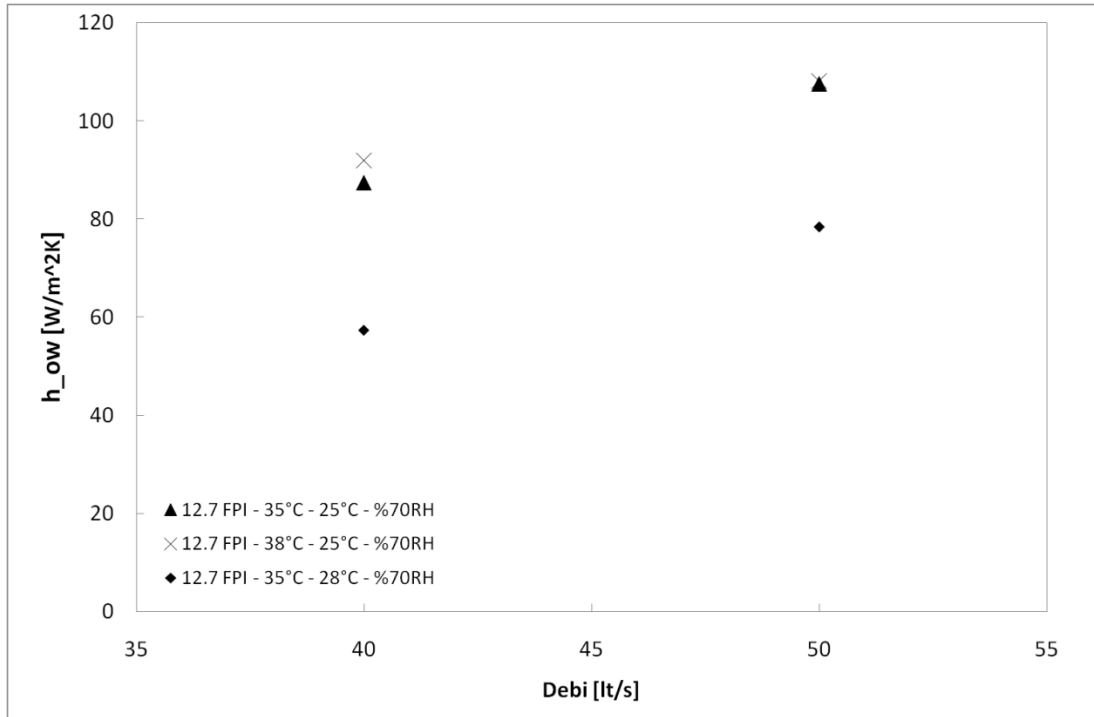
3.1.4 Buharlaştırıcı Giriş Hava Debisinin Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi

Nem alma sistemi olarak ısı pompası kullanan sistemlerde nem transferi gerçekleştirilecek prosesin durumuna göre hava debisi seçimi, sıcaklık değerinin seçimi kadar, önem taşımaktadır. Bununla beraber, nem alma prosesi boyunca hava debisi (hızı) değerlerinde de prosesin doğasına bağlı olarak değişiklik meydana gelebilmektedir. Hava debisi değeri, kurutma sistemlerinde sadece bir performans göstergesi değil aynı zamanda ses gücü düzeyi, güvenlik vb. konularda da önemli bir etkiye sahiptir.

Deneysel çalışmalar kapsamında iki farklı hava debi değeri için incelemelerde bulunulmuştur. Hava hızı yerine debi değerinin incelemelerde notasyon olarak

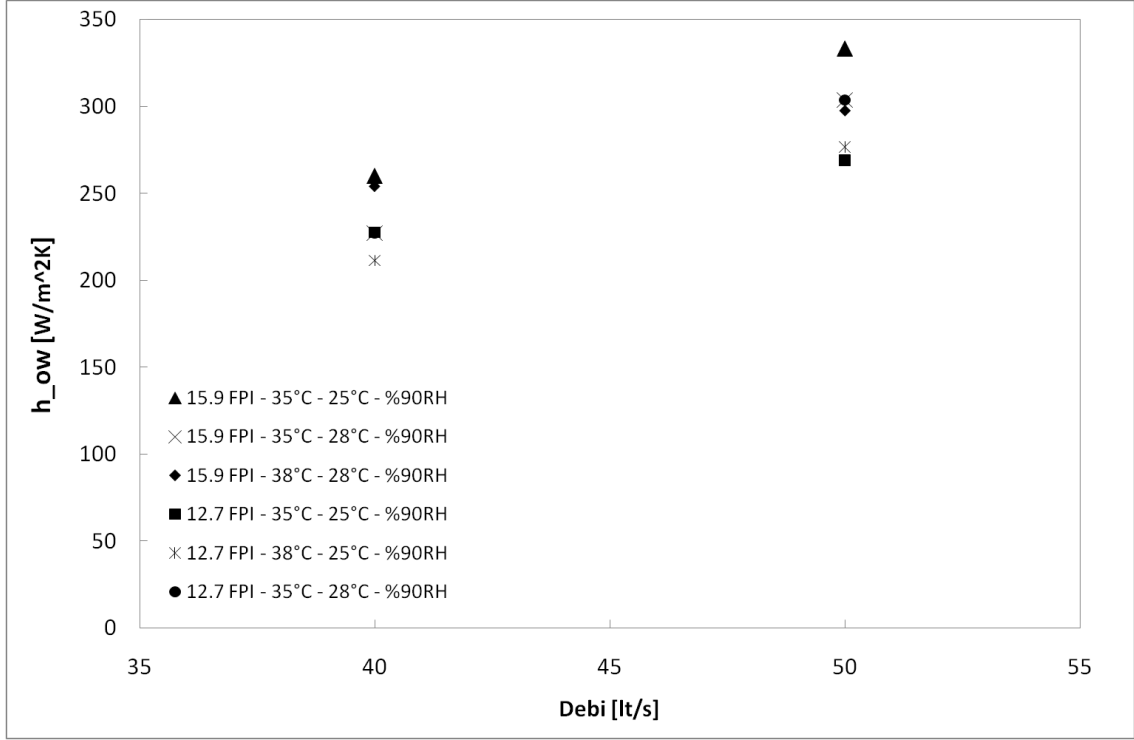
kullanılmış olmasının nedeni, reel olarak proseste var olan değişimin ifade edilmek istenmesidir.

Hava debisinin artışı her koşulda ıslak durum ısı taşınım katsayısının artışına neden olmaktadır. 12,7 FPI durumunda %70 bağıl nem için sonuçlar incelendiğinde, söz konusu buharlaştırıcı sıcaklığı ve buharlaştırıcı giriş hava sıcaklık değerleri için hava debisinin artışının taşınım katsayısını arttırdığı tespit edilmiştir. Sonuçlar aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



Şekil 3. 11 Buharlaştırıcı giriş hava debisinin değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %70RH)

Aynı hava debi değeri için sonuçlar incelendiğinde ise yukarıda detaylarıyla paylaşılan etkilere paralel değişimler meydana geldiği gözlemlenmiştir. Daha yüksek bağıl nem değeri göre sonuçlar incelendiğinde de aynı eğilimin var olduğu belirlenmiştir (Şekil 3.12).



Şekil 3. 12 Buharlaştırıcı giriş hava debisinin değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%90RH)

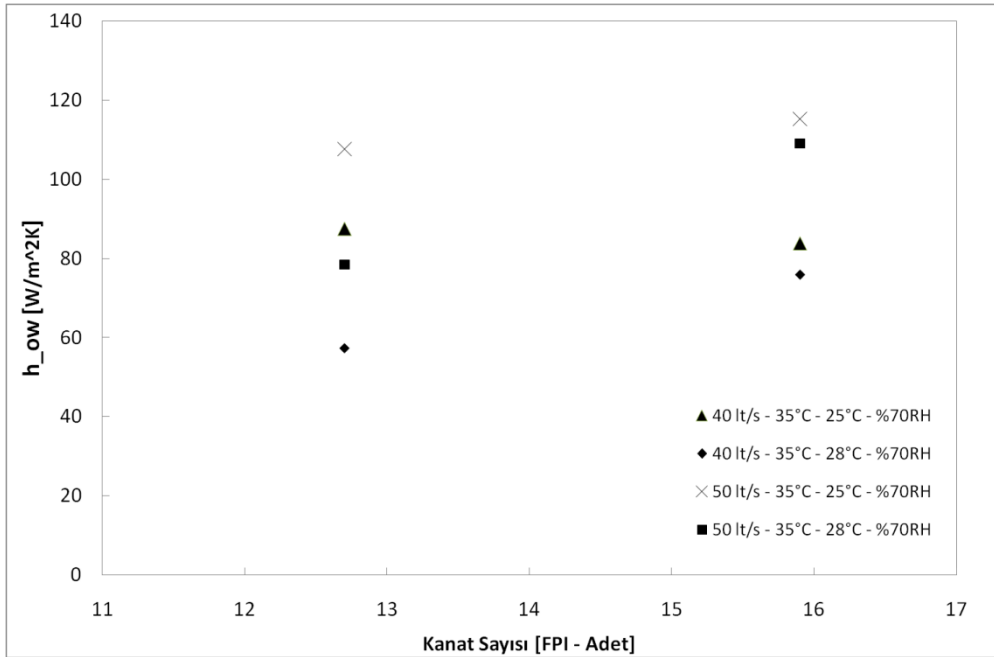
Şekil 3.12’de sunulduğu üzere, hava debisinin yani Reynolds sayısının artışı dış taraf taşınım katsayısı üzerinde artış göstermektedir. Bu artış eğilimi bağıl nem ile daha net bir biçimde görülmektedir. Her iki kanat sayısına sahip ısı değiştiricide gerçekleştirilen testlerde de söz konusu bu durum gözlemlenmiştir. Her ne kadar artan kapasite ile birlikte buharlaştırıcı yüzeylerindeki su filmi artış gösterse de bu yönde bir doyma olmadığı söylenebilir. Yine de, artan hava hızı sonucunda kanatlardaki su miktarının artışının ısı transferini bir süre sonra engelleyeceği öngörülebilir. Bu durum hava hızına bağlı olduğu kadar kanatların formuna, kaplamasına ve kanatlar arasındaki mesafeye göre değişkenlik gösterebilir. Bununla beraber, bölümün başında anlatıldığı gibi hava hızının artışının performansı artırırken, tüm mühendislik problemlerinde olduğu gibi, sistemin ürettiği diğer parametreleri de etkilediği unutulmamalıdır.

3.1.5 Buharlaştırıcı Kanat Sayısının Dış Taraf Isı Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi

Kompakt ısı değiştiricilerde, yüzey alanının ciddi oranda artması doğrudan kanat üretim prosesi ile ilişkilidir. Literatürde ve ilgili üretim sektörlerinde kompakt ısı değiştiricilerde bulunan kanat ilişkisi, birim inç başına düşen kanat sayısı (Fin per inch – FPI) ile ifade

edilmektedir. Kanat sayısının artışı (FPI değerinin artışı) ısı değiştirici yüzey alanını arttırarak ısı değiştiricinin kapasitesini arttırmakla beraber, hava tarafı basınç düşümünü de olumsuz yönde etkilemektedir. Basınç düşümünde meydana gelen artış, sistemdeki hava debisinin azalmasına ve bu da sistemin kapasitesinin düşüşüne neden olmaktadır. Basınç düşümüne ek olarak, artan kanat sayısı maliyet açısından da bir dezavantaj yaratmaktadır. Bu nedenle, kompakt ısı değiştiricilerde kanat sayısının arttırılmasına sadece üretim kısıtları değil, uygulamaya yönelik kısıtlar da etkili olmaktadır.

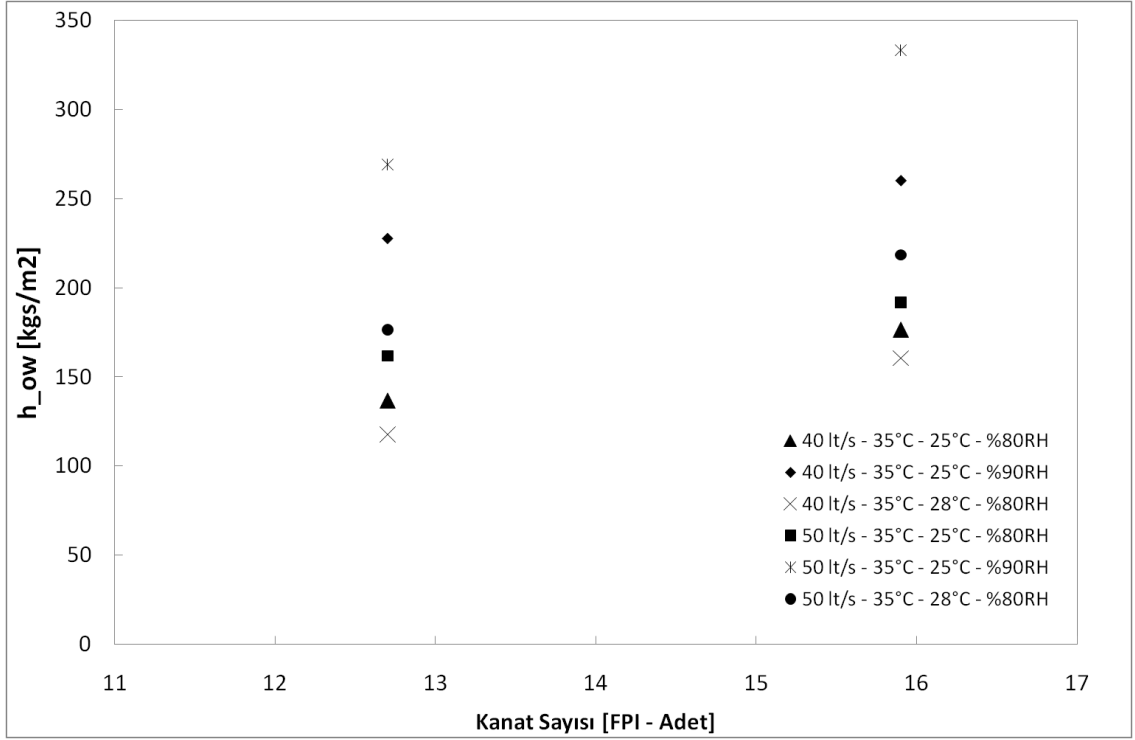
Gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçları incelendiğinde, kanat sayısının artışına bağlı olarak tüm durumlarda ısı taşınım katsayısında artış meydana geldiği tespit edilmiştir. %70 bağıl nem durumu için sonuçlar aşağıdaki grafikte özetlenmiştir.



Şekil 3. 13 Buharlaştırıcı kanat sayısının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%70RH)

Yukarıdaki şekilde özetlendiği üzere, kanat sayısının artışı %70 bağıl nem durumu için düşük bir seviyede de olsa taşınım katsayısını arttırmıştır. Düşük bağıl nem miktarında bu etki temel olarak hava debisinin artışı ile fark yaratmıştır. Diğer taraftan, her kanat sıklığı için oluşan deney kümesi incelendiğinde ise, en yüksek dış taraf ısı taşınım katsayısının hava debisinin 50 l/s olduğu durum için olduğu gözlemlenmiştir.

Hava debisinin artması sonucunda meydana gelen etki ise aşağıdaki şekil 3. 14’te sunulmuştur.



Şekil 3. 14 Buharlaştırıcı kanat sayısının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%90RH ve %80RH)

Yukarıda sunulduğu üzere, bağıl nem miktarının artışı ile birlikte ısı taşınım katsayısında büyük bir etki var bulunmaktadır. En yüksek taşınım katsayısı değerleri %90 bağıl nem değeri için elde edilmiştir. Yukarıda paylaşılan sonuçlara paralel nitelikte, buharlaştırıcı sıcaklığının düşmesi de ısı taşınım katsayısını olumlu yönde etkileyen bir parametre olarak tespit edilmiştir. Bu sonuç, kanat sayısının artışı ile birlikte köprü etkisinin oluşmadığı yönünde de değerlendirilebilir. Köprü etkisi, kanatlar üzerinde yoğunlaşan suyun karşısındaki kanat üzerinde yoğunlaşan su ile birleşerek köprü oluşturmaya verilen isimdir [1]. Söz konusu köprü oluşumu, ısı değiştirici üzerinden geçen hava miktarını ciddi oranda azaltmakta ve kapasitenin düşmesine neden olmaktadır. Bu nedenle, özellikle kanatlar arasındaki mesafenin çok düşük olduğu ısı değiştiricilerinde bu problem, kanatların formunun ve daha da önemlisi kaplamasının değiştirilmesi ile çözülmektedir. Deneylerde kullanılan buharlaştırıcılarda ise bu duruma rastlanmamıştır.

3.2 Kütle Transferi İncelenmeleri

Havanın içerisinde yer alan su buharı, daha düşük sıcaklıktaki ısı değiştirici kanatları ile temas ettiği noktada, kanat sıcaklığı havanın çığ noktası sıcaklığı altında olması durumunun bir sonucu olarak kanatlar üzerine yoğunlaşma meydana gelmektedir. Yoğuşma prosesinin ısı transferi incelemelerinin yanı sıra kütle transferi değerlendirmeleri de çalışma kapsamında gerçekleştirilmiştir. Sınır tabakada meydana gelen kütle transferi, taşınım ve iletim proseslerinin ortak etkisi sonucunda ortaya çıkmaktadır. Isı transferi için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$h_o(T_o - T_w) = k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (3.36)$$

Eşitliğin çözümü için boyutsuz sıcaklık $T' = (T - T_w)/(T_o - T_w)$ ve boyutsuz uzunluk $y' = y/L$ olarak tanımlanırsa eşitlik aşağıdaki forma dönüşür.

$$\frac{h_{c,o}L}{k} = \left(\frac{\partial T'}{\partial y'} \right)_{y=0} \quad (3.37)$$

Burada $\frac{h_{c,o}L}{k}$ ifadesi boyutsuz "Nusselt Sayısı"dır. Eşitliğin diğer tarafı ise boyutsuz Reynolds ve Prandtl sayılarının fonksiyonu olarak çözümlenmektedir.

Analojiyi kurmak adına, kütle transferinde difüzyonun genel terimi Fick Kanunu ile açıklanabilir.

$$m_w = -D\rho_a d\omega/dy \quad (3.38)$$

Eşitlik (3.38)'de m buharın kütledebisini, D difüzyon katsayısını, ω özgül nemi ve y ise mesafe terimidir. Buharın kütledebisi aynı zamanda aşağıdaki gibi de ifade edilebilir.

$$m_w = h_{d,o}(\omega_{sw} - \omega_o) \quad (3.39)$$

Eşitlik (3.38) ve (3.39) birleştirilirse aşağıdaki form elde edilir.

$$h_{d,o}(\omega_{sw} - \omega_o) = -D\rho_a \left(\frac{d\omega}{dy} \right)_{y=0} \quad (3.40)$$

Eşitliğin çözümü için boyutsuz sıcaklık $w' = (\omega_{sw} - \omega)/(\omega_{sw} - \omega_o)$ ve boyutsuz uzunluk $y' = y/L$ olarak tanımlanırsa eşitlik aşağıdaki forma dönüşür.

$$\frac{h_{d,o}L}{\rho_a D} = \left(\frac{\partial w'}{\partial y'} \right)_{y=0} \quad (3.41)$$

Boyutsuz “Schmidt sayısı” $Sc = \mu/\rho D$ olarak eşitliğin çözümünde kullanıldığı durumda Eşitlik (3.41) ve (3.37)’nin benzer formda oldukları görülür. Bu iki eşitliğin oranından aşağıdaki yeni eşitlik elde edilir.

$$\frac{h_{c,o}}{h_{d,o}} = \frac{k}{D\rho_a} \left(\frac{D}{\alpha}\right)^c \quad (3.42)$$

Yukarıdaki eşitlikte $\alpha = k/\rho c_p$ ısı difüzyon katsayısıdır. Eşitliğin her iki tarafını c_p ile bölersek aşağıdaki form elde edilmiş olur.

$$\frac{h_{c,o}}{h_{d,o}c_p} = \left(\frac{D}{\alpha}\right)^{1-c} \quad (3.43)$$

Eşitlik (3.43)’te sunulan $\frac{h_{c,o}}{h_{d,o}c_p}$ katsayısı Lewis sayısı olarak tanımlanmaktadır. Eşitlikten anlaşılacağı üzere, difüzivitenin hesaplanması ile birlikte Lewis sayısının hesaplanması mümkün olabilmektedir. Lewis sayısının dış taraf ısı transferi katsayısının bir fonksiyonu olması da kütle transfer katsayısının hesaplanmasına olanak tanımaktadır.

Difüzivitenin hesaplanmasında 2 maddenin birbiri içerisinde hareketi değerlendirmesi yapılabilir. Bunun için Chapman-Enskog kinetik teorisi [20] kullanılabilir. Su buharının hava içerisindeki difüzivitesi için aşağıdaki eşitlik kullanılmıştır.

$$D_{AB} = \frac{(1,8583 \times 10^{-7})T^{3/2}}{P\Omega_D^{AB}(T)} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (3.44)$$

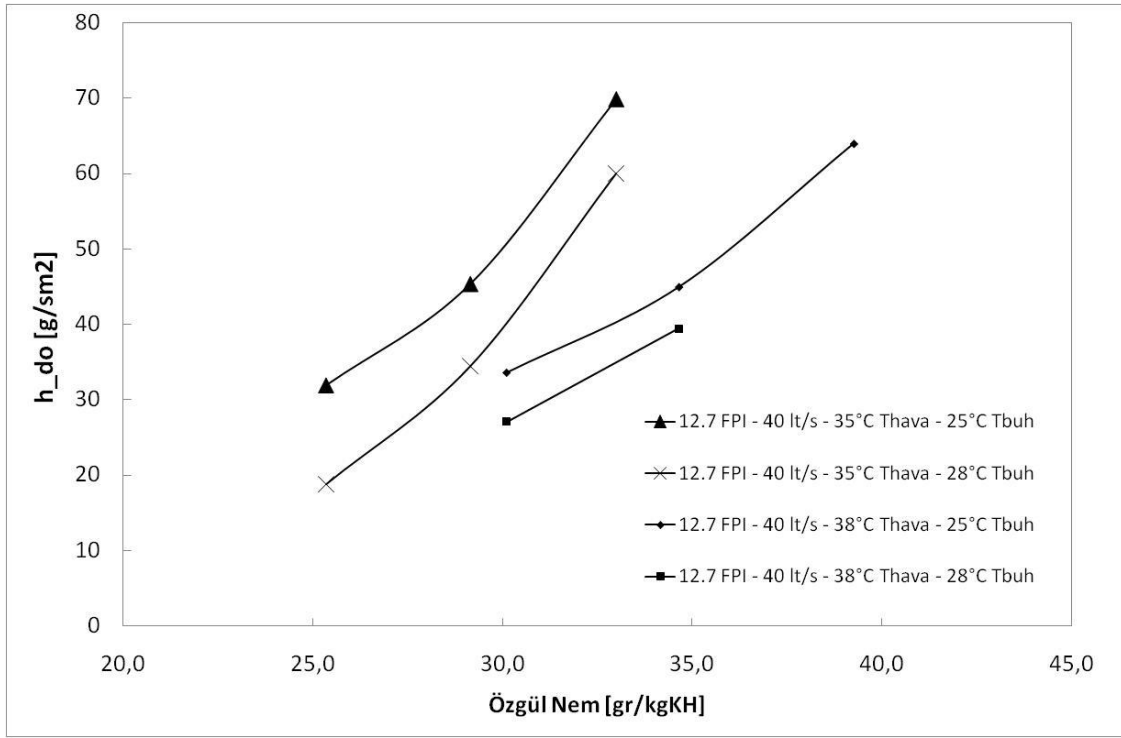
D_{AB} ikili difüzyon katsayısını temsil ederken M, A ve B maddeleri için molar kütle; P basınç, T sıcaklık ve Ω T sıcaklığında A ve B maddeleri için sıcaklığa bağlı çarpışma katsayısıdır. Bu değer, A ve B moleküllerinin kendisine ve bulunduğu ortamdaki sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. Deney sonuçlarından elde edilen verilere göre her durum için ayrı ayrı difüzivite hesaplanması mümkün olmaktadır.

Kütle transferi değerlendirmeleri amacıyla boyutsuz Colburn faktörü yaygın kullanılan bir yöntem olarak literatürde yer almaktadır. Literatürle kıyaslamaların yapılabilmesi amacıyla bu boyutsuz sayı analizlerde kullanılmıştır.

$$j_m = \frac{h_{d,o}}{G_{a,max}} Sc^{2/3} \quad (3.45)$$

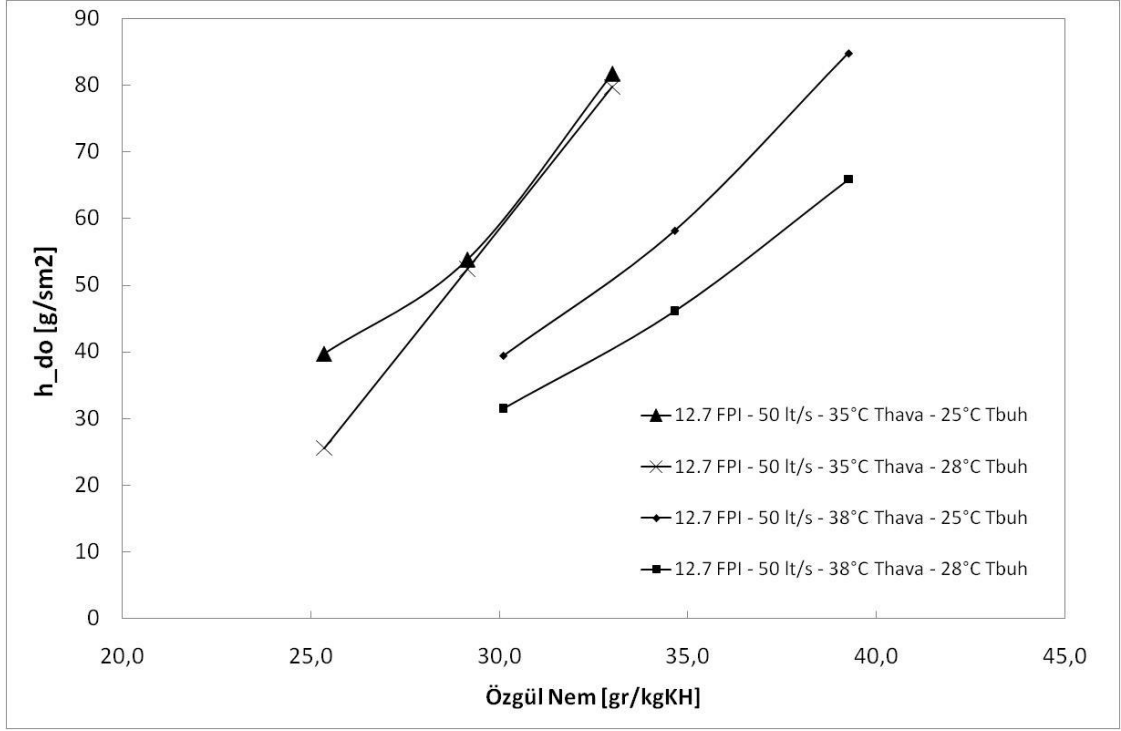
3.2.1 Buharlaştırıcı Hava Giriş Nem Miktarının Kütle Transfer Katsayısı Üzerine Etkisi

Isı transfer katsayısı incelemelerinde paylaşıldığı gibi kütle transferi incelemelerinde de bağıl nem ifadelerine alternatif olarak özgül nem ifadeleri kullanılmıştır. Lewis sayısından yola çıkarak hesaplanan kütle transferi katsayısının değişimi aşağıdaki grafikte paylaşılmıştır.



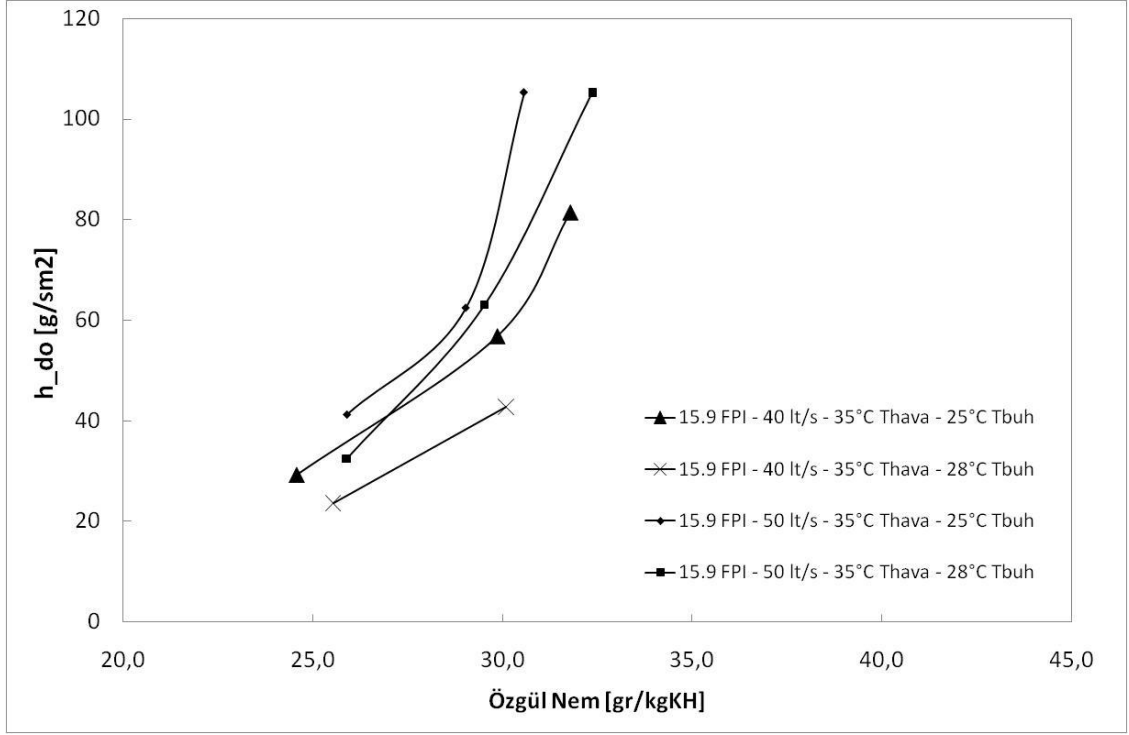
Şekil 3. 15 Özgül nem miktarının değişimine göre kütle taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI ve 40 l/s)

Yukarıdaki şekilde sunulduğu üzere, özgül nem miktarının artışı kütle transfer katsayısının artışına neden olmaktadır. Söz konusu artış, değerlendirilen parametreler için belirli bir seviyede daha fazla artış göstermemektedir. Diğer taraftan, ısı transfer katsayısında gözlemlenen duruma benzer olarak, düşük buharlaştırıcı sıcaklığına sahip durumlarda daha etkin kütle transferi gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Bu durum, buharlaştırıcının çevresindeki havanın kısmi buhar basıncı ile havanın kısmi buhar basıncı arasındaki farkın artışı ile değerlendirilebilir.



Şekil 3. 16 Özgül nem miktarının değişimine göre kütle taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI ve 50 l/s)

Hava debisinin artışı ile birlikte, kütle transfer katsayısında artış meydana gelmektedir. Aynı özgül nem miktarı için, buharlaştırıcıya giren hava sıcaklığının daha düşük olması kütle transferi açısından daha etkin olarak değerlendirilebilir. Diğer taraftan, sistemin çalışma şartları açısından, aynı taşınım katsayısı değerini elde etmek için birden farklı çalışma noktası belirlenebileceği gözlemlenmektedir.

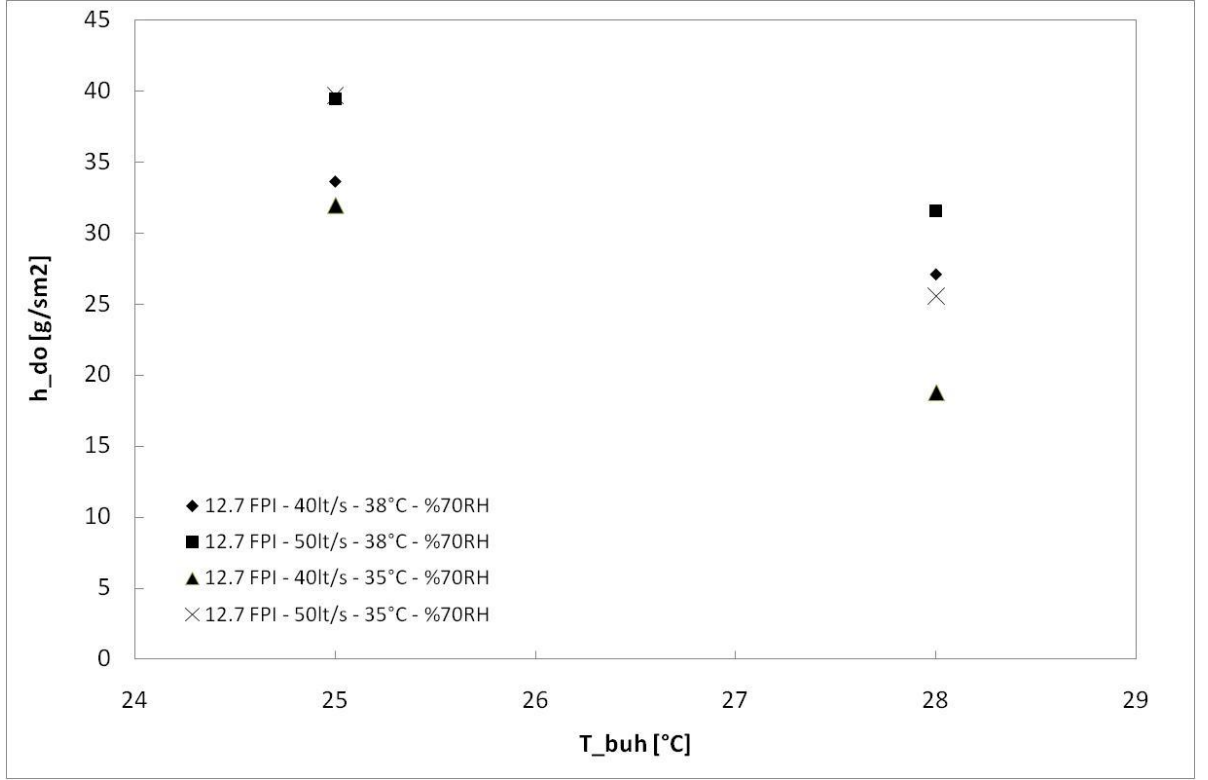


Şekil 3. 17 Özgül nem miktarının değişimine göre kütle taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI ve 50 l/s)

Yukarıda tariflenen davranışa benzer bir davranış kanat sayısının arttığı durumda da gözlemlenmiştir. Hava debisinin artışı ile birlikte kütle transferi artış gösterirken, düşük buharlaştırıcı sıcaklığı kütle transferini arttırıcı yönde etki göstermiştir.

3.2.2 Buharlaştırıcı Sıcaklığının Kütle Taşınım Katsayısı Üzerine Etkisi

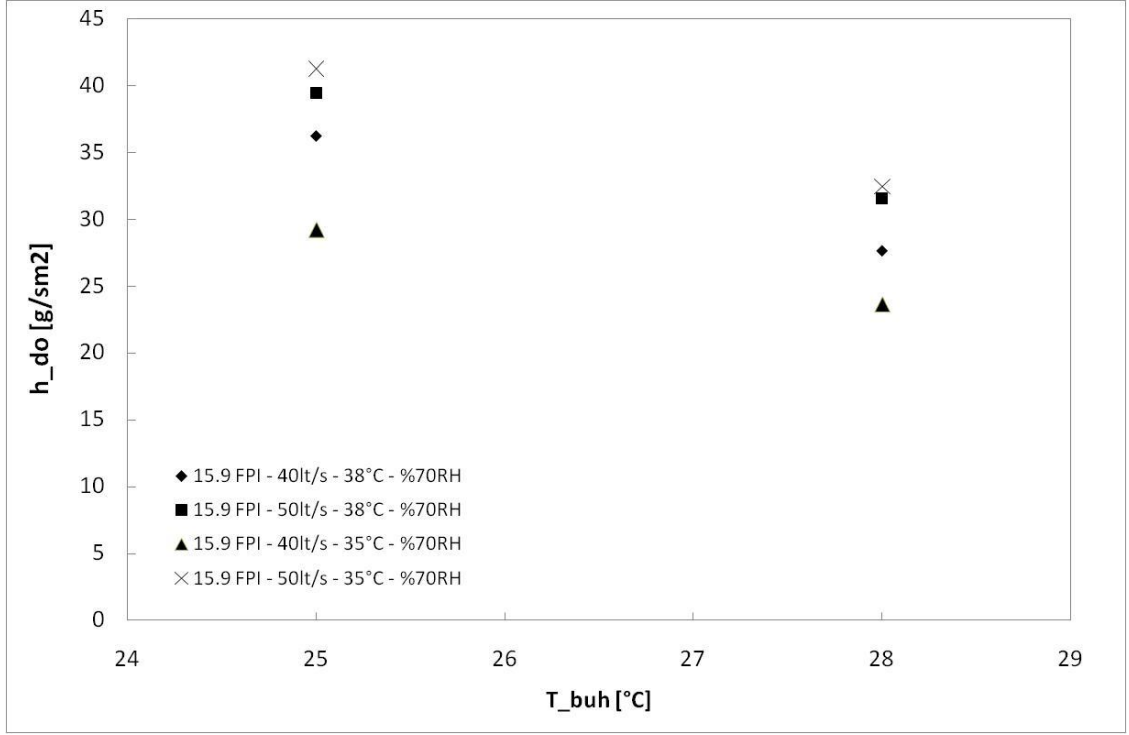
Buharlaştırıcı sıcaklığı, ısı pompası sisteminin çalışma şartları için önemli olduğu kadar nem alma prosesinde havadaki su buharının yoğunlaştırılması amacıyla da önem taşımaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimi ısı değiştirici boyutları ile beraber sistemde kullanılan kompresörün çalışma karakteristiği ile de bağlantılıdır.



Şekil 3. 18 Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI)

Islak durum ısı taşınım katsayısında var olan duruma benzer, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artış kütle taşınım katsayısının azalmasına neden olmaktadır. Bu durum, buharlaştırıcı yüzey sıcaklığına karşılık gelen şartlardaki su buharının kısmi buhar basıncı ile havanın içerisinde yer alan su buharının kısmi buhar basınçları arasındaki farkın azalması ile açıklanabilir. Aynı buharlaştırıcı sıcaklığı için bakıldığında ise hava debisinin ayrıştırıcı etkisinin var olduğu gözlemlense de bu etkinin mertebesinin düşük olduğu söylenebilir.

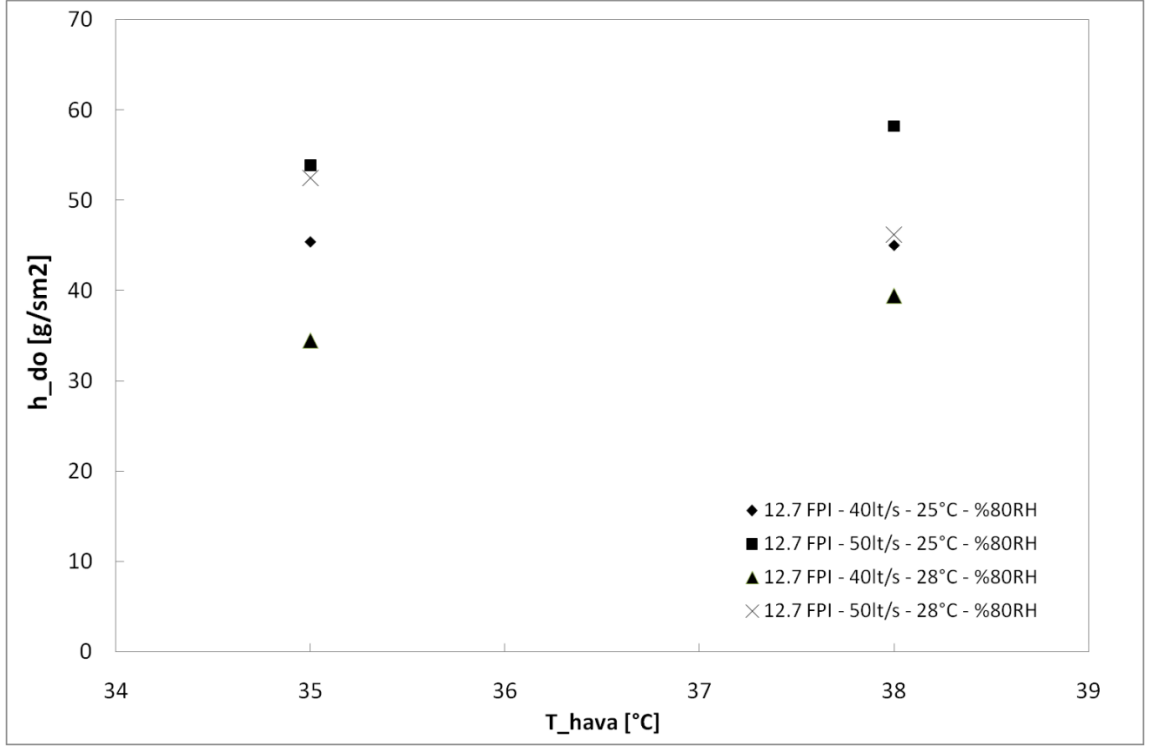
Kanat sıklığının, yani sayısının değişiminde de yukarıdaki etkinin devam ettiği tespit edilmiştir. Genel olarak kütle transfer katsayısında artış var olsa da reel olarak bu değerlerin mertebesinin yüksek olmadığı söylenebilir. Bu durum gruplar arasındaki değişimin değerlendirilmesi sürecinde de benzer şekilde seyretmektedir. 15,9 kanat sıklığı değeri için elde edilen sonuçlar, aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



Şekil 3. 19 Buharlaştırıcı sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI)

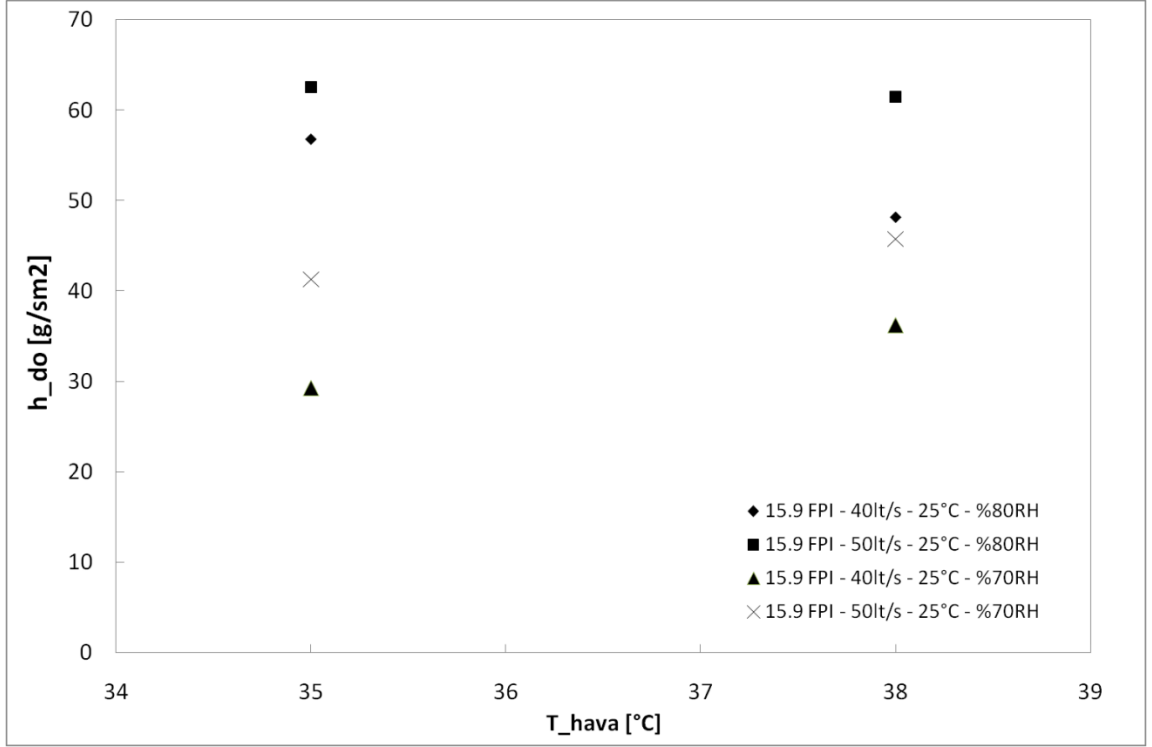
3.2.3 Buharlaştırıcı Giriş Hava Sıcaklığının Kütle Transfer Katsayısı Üzerine Etkisi

Buharlaştırıcıya giren havanın sıcaklığı, hava içerisinde bulunan su buharının kısmi buhar basıncının belirlenmesi açısından önem taşımaktadır. Artan sıcaklık ile birlikte buhar basıncının artışı, yoğunlaşma meydana gelen yüzeyle olan kısmi basınç farkının artmasına ve bu da kütle transferinin artmasına neden olmaktadır. Bu genel yaklaşım, deney matrisinde yer alan durumlar için değerlendirildiğinde de kabul edilebilir. Örneğin, kanat sayısının 12,9 olduğu durumda, grupların kendi içerisindeki farklılıklarına ek olarak, iki farklı buharlaştırıcı giriş sıcaklığı için kütle transfer katsayısının değiştiği gözlemlenmiştir. Diğer taraftan söz konusu bu etki genel tanımda ifade edilen kadar büyük olmamaktadır. Bu durum, buharlaştırıcı yüzeyinin ıslaklığı ile açıklanabilir. Seçilen çalışma şartlarında buharlaştırıcı yüzeyi tamamen ıslak durumda olduğundan kütle transferi, aynı ısı transferinde olduğu gibi bir doyum noktasına ulaşmaktadır. Söz konusu durum, aşağıdaki şekilde paylaşılmıştır.



Şekil 3. 20 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %80RH)

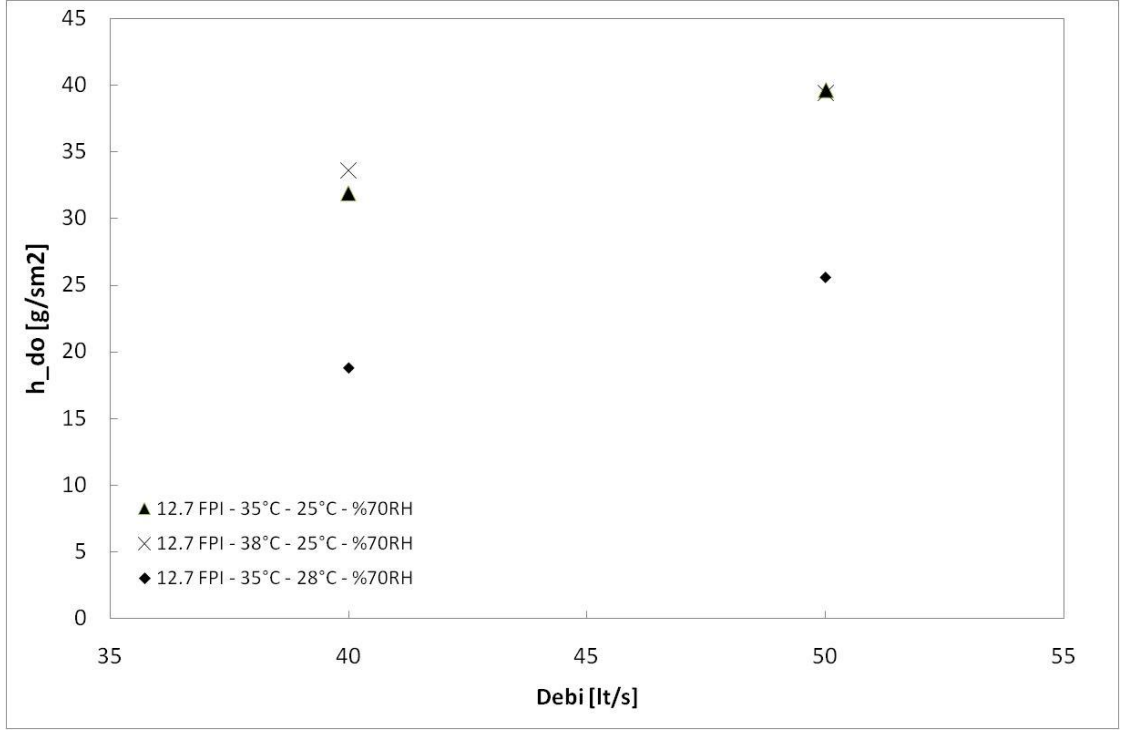
Kanat sıklığının artışı değerlendirildiğinde ise kütle transfer katsayısının ortalama olarak artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Yine gruplar içerisinde hava debisi kütle transfer katsayısında fark yaratan faktör olurken bağıl nem de diğer bir etken olarak değerlendirilebilir. Diğer taraftan bağıl nemim artışı ile birlikte, kütle taşınım katsayısının doyuma ulaştığı ve buharlaştırıcı üzerindeki kütle taşınım katsayısının değişmediği gözlemlenmiştir. Bu durum, yukarıda ifade edilen buharlaştırıcının yüzeyinin ıslanması ile açıklanabilir. Kanat sayısının artışı yüzey alanının artışı arttırsa da bu yüzeylerin de tamamen ıslak kalması kütle transferini belirli bir seviyeden sonra zorlaştırmaktadır. Söz konusu bu değişim, aşağıdaki grafikte paylaşılmıştır.



Şekil 3. 21 Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (15,9 FPI - %70 ve %80RH)

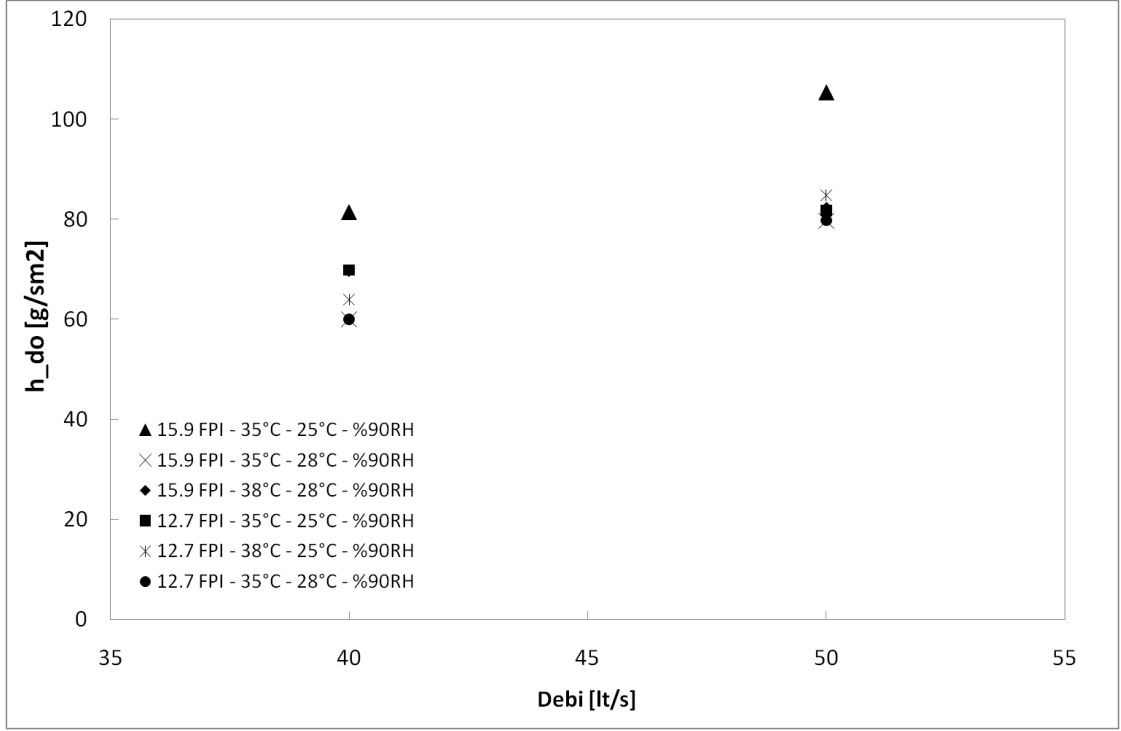
3.2.4 Buharlaştırıcı Giriş Hava Debisinin Kütle Transfer Katsayısı Üzerine Etkisi

Buharlaştırıcıya giren hava debisinin değişiminin kütle transferi üzerine olan etkisi incelendiğinde, diğer parametrik şartlarda ifade edilene paralel olarak, pozitif eğilimli bir durum olduğu tespit edilmiştir. Hava debisinin artışı ile birlikte artan kütle transfer katsayısı, tüm durumlarda farklı şiddetlerde kendini göstermektedir. Aynı giriş hava sıcaklık değeri için, buharlaştırıcı sıcaklığının azalması kütle transfer katsayısı üzerinde artan yönde bir etki oluşmasını sağlamaktadır. Bu durum, kısmi buhar basıncı farkı ile açıklanabilir. Diğer taraftan, buharlaştırıcı sıcaklığının aynı olduğu durumda ise buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığının %70 bağıl nem şartında her iki debi değerinde de görece olarak etki göstermediği gözlemlenmiştir. Söz konusu değişim, 12,7 FPI değeri için aşağıdaki grafikte paylaşılmıştır.



Şekil 3. 22 Buharlaştırıcı giriş hava debisinin değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (12,7 FPI - %70RH)

Kanat sayısının arttığı durumda ise etki benzer şekilde meydana gelmiştir. Kanat sayısının artışı ile birlikte artan kapasite, yüzeyin ıslanma miktarında da değişikliğine neden olmaktadır. Hava debisinin artışı ile birlikte kütle transfer katsayısında aynı oranda artış meydana gelmemektedir. Bu durum, yukarıda tariflenen yüzeyin ıslanması sonucunda kütle transfer katsayısının artış hızının düşmesi ile açıklanabilir. Özellikle bağıl nemin yüksek olduğu durumlarda bu etki daha net bir biçimde gözlemlenmiştir. Kanat sıklığının artırıldığında kütle transfer katsayısının değişimi, karşılaştırmalı olarak aşağıdaki şekilde sunulmuştur.

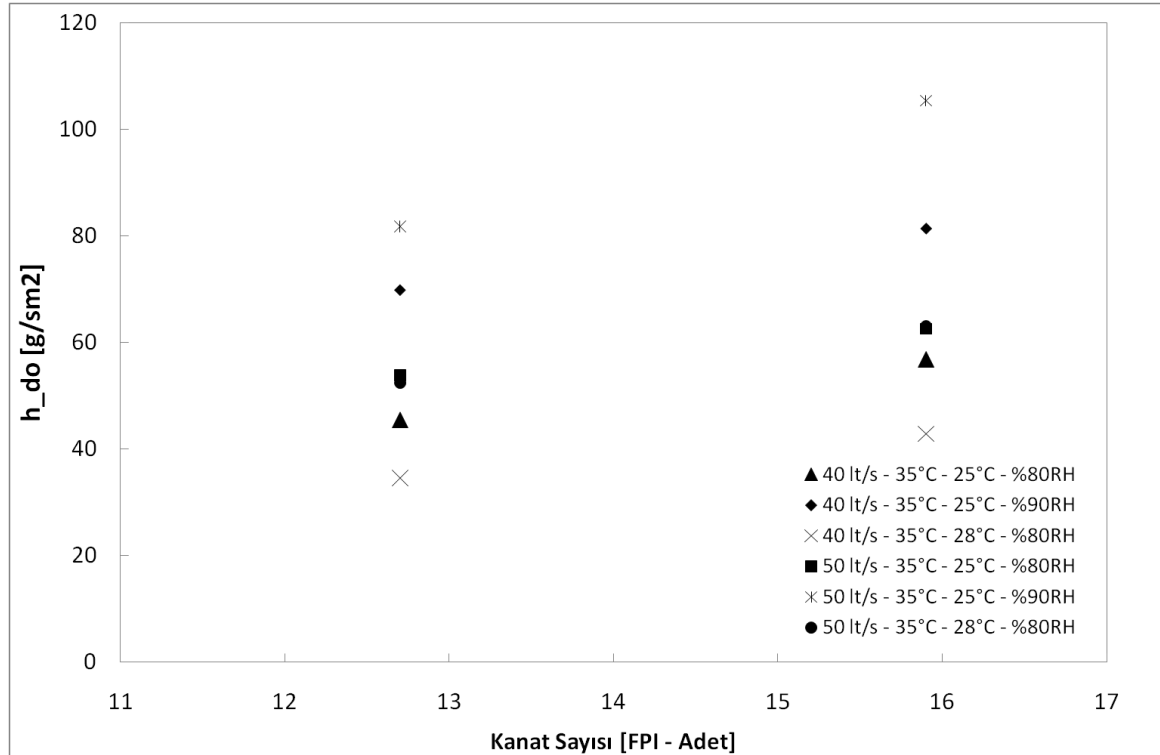


Şekil 3. 23 Buharlaştırıcı giriş hava debisinin değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%90RH)

3.2.5 Buharlaştırıcı Kanat Sayısının Kütle Transfer Katsayısı Üzerine Etkisi

Kütle taşınım katsayısı incelemelerinde kanatlar arasındaki mesafenin azalması, doğrudan köprü etkisinin sorgulanması gerekliliğini beraberinde getirmektedir. İklimlendirme sektöründe kullanılan ısı değiştiricilerde bu durum çok gözlenen ve tasarım anlamında büyük kısıt teşkil eden bir yapıya sahiptir. Bu nedenle, iklimlendirme sektöründe ısı değiştiricilerin hidrofilik kaplanması gerekmektedir. Hidrofilik kaplamalar, kaplamanın özelliği gereği suyun kanat yüzeyine yayılmasına neden olmaktadır. Bu durum ısı transferini suyun bir direnç filmi oluşturması nedeniyle azaltırken hava akışının engellenmemesini sağlamaktadır. Diğer bir uygulama ise kanatların hidrofilik kaplanmasıdır. Hidrofilik kaplamalarda ise su yüzeye tutunmamakta; yüzeyde küre formunu almaya çalışarak yüzeyden uzaklaşa yoluna gitmektedir. Bu tip kaplamalar genelde havacılık sektöründe tercih edilmektedir. Bunun nedeni ise, hava hızlarının yüksek olmasıdır. Bu tip kaplamalar yüzeyden suyun hızlı tahliyesini sağlarken, kanat arasındaki mesafenin yeteri kadar fazla olmaması köprü etkisini arttırırken hem ısı hem de kütle transferini olumsuz yönde etkilemektedir.

Bu çalışmada kullanılan her iki kanat sayısı için elde edilen kütle taşınım katsayılarının değişimi sonuçları aşağıdaki grafikte paylaşılmıştır.



Şekil 3. 24 Buharlaştırıcı kanat sayısının değişimine göre ıslak durum taşınım katsayısının değişimi (%90RH ve %80RH)

Yukarıdaki şekilde sunulduğu üzere, artan kanat sayısı ile birlikte kütle transfer katsayısında artış meydana gelmektedir. Bu artış, bağıl nemin de arttığı durumlarda sürmektedir. Bu durum, test edilen şartlarda buharlaştırıcı üzerinde yoğunlaşan su damlalarının herhangi bir köprü oluşumuna neden olmadığını göstermektedir. Her kanat sayısındaki durum için de, buharlaştırıcı sıcaklığının düşük olması kütle transferi açısından olumlu bir etki meydana getirmiştir. Aynı şekilde, artan hava debisinin kütle transfer katsayısının artışına neden olduğu tespit edilmiştir.

3.3 Isı ve Kütle Transferinin Ampirik Olarak Modellenmesi ve Literatür ile

Mukayese

Elde edilen deney sonuçlarının pratik bir şekilde kullanılmasını sağlamak amacıyla model sonucunda elde edilen veriler ampirik olarak da modellenmiştir. Modelleme aşamasında, literatürde de sıklıkla kullanılan Colburn j faktörleri değerlendirme aracı olarak kullanılmıştır. Bu ifadeler aşağıdaki eşitliklerde paylaşılmıştır.

$$j_h = \frac{h_{c,o}}{G_{a,maks} c_{pa}} P r^{2/3} \quad (3.45)$$

$$j_m = \frac{h_{d,o}}{G_{a,maks}} S c^{2/3} \quad (3.46)$$

Ampirik model oluşturulması safhasında literatürde yaygın olarak kullanılan Buckingham- π teoreminden faydalanılmıştır. Buckingham, 1. Dünya Savaşı'nın başlangıcında daha önce birçok bilimadamı tarafından çalışılan benzerlik problemini bir adım ileriye taşıyarak 1915 yılında "Buckingham π Teoremini" bulmuştur [26].

Buckingham π teoremi temel olarak, m adet boyuta sahip n tane büyüklüğü içeren bir fiziksel problemin (n-m) adet bağımsız boyutsuz parametre ile ifade edilebileceğini tanımlamaktadır. Örnek olarak, $q_1, q_2, \dots, q_n$ fiziksel büyüklüklerini kapsayan bir problem ele alalım. Söz konusu bu fiziksel büyüklüklerin aralarında fonksiyonel bir ilişki olduğu şartı sağlanarak;

$$F(q_1, q_2, q_3, \dots, q_n) = 0 \quad (3.47)$$

elde edilir. Eğer $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots$ boyutsuz ifadeleri $q_1, q_2, \dots, q_n$ fiziksel büyüklüklerinden türetilmiş boyutsuz sayılar ise aşağıdaki şekle dönüşür.

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{n-m}) = 0 \quad (3.48)$$

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 [Balioğlu, 2007].

$$\pi_1 = q_1^{K1} q_2^{K2} q_3^{K3} q_4 \quad (3.49)$$

Deneysel çalışmalar ışığında, çalışmalara konu olan parametreler özelinde dış taraf taşıyım katsayısına bağlı olan değişkenler Çizelge 3.1'de sunulduğu gibi ayrıştırılmıştır.

Çizelge 3. 1 Model çıktılarına etki eden parametreler

Büyüklik	Sembol	Boyutlar
Sıcaklık	°C	Θ
Reynolds	Re	Yok
Sıcaklık Farkı	ΔT	Θ
Bağıl Nem	φ	Yok
Kanat Sayısı	FPI	Adet

Çizelge 3.1’de sunulan değişkenlerden yola çıkılarak Buckingham-π teoreminden yola çıkılarak boyutsuz sayılar türetilmiştir.

$$\pi_1 = \frac{S_f}{D_c} \quad (3.50)$$

$$\pi_2 = RH_{buh,gir.} \quad (3.51)$$

$$\pi_3 = T_{çığ}^{a_1} (T_{hava} - T_{buh.}) \quad (3.52)$$

$$a_1 + 1 = 0, a_1 = -1$$

$$\pi_3 = \frac{(T_{hava} - T_{buh.})}{T_{çığ}} \quad (3.53)$$

Hesaplanan ilk parametre olan π_1 , nem alma şartlarında çalışan ısı değiştiricilerde kısmi buhar basıncı farklılığı anlamında etkin olan buharlaştırıcı çalışma sıcaklığı $T_{çığ}$, T_{buh} ve havanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı T_{hava} kapsayacak biçimde tasarlanmıştır. π_2 katsayısı, aynı zamanda deney parametresi ve boyutsuz bir sayı olan bağıl nemi ifade ederken, π_3 katsayısı ise havanın hızını, vizkozitesini, yoğunluğunu ve ölçüm bölgesi hidrolik çapını tarifleyen Reynolds sayısını ifade etmektedir. Bu ifadeler, aşağıdaki eşitliklerde paylaşılmıştır.

$$\pi_2 = Re_{Dc} \quad (3.54)$$

$$\pi_3 = RH_{buh,gir.} \quad (3.55)$$

$$Re_{Dc} = \frac{G_{a,max} d_c}{\mu} \quad (3.56)$$

$$G_{a,max} = \frac{\dot{m}_{hava}}{A_{min}} \quad (3.57)$$

Boyutsuz katsayıların oluşturulmasıyla, taşınım katsayısı değerleri boyutsuz sayılar ile ifade edilebilir bir duruma gelmiştir.

$$h_{c,o} = f(\pi_1, \pi_2, \pi_3) \quad (3.58)$$

$$h_{c,o} = a_0 \times \pi_1^{b_1} \times \pi_2^{b_2} \times \pi_3^{b_3} \times \pi_4^{b_4} \quad (3.59)$$

Bu noktada, boyutsuz sayılar ile sistem performansı değişkeni arasında bir ilişki kurulabilmesi amacıyla boyutsuz π parametreleri uygun katsayılar ile birlikte değerlendirilmiştir. Bu katsayılar ile boyutsuz ifadeler arasındaki bağımlılığın ölçüsünü analiz etmek için kullanılabilecek en uygun yöntem regresyon analizi yöntemidir. Regresyon analizi, iki veya daha fazla bağımlı değişkenler (dependent variable) ile bağımsız (independent variable) değişkenin birbirleri arasındaki ilişkiyi tahmin ve yaklaşımlarda bulunarak şekillendiren bir istatistiksel analiz metodudur. 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.

Eşitlik 3.52’de ifade edilen denklemde regresyon yapılabilmesi için, denklemin lineer forma dönüştürülmesi gerekmektedir. Bu nedenle denklemin her iki tarafının doğal logaritması alınmıştır. Söz konusu dönüşüm sonrasında elde edilen ifade eşitlik 3.60’ta sunulmuştur.

$$\ln j_h = b_1 \ln \pi_1 + b_2 \ln \pi_2 + b_3 \ln \pi_3 + b_4 \ln \pi_4 \quad (3.60)$$

En küçük kareler yöntemi, veriler kümesinde bulunan veri noktaları ile oluşturulacak eğri arasındaki farklılıkların mümkün olan en küçük değere sahip bir eğri oluşturulması prensibi ile çalışan bir regresyon mekanizması olarak adlandırılabilir. Örneğin, y , x_1 ve x_2 ’nin doğrusal bir fonksiyonu olarak tanımlansın:

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x + e \quad (3.61)$$

Söz konusu olan bu iki boyutlu durum düşünüldüğünde, regresyon doğrusu bir düzleme dönüşmüş olur. Katsayıların en iyi değeri, artıkların karelerinin toplamı yardımıyla belirlenir:

$$S_r = \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1 x_{1i} - a_2 x_{2i})^2 \quad (3.62)$$

Bilinmeyen katsayıların her birine göre türev alınarak,

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_0} = -2 \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1 x_{1i} - a_2 x_{2i}) \quad (3.63)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_1} = -2 \sum_{i=1}^n x_{1i} (y_i - a_0 - a_1 x_{1i} - a_2 x_{2i}) \quad (3.64)$$

$$\frac{\partial S_r}{\partial a_2} = -2 \sum_{i=1}^n x_{2i} (y_i - a_0 - a_1 x_{1i} - a_2 x_{2i}) \quad (3.65)$$

ifadeleri elde edilmiş olur. Artıkların karelerinin toplamını minimum yapan katsayılar, kısmi türevlerin sıfıra eşitlenmesi ve sonucun aşağıdaki gibi matris formunda ifade edilmesi ile elde edilir [27]

$$\begin{bmatrix} n & \sum x_{1i} & \sum x_{2i} \\ \sum x_{1i} & \sum x_{1i}^2 & \sum x_{1i} x_{2i} \\ \sum x_{2i} & \sum x_{1i} x_{2i} & \sum x_{2i}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum y_i \\ \sum x_{1i} y_i \\ \sum x_{2i} y_i \end{Bmatrix} \quad (3.66)$$

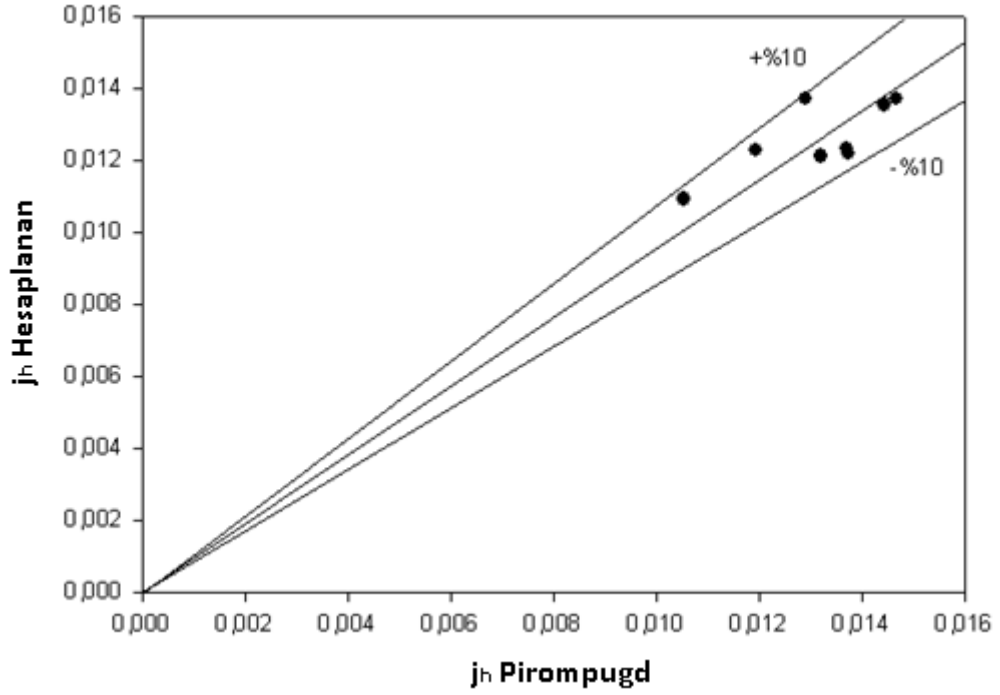
En küçük kareler yöntemi kullanılarak elde edilen regresyon ifadesinin sonucunun, karşılaştırılacak veriler ile yeterli doğruluk göstermesi beklenmektedir. Ancak bu şekilde kurulan modelin geçerliliği sağlanmış olabilmektedir.

3.3.1 Dış Taraf Taşınım Katsayısı Regresyon Modeli Sonuçlarının İrdelenmesi

Yukarıda ifade edilen doğrusallaştırmanın ardından Eşitlik 3.53'te sunulan katsayıların tespit edilmesi amacıyla regresyon gerçekleştirilmiştir. Buna göre dış taraf taşınım katsayısını temsilen Colburn j faktörü için elde edilen nihai eşitlik aşağıda sunulmuştur.

$$\ln j_h = -2,4811 - 0,5145 \ln \pi_1 + 4,0058 \ln \pi_2 - 0,3473 \ln \pi_3 - 0,2044 \ln \pi_4 \quad (3.67)$$

Yukarıda sunulan eşitlik %90'lık doğruluk ile deney sonuçlarından farklılık göstermektedir. Regresyon analizinin detayları tezin ekler bölümünde sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar, çalışma şartları en yakın olan Pirompugd [4] ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sürecinde, literatürde bulunan çalışmaların ağırlıklı olarak ısı değiştirici boyutları ile Reynolds sayısı üzerinden yapılması nedeniyle her durum için karşılaştırma gerçekleştirilememiştir. Gerçekleştirilen durumlar için elde edilen farklar aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



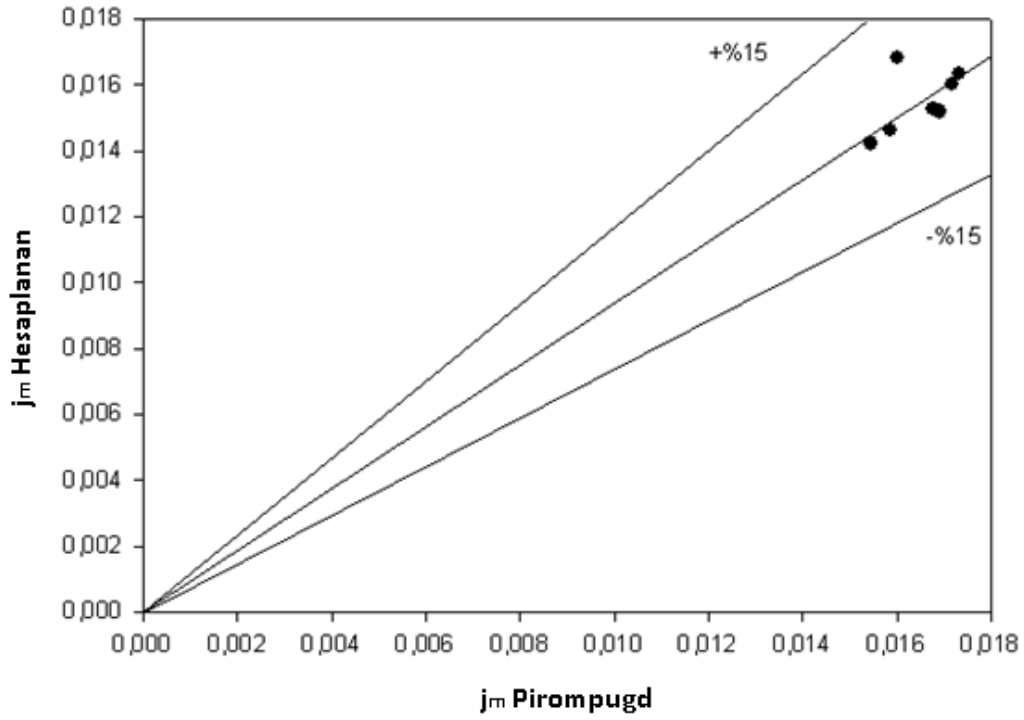
Şekil 3. 25 Elde edilen Colburn-j faktörünün literatür [4] ile kıyaslanması

3.3.2 Kütle Transfer Katsayısı Regresyon Modeli Sonuçlarının İrdelenmesi

Dış taraf taşınım katsayısında gerçekleştirilen analize benzer bir analiz, aynı boyutsuz sayıları kullanarak kütle transfer katsayısı için de gerçekleştirilmiştir. İlk etapta, eşitlik 3. 36'da sunulan j_m katsayısı kullanılmıştır. %91 doğruluk ile Colburn- j_m için elde edilen ampirik eşitlik aşağıda paylaşılmıştır.

$$\ln j_m = -3,7750 - 0,2318 \ln \pi_1 + 4,025 \ln \pi_2 - 0,5664 \ln \pi_3 + 0,1023 \ln \pi_4 \quad (3.68)$$

Colburn-j faktöründe olduğu gibi, kütle transferini temsil eden bu boyutsuz sayı da çalışma şartları çalışmada kullanılan buharlaştırıcıya en benzer olan Piromgud'un çalışması [4] ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçları aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



Şekil 3. 26 Elde edilen Colburn- j_m faktörünün literatür [4] ile kıyaslanması
Şekil 3.26’da sunulduğu üzere hesaplanan j_m değeri, %15’lik bir farkla literatüre benzerlik göstermektedir.

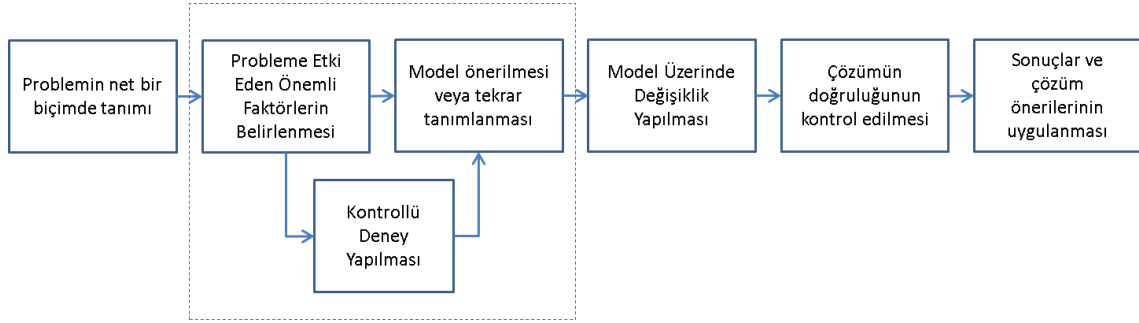
3.3.3 Nem Alma Hızı Regresyon Modeli Sonuçlarının İrdelenmesi

Isı ve kütle transferi incelemelerine ek olarak, boyutsuzlaştırma çalışması deneysel çalışmaların bir diğer çıktısı olan nem alma hızı üzerinde de incelemeler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen testler sürecinde, her durum için kararlı rejim şartı yakalandığında, o durum için belirlenen süre zarfında buharlaştırıcı tarafından yoğunlaşan su miktarı gerçek zamanlı terazi verisi ile kaydedilmiştir (Bu kısmın detaylı olarak Bölüm 2’de paylaşılmıştır). Elde edilen sonuçlar ampirik modele aktarılarak buharlaştırıcının söz konusu çalışma şartları için nem alma hızı tespit edilmiştir. Söz konusu eşitlik aşağıda sunulmuştur.

$$\ln m_{\text{yoğ}} = -1,5252 - 1,3988 \ln \pi_1 + 6,6121 \ln \pi_2 - 2,2976 \ln \pi_3 + 0,8238 \ln \pi_4 \quad (3.68)$$

3.4 İstatistiksel Analiz Yöntemi ile Modelleme

Mühendislik uygulamalarında kullanıcıların ihtiyaçlarını gidermek ve bu bağlamda ilgili problemleri çözmek amacıyla çeşitli yöntemler izlenmektedir. Bu yöntemlerin tanım olarak farklılıkları yer alsa da genel olarak önerilen adımlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir:



Şekil 3. 27 Mühendislikte problem çözüm yöntemi [28]

Yukarıda Şekil 3.27’de sunulan diyagramda kesikli çizgi ile gösterilen bölüm, istatistik bölümünün çalışma alanı olarak tariflenmektedir. Bu kapsam içerisinde faktörlerin belirlenmesi, bilgilerin toplanması, işlenmesi, analizi ve kullanımı değerlendirilebilir.

Faktörlerin belirlenmesi süreci problemlerin çeşidine ve doğal gelişimine göre farklılık gösterebilmektedir. Bu süreç içerisinde önemli olan, problemin çeşidinden bağımsız olarak, probleme neden olabilecek tüm faktörlerin listelenmesidir. Faktörlerin listelenmesi esnasında en önemli nokta faktörlerin etkilerini önceden tartmadan, olabilecek tüm faktörlerin tespit edilmesidir. Faktörlerin tespit edilmesinin ardından ilgili uzmanlıklar kullanılarak faktörler önem sırasına sokulmakta; zaman, kaynak ve bütçe kısıtlarına göre de üzerine çalışılacak faktörler tespit edilmektedir.

Probleme etki eden faktörlerin tespit edilmesinin ardından, bu faktörler ve problem hakkında veri toplanması süreci başlamaktadır. Veri toplanması süreci en genel olarak 3 farklı şekilde yürütülebilir:

- Geçmişte elde edilen verilerin incelenmesi
- Gözleme dayalı veri toplama
- Deney tasarımı

Özellikle karmaşık ve/veya optimizasyon gerektiren mühendislik problemlerinde deney tasarımı büyük önem taşımaktadır. Teze konu olan çalışmalarda deney tasarımı gerçekleştirilmiş, bu tasarımdan yola çıkılarak sonuçlar derlenmiştir. İstatistiksel analize devam etmeden önce, bu analizle ilgili olarak temel kavramların açıklaması yapılacaktır.

3.4.1 İstatistiksel Analiz İçin İzlenen Metot

İstatistiksel analiz, en temel olarak değişkenlerin analizi (ANOVA) prensibine dayanmaktadır. Birden fazla nicel veri grubunun ortalama değerlerinin birbirlerinden farklı olup olmadığını tespit etmek amacıyla kullanılmaktadır. Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen verilerin, nihai çıktı (y) üzerine olan etkilerini tespit etmek amacıyla da ANOVA yöntemi kullanılmaktadır.

Bu yöntem, mühendislik uygulamaları için seçilen %95 kabul edilme olasılığından (P değeri) yola çıkarak, söz konusu veri yığınlarının birbirlerinden farklı olup olmamaları (çıkıtı üzerine etkili olup olmadıkları) üzerine hipotez kurarak analizi gerçekleştirmektedir. Hipotezin kurulmasının ardından, analizin sağlıklı bir zeminde yürütülmesi amacıyla veri grubunun normal dağılım gösterip göstermediği kontrol edilmektedir. Normal dağılım gösteren veri grupları üzerine gerçekleştirilen analizler istatistik olarak daha güvenilir bir temele oturmaktadır.

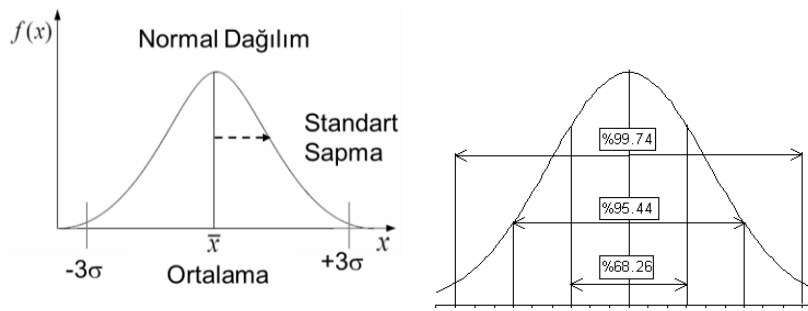
Hipotezlerin kurulmasının ardından çıktı (y) üzerine etki eden parametrelerin ($x_1, x_2, \dots, x_n$) P değeri ile kıyaslamalı olarak etkileri hesaplanır. Bu hesaplama sürecinde, doğrusal regresyon analizleri gerçekleştirilmektedir. Her ne kadar parametrelerin çıktı üzerine olan etkileri doğrusal olmasa da etkileşimler bu etkileşimler doğruya dönüştürülerek hesaplama yapılmaktadır. Doğrusal dönüşümün ardından, bu etkileri temsil edecek bir doğru çizilmektedir. Bu değerlerin doğruya olan en kısa mesafelerinden yola çıkılarak yeni değerler tahmin edilmekte ve bunlar kullanılarak artıklar hesaplanmaktadır. Artıkların analizinin gerçekleştirilmesinin ardından istatistiksel model kontrol edilmekte; modelin elde edilmesi amacıyla regresyon analizleri gerçekleştirilmektedir.

İzlenen metodun daha anlaşılır olması amacıyla temel kavramlar tezin bir sonraki aşamasında paylaşılmıştır.

3.4.2 Genel Kavramlar ve Eşitlikler

3.4.2.1 Normal Dağılım

Normal dağılım kavramı veri gruplarının dağılımında bir “ideal durum” ifade eden dağılıma verilen isimdir. Normal dağılım doğada var olan birçok bağımsız değişkenin bulunduğu olaylara başarılı bir şekilde uyum göstermektedir. Bu tip dağılımlarda, standart dağılım ortalaması sıfır olup varyans değeri, yani standart sapmanın karesi, 1’e eşittir.



Normal dağılım eğrilerinde, eğrinin altında kalan alan tüm olasılıkların toplamı olan 1’e eşittir. Aynı zamanda, yukarıdaki şekilde ifade edildiği üzere, normal dağılım eğrisinde örneklerin ortalamadan mesafelerine göre, dağılımların yüzde kaçının bu eğri altında kaldığı hesaplanabilmektedir. Buna göre, ortalamadan $\pm 3\sigma$ aralığına örneklerin %99,73’ü girmektedir.

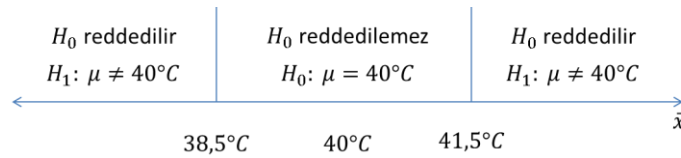
3.4.2.2 Hipotez Testleri ve P Değeri Yaklaşımı

Mühendislik yaklaşımında, belirli bir parametre hakkındaki önermeleri kabul veya reddederiz. Bu önermeler hipotez olarak adlandırılmakta; bu karar verme prosedürleri ise hipotez testleri olarak adlandırılmaktadır. İstatistiksel olarak bakıldığında ise bu hipotez testleri daha çok veri grupları ve dağılımları hakkındaki önermeleri kapsamaktadır. Örneğin kanal içerisinden geçmekte olan hava akışından sıcaklık ölçülmek isteniyor olsun. Ölçümler sonucunda bu değerler grubunun ortalama değerinin örneğin 40°C olduğu veya olmadığına göre karar verilmek istendiğinde;

$$H_0: \mu = 40^\circ C$$

$$H_1: \mu \neq 40^\circ C$$

Yukarıda sunulan eşitlikte $H_0: \mu = 40^\circ C$ önermesi “sıfır (null) hipotezi” olarak adlandırılmakta olup $H_1: \mu \neq 40^\circ C$ önermesi ise “alternatif hipotez” olarak adlandırılmaktadır. Bu noktada, bu önermelerin popülasyonlar veya dağılımlar için yapıldığı, örneklerin tekil değerleri için yapılmadığı hatırlanmalıdır. Bu noktada, örneğin 10 adet sıcaklık ölçümü gerçekleştirildiğini ve ölçüm sistemimizi de hesaba katarak bunların ortalaması sonucunda $38,5^\circ C \leq \bar{x} \leq 41,5^\circ C$ değerleri arasının $H_0: \mu = 40^\circ C$ hipotezini desteklediğini varsayalım. Buna göre $H_0: \mu = 40^\circ C$ hipotezi reddedilemeyecek; $H_1: \mu \neq 40^\circ C$ ise reddedilecektir. Bu durum $38,5^\circ C < \bar{x}$ ve $\bar{x} > 41,5^\circ C$ değerleri için de geçerliliğini korumaktadır. Dolayısıyla bu değer aralığı “kabul aralığı” olarak adlandırılmaktadır. Bu durum, aşağıdaki şekilde görsel olarak ifade edilmiştir.



Şekil 3. 29 H_0 ve H_1 hipotezleri için karar verme durumu

Genel olarak düşünüldüğünde, bu karar verme durumu iki hatalı sonuç ile sonlandırılabilir. Bunlardan birincisi, H_0 hipotezini doğru olduğu halde reddetme “Tip I hatası” olarak adlandırılır. Bunun sonucunda, gerçekte $40^\circ C$ olan bir durum tespit edilmiş fakat reddedilmiştir. Diğer bir hata türü ise, H_0 hipotezi hatalı olduğunda bu hipotezin reddedilememiş olmasıdır. Bu duruma da “Tip II hatası” adı verilmektedir. Tip I hatasının gerçekleşme olasılığı ise;

$$\alpha = P(\text{Tip I hatası}) = P(H_0 \text{ doğruyken } H_0 \text{ reddedilmesi}) \quad (3.69)$$

Şeklinde ifade edilebilir. Hipotezlerin kurulması ve değerlendirilmesinde H_0 hipotezi çürütülmeye çalışılır. Bunun nedeni, bağımsız değişkenlerin sonuç üzerinde fark yarattığını arıyor olmamızdır. Tip I hatası genel olarak “ α hatası” veya “anlamlılık seviyesi (significance level)” olarak da adlandırılırken H_1 hipotezi kaynaklı Tip II hatasının gerçekleşmesi durumu ise “ β hatası” olarak adlandırılmaktadır.

α ve β hatalarının hesaplanması amacıyla aşağıdaki eşitlikler kullanılmaktadır:

$$z_1 = \frac{ASL - \mu}{\sigma/\sqrt{n}} \text{ ve } z_2 = \frac{USL - \mu}{\sigma/\sqrt{n}} \quad (3.70)$$

Eşitlik 1. 3'te sunulan z rassal değişkeni, ASL ve ÜSL, alt ve üst spesifikasyon limitlerini ve n ise örnek sayısını temsil etmektedir.

Bu durum uygulanabilir görünse de pratikte bu tip olasılık hesabı karşılaşılan durumlar arasında değişiklik meydana getirmekte ve kullanıcıların aldığı riskleri tam olarak ifade edememektedir karıştırılabilmektedir. Bu nedenle, "P değeri" yaklaşımı geliştirilmiştir. Buna göre, P değeri H_0 durumunun doğru olduğu olasılığı ifade etmektedir ve mühendislik uygulamalarında 0,05 yani %5 olarak kabul edilmektedir. P değerinin hesaplanması amacıyla aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır.

$$P = 2[(1 - \Phi(|z_0|))] \quad (3.71)$$

Eşitlik 1. 4'te sunulan Φ değeri, standart normal kümülatif dağılım fonksiyonunu ifade etmektedir ve z_0 rassal değişkeni için kümülatif standart normal dağılım tablolarından değeri okunmaktadır.

3.4.2.3 Değişkenlerin (Varyansların) Analizi

Değişkenliğin analizi en temel olarak bir veya birden fazla faktör veri grubunun bir çıktı üzerinde etkili olup olmadığının tespit edilmesi amacıyla kullanılmaktadır. Değişkenlerin analizi yöntemini, tek faktörlü ve birden fazla faktör seviyeli bir örnek üzerinden açıklamak gerekirse, kurutma çevrimi öncesinde çamaşır üzerindeki su miktarının kurutma makinesinin enerji tüketimi üzerine etkisi inceleniyor olsun. İlgili mühendis aynı miktar kuru çamaşır ağırlığı için 4 farklı su miktarını tekrarlı olarak test etmiş ve sonuçları aşağıdaki gibi bir şekilde ifade ettiği kabul edilsin:

Çizelge 3. 2 ANOVA Örnek Uygulaması

Faktör Seviyesi [%]	Gözlemler [kWh]			Toplam Enerji Tüketimi [kWh]	Ortalama Enerji Tüketimi [kWh]
35	1,10	1,05	1,15	3,30	1,10
40	1,35	1,38	1,40	4,13	1,38
45	1,55	1,50	1,60	4,65	1,55
50	1,85	1,88	1,76	5,49	1,83

Yukarıdaki çizelgede, her bir faktör seviyesinin (durum) çıktısı bir rassal değişkendir. Buradan yola çıkarak, tüm durumlar aşağıdaki gibi bir matris dizisine dönüştürülebilir:

Çizelge 3. 4 Tek faktörlü Deney İçin Verilerin Gösterimi

Durum	Gözlemler			Toplamlar	Ortalamalar
1	y_{11}	...	y_{1n}	$y_{1\cdot}$	$\bar{y}_{1\cdot}$
2	y_{21}	...	y_{2n}	$y_{2\cdot}$	$\bar{y}_{2\cdot}$
...	...	...	...	...	...
a	y_{a1}	...	y_{an}	$y_{a\cdot}$	$\bar{y}_{a\cdot}$
				$y_{..}$	$\bar{y}_{..}$

Çizelgeden yola çıkılarak her bir rassal gözlem aşağıdaki eşitlik ile ifade edilebilir.

$$Y_{ij} = \mu_i + \epsilon_{ij} \begin{cases} i = 1, 2, \dots, a \\ j = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (3.72)$$

Eşitlik 3.72’de Y_{ij} (ij) durumunda yapılan gözlem sonucunda elde edilen rassal değişkeni, μ toplam ortalamayı ve ϵ ise hatayı göstermektedir. Bu ifadelerin matematiksel olarak gösterimi;

$$y_{i\cdot} = \sum_{j=1}^n y_{ij} \text{ ve } \bar{y}_{i\cdot} = y_{i\cdot}/n$$

$$y_{..} = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n y_{ij} \quad (3.73)$$

ile ifade edilebilir. Bu noktada, durumların yani faktör seviyelerinin nihai çıktı üzerine etkileri olup olmadığını anlamak amacıyla hipotez testleri kurulursa;

$$H_0: \mu_1 = \mu_2 = \dots = \mu_a = 0$$

$$H_1: \mu_i \neq 0 \text{ (en az 1 tanesi)} \quad (3.74)$$

ANOVA veri gruplarının toplam değişkenliğini test etmek amacıyla kullanılır. Eşitlik 3.74’te verilen hipotezin doğruluğu sınamak için popülasyon değişkenliği içerisindeki iki bağımsız değişkenin değişkenliği test edilmelidir. Bu amaçla da toplam karelerin toplamı kullanılabilir.

$$SS_T = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n (y_{ij} - \bar{y}_{..})^2 \quad (3.75)$$

$$\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n (y_{ij} - \bar{y}_{..})^2 = n \sum_{i=1}^a (y_i - \bar{y}_{..})^2 + \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n (y_{ij} - \bar{y}_{i\cdot})^2 \quad (3.76)$$

$$SS_T = SS_{Faktör\ seviyeleri} + SS_E \quad (3.77)$$

Eşitlik 3.76 aynı zamanda Eşitlik 3.77 ile de ifade edilebilir. Buna göre, toplam değişkenlik, toplam düzeltilmiş karelerin toplamı ile (SS_T) ölçülebilir. SS_T değeri ise faktör seviyelerinin ortalamasının karelerinin toplamı ($SS_{Faktör\ seviyeleri}$) ile bir faktör seviyesinin toplam faktör seviyesi ortalamasından farkının karelerinin toplamı ile (SS_E) ifade edilebilir. ANOVA hesabında kullanılan diğer bir önemli nokta ise $SS_{Faktör\ seviyeleri}$ ve SS_E değerlerinin tahmini olarak hesaplanmasıdır. Böylelikle hipotez testinin gerçekleştirilebilmesi için doğru bir yaklaşım sergilenmiş olur. Buna göre faktör seviyelerinin tahmini değerlerinin karelerinin toplamı;

$$E(SS_{Faktör\ seviyeleri}) = (a - 1)\sigma^2 + n \sum_{i=1}^a \tau_i^2 \quad (3.78)$$

ile ifade edilir. Burada τ_i değeri i noktasındaki faktör seviyesi değerini temsil etmektedir. Hataların karelerinin toplamı ise,

$$E(SS_E) = a(n - 1)\sigma^2 \quad (3.79)$$

Gösterilir. Toplamda $an=N$ kadar gözlem varken SS_T değerinin serbestlik derecesi $an-1$ kadardır. $SS_{Faktör\ seviyeleri}$ için ise serbestlik derecesi $a-1$ kadar olacaktır. Hata durumu için ise serbestlik derecesi $a(n-1)$ kadar olacaktır. Serbestlik derecelerini eşitlersek;

$$an - 1 = a - 1 + a(n - 1) \quad (3.80)$$

Olarak ifade edilirse faktör seviyeleri için karelerinin ortalaması (MS) Eşitlik 3.81 ile hesaplanır:

$$MS_{Faktör\ seviyeleri} = SS_{Faktör\ seviyeleri} / (a - 1) \quad (3.81)$$

Hataların karelerinin ortalaması ise,

$$MS_E = SS_E / [a(n - 1)] \quad (3.82)$$

Şeklinde hesaplanmaktadır. Bunların oranı ise F_0 ile gösterilir ve aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$F_0 = \frac{MS_{Faktör\ seviyeleri}}{MS_E} \quad (3.83)$$

Özetlemek gerekirse, her bir faktör seviyesinde eşit sayıda numune sayısı olduğu durumda ANOVA için kullanılan kareler toplamı eşitlikleri aşağıda derlenmiştir:

$$SS_T = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^n y_{ij}^2 - \frac{y_{..}^2}{N} \quad (3.84)$$

$$SS_{faktör\ düzeyleri} = \sum_{i=1}^a \frac{y_i^2}{n} - \frac{y^2}{N} \quad (3.85)$$

$$SS_E = SS_T - SS_{faktör\ düzeyleri} \quad (3.86)$$

Literatürde hesaplanan bu değerler “ANOVA tablosu” adı verilen bir tabloya işlenirler. ANOVA tablosu, aşağıdaki çizelgede sunulmuştur.

Çizelge 3. 5 Örnek ANOVA tablosu

Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Karelerin Ortalaması	F_0
Faktör düzeyleri	$SS_{faktör\ düzeyleri}$	$a - 1$	$MS_{Faktör\ seviyeleri}$	$\frac{MS_{Faktör\ seviyeleri}}{MS_E}$
Hatalar	SS_E	$a(n - 1)$	MS_E	
Toplam	SS_T	$(an - 1)$		

Bu hesaplamaların yapılmasında yaygın olarak Minitab istatistiksel hesap programı kullanılmaktadır. Yukarıda verilen örneğe dönecek olursak, ilk etapta hipotezin kurulması gerekmektedir. Buna göre H_0 hipotezi çamaşır başlangıç nem değerlerinin ortalamalarının enerji tüketime etkisinin olmadığını; alternatif hipotez H_1 ise olduğunu söyleyecektir.

$$H_0: \mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu_4 = 0$$

$$H_1: \mu_i \neq 0 \text{ (en az 1 tanesi)}$$

$\alpha=0,05$ kabulü için yukarıda sunulan değerler hesaplandığında aşağıdaki çizelge oluşturulur

Çizelge 3. 6 Örnek ANOVA tablosu - 2

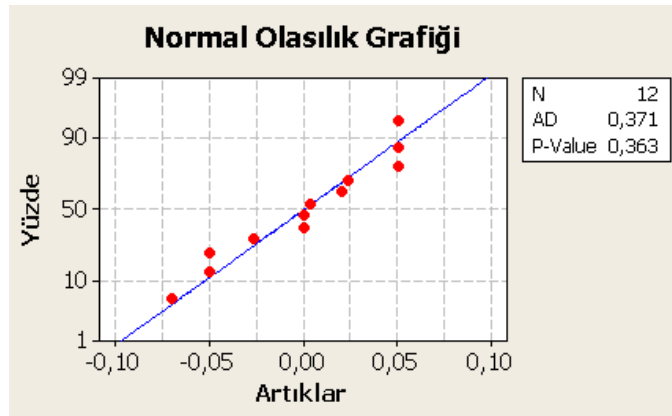
Değişkenlik Kaynağı	Kareler Toplamı	Serbestlik Derecesi	Karelerin Ortalaması	F_0	P
Nem Değeri [%]	0,84442	3	0,28147	118,10	3,59 E-6
Hatalar	0,01907	8	0,00238		
Toplam	0,86349	11			

Yukarıda bahsedildiği üzere hipotezler, P değerinin Tip I hata miktarına göre (örnekte 0,05) kıyaslanması ile kabul edilmektedir. Buna göre, P değeri 0,05 değerinden küçük olduğundan dolayı H_1 hipotezi kabul edilir ve “Çamaşır üzerindeki nem değerinin

kurutma makinesinin enerji tüketimi üzerine etkisi %95 doğruluk ile vardır” önermesi kabul edilir.

3.4.2.4 Artıkların (Residuals) Analizi ve Modelin Kontrolü

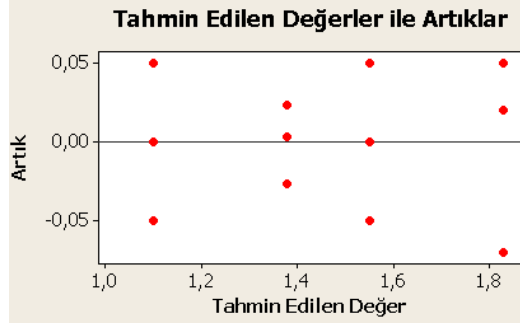
Varyansların analizi gözlemlerin bağımsız ve normal dağıldığını ve her bir faktör seviyesinden aynı değişkenliğe sahip olduğu kabülü ile yapılmaktadır. Bu nedenle, modelin kontrolü için artıkların analiz edilmesi gerekmektedir. Artık, y_{ij} gözlemi ile bu değer için tahmin edilen (uydurulan) değer arasındaki fark ($\hat{y}_{ij}$) anlamına gelmektedir. Bu değerlerin hesaplatılması sonucunda, aşağıdaki şekilde sunulan normal olasılık eğrisi kullanılarak analiz gerçekleştirilir.



Şekil 3. 30 Artıkların normal olasılık grafiğinde analizi

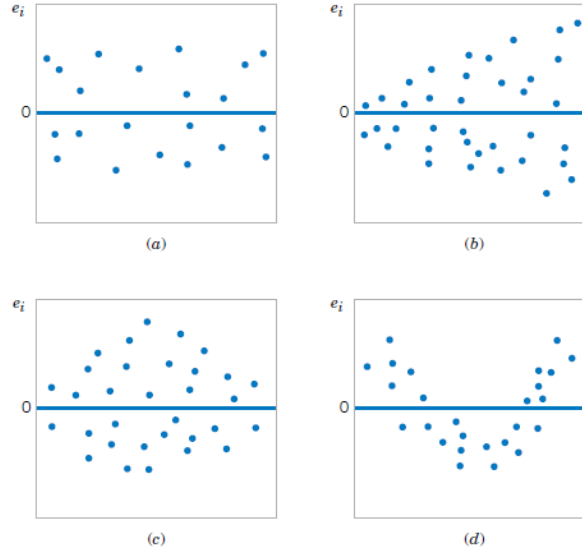
Yukarıdaki şekilde sunulduğu üzere, artıklar normal toplam dağılım doğrusu etrafında dağılmaktadır. Bu durum, modelin sağlıklı olduğu konusunda güçlü bir delil oluşturmaktadır. Diğer taraftan, artıklar için hesaplanan P değerinin 0,05 değerinden yüksek olması da artıklar arasında fark yoktur (Artıklar için H_0 hipotezinin kabülü) anlamına da gelmektedir.

Kontrol için kullanılan bir diğer gösterge de artıkların merkezden olan uzaklıklarının tahmin edilen değerlere göre kıyaslanmasıdır. Örnek için oluşturulan grafik aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3. 31 Artıkların tahmin edilen değerlere göre dağılımı

Yukarıdaki şekilde paylaşıldığı üzere, tahmin edilen değerler değiştikçe artıklar rassal bir biçimde değişmektedir. Artıkların analizi için oluşabilecek olası durumlar literatürde yer almaktadır. Örnek gösterimler aşağıdaki şekilde sunulmuştur.



Şekil 3. 32 Artıkların olası dağılımları (a) istenen dağılım (b) koni (c) çift yay ve (d) non-lineer [23]

3.4.2.5 Deney Tasarımı

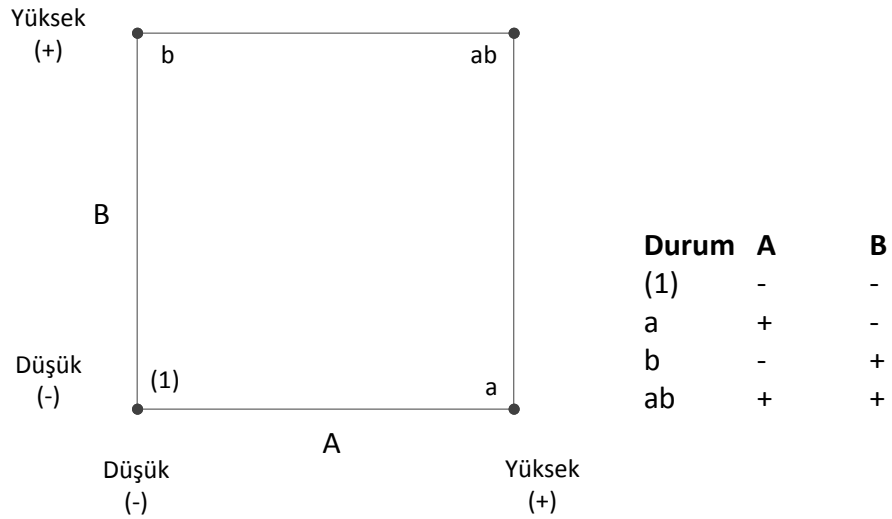
Deneyler (veya testler) bilimsel çalışmanın ve mühendislik yaklaşımının temelini oluşturmaktadır. Bir sistemin veya prosesin çalışmasının karakteristikleri deney yapılarak ortaya konmaktadır. Bununla beraber deney yapma hem zaman hem de finansal açıdan külfetli olduğundan dolayı en az sayıda test yaparak en çok bilgiye ulaşmak kritik önem taşımaktadır. Deney tasarımı, parametrelerin karşılaştırmalı olarak sınanmasını ve bunları hipotezler eşliğinde değerlendirilmesini kapsamaktadır. Deney tasarımı

sonucunda elde edilen veriler ANOVA yöntemi ile analiz edilmekte ve sonuçlar aynı metot ile değerlendirilmektedir.

Deney tasarımında birkaç farklı metot kullanılmaktadır.

- Faktöriyel deney tasarımında ana etkilerin tüm seviyeleri birbirleriyle çaprazlanarak tüm olası olasılıklar test edilmektedir.
- 2 faktörlü faktöriyel deneylerde A faktörünün a kadar seviyesi ve B faktörünün b kadar seviyesi çaprazlanarak testler gerçekleştirilmektedir.
- Genel faktöriyel deneylerde ise 2'den fazla faktörün 2'den fazla seviyesinin olduğu durumlar analiz edilmektedir. Buna göre A faktörünün a, B faktörünün b, C faktörünün c vb. seviyeleri çaprazlanmaktadır.
- 2^k deney tasarımında, k adet faktörün 2 seviyesinin olması durumu analiz edilmektedir.
- 2^2 deney tasarımında, 2 adet faktörün 2 seviyesinin olması durumu analiz edilmektedir.
- Çok sayıda parametrenin test edilmesinin gerektiği durumlarda ise deney sayısını azaltmak için kesirli deney tasarımı gerçekleştirilmektedir. Örneğin 2 seviyeli ve 7 faktörlü bir deneyde $2^7 = 128$ adet deney yapılması gerekmektedir. Bu durumda 7 adet ana etki varken 120 adet etkileşim deneyi var olmaktadır. Bunun sonucunda, örneğin 1/16 kesirli deney tasarımı yapılarak 8 deney ile durum analiz edilebilmektedir.

Doktora tez çalışmasında deney parametreleri, deney süreleri ve maliyetleri değerlendirildiğinde 2^k deney tasarımı gerçekleştirilmiştir. 2^2 deney tasarımı için, A ve B isimli iki faktör ve 2 faktör için de (+) ve (-) olmak üzere 2 seviye seçilsin. Buna göre toplamda $2 \times 2 = 4$ deney yapılması gerektiği ortaya çıkmaktadır. Bu durumları geometrik notasyon ile ifade etmek gerekirse aşağıdaki şematik gösterim elde edilmiş olacaktır.



Şekil 3. 33 2^2 deney tasarımının geometrik notasyonda gösterimi

Yukarıdaki şemada sunulan durum için n adet gözlem, yani deney yapılmış olsun. Bu durumda A faktörünün ana etkisini tahmin etmek amacıyla, karenin sağ tarafında bulunan “yüksek” durum değerlerinin ortalamasını alıp karenin sol tarafında bulunan “düşük” durum değerlerinin ortalamasından çıkartılabilir. Yani,

$$\begin{aligned}
 A &= \bar{y}_{A+} - \bar{y}_{A-} \\
 &= \frac{a+ab}{2n} - \frac{b+(1)}{2n} \\
 &= \frac{1}{2n} [a + ab - b - (1)] \quad (3.87)
 \end{aligned}$$

Elde edilmiş olacaktır. B faktörünün etkisi de benzer metot kullanılarak hesaplanabilir.

$$\begin{aligned}
 B &= \bar{y}_{B+} - \bar{y}_{B-} \\
 &= \frac{b + ab}{2n} - \frac{a + (1)}{2n} \\
 &= \frac{1}{2n} [b + ab - a - (1)] \quad (3.88)
 \end{aligned}$$

Son olarak, A ve B faktörlerinin ortak etkisi AB’nin hesaplanması için;

$$\begin{aligned}
 AB &= \bar{y}_{AB+} - \bar{y}_{AB-} \\
 &= \frac{ab + 1}{2n} - \frac{a + b}{2n} \\
 &= \frac{1}{2n} [ab + (1) - a - b] \quad (3.89)
 \end{aligned}$$

Yukarıdaki 3 denklemde köşeli parantez içerisinde kalan ifadelere “kontrast” adı verilmektedir. Örneğin,

$$Kontrast_A = a + ab - b - (1) \quad (3.90)$$

Olarak ifade edilmektedir. Bu faktörler kullanılarak yapılacak değişkenlerin analizi için kareler toplamı (SS) ise;

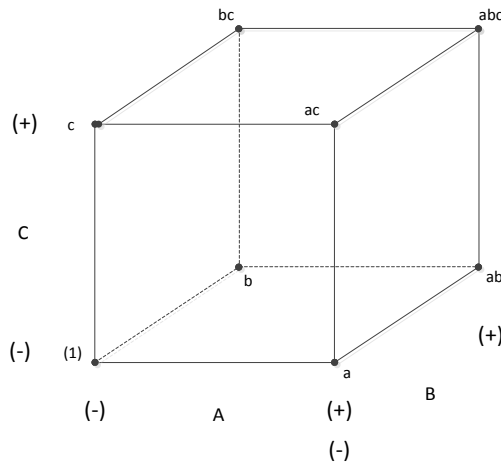
$$SS_A = \frac{[a+ab-b-(1)]^2}{4n}$$

$$SS_B = \frac{[b+ab-a-(1)]^2}{4n}$$

$$SS_{AB} = \frac{[ab+(1)-a-b]^2}{4n} \quad (3.91)$$

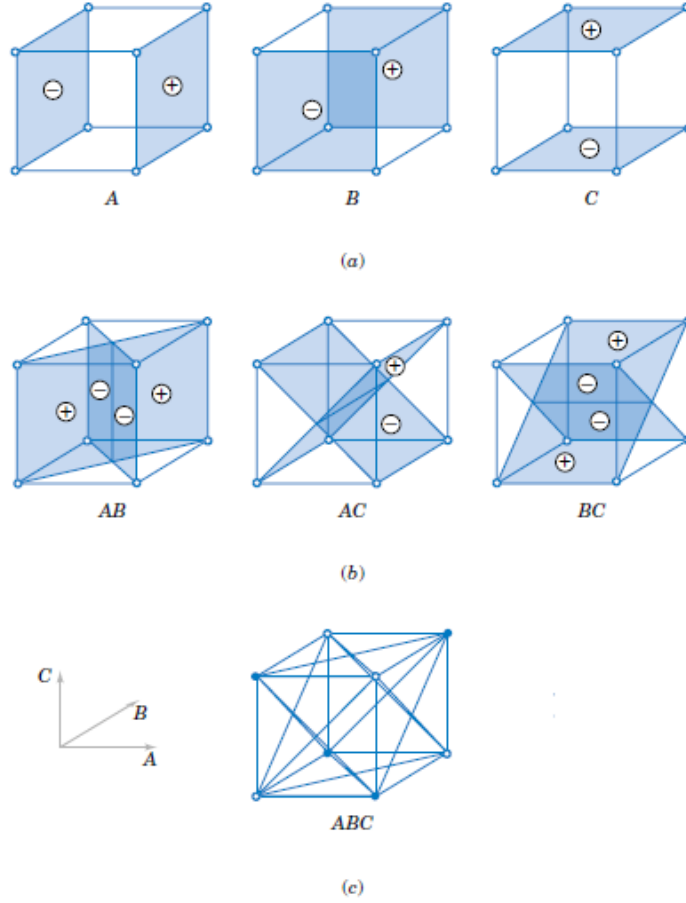
ile hesaplanabilir. Gerekli olan SS_T ve SS_E terimleri ise $(4n - 1)$ serbestlik derecesi kullanılarak hesaplanabilir.

İkiden fazla faktörlü deneyler olması durumunda analiz için izlenen metot 2 faktörlü yöntem ile aynı şekildedir. Sadece faktör sayısının artması nedeniyle, faktörlerin yüksek ve düşük seviyelerinde artış meydana gelmektedir. Örnek vermek gerekirse, 3 faktörlü bir deney için geometrik notasyon aşağıda sunulan küp şeklini almaktadır.



Şekil 3. 34 2^3 deney tasarımının geometrik notasyonda gösterimi

Ana faktörlerin etkisinin hesaplanması amacıyla yine aynı yöntem izlenecektir. “Yüksek” değerlerin ortalamasının yazılması amacıyla, aşağıdaki yüzey gösterimi yönlendirme amacıyla kullanılabilir.



Şekil 3. 35 2^3 deney tasarımında kontrastların gösterimi [23]

Yukarıdaki şekilde yola çıkılarak, her bir tekil ve çoğul durum için etkileşimleri ifade etmek gerekirse:

$$A = \frac{1}{4n} [a + ab + ac + abc - (1) - b - c - bc] \quad (3.92)$$

$$AC = \frac{1}{4n} [(1) - a + b - ab - c + ac - bc + abc] \quad (3.93)$$

$$ABC = \frac{1}{4n} [abc - bc - ac + c - ab + b + a - (1)] \quad (3.94)$$

Etkilerin kareler toplamı (SS) ise:

$$SS = \frac{(Kontrast)^2}{n2^k} \quad (3.95)$$

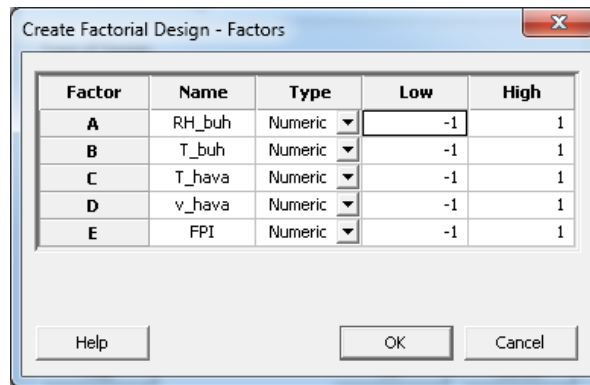
ile hesaplanmaktadır. ANOVA tablosunda, yukarıda sunulan değerlere ek olarak Minitab hesaplamalarında “Adjusted SS (Adj SS) – Düzeltilmiş SS” ve “Sequential SS (Seq SS) – Ardışık SS” değerleri de sonuç ekranında paylaşılmaktadır. “Seq SS” değeri modelde kullanılan kareler toplamının, modele girilen faktörlerin sıralamasına bağlı olarak,

kendinden bir önceki faktör modeldeyken değişkenliğin ne kadarını açıkladığını göstermektedir. Örneğin x_1, x_2 ve x_3 faktörlerinden oluşan bir modelde, x_2 'nin ardışık SS değeri, x_1 modeldeyken x_2 'nin değişkenliğe olan etkisini ifade etmektedir. Düzeltilmiş SS (Adj SS) değeri ise, parametrelerin sıralamasından bağımsız olarak, her birisinin toplam değişkenlik üzerine etkisini göstermektedir. Yani x_2 'nin toplam değişkenliğin ne kadarını açıkladığı x_1 ve x_3 modeldeyken tespit edilmektedir. Özellikle Adj SS değeri, faktöriyel deney sonuçlarının ANOVA yöntemi ile analiz edilmesinde büyük önem taşımaktadır. ANOVA tablosu üzerinden bu değerler okunarak, model içerisinde parametrelerin değişkenliğin ne kadarını açıkladığı, bu değere bakarak tespit edilmektedir. Tez çalışmasının sonuçlarının değerlendirilmesinde de bu yöntem ve analiz şekli kullanılmıştır.

Modelin kontrolünün yapılması amacıyla kullanılan artıkların analizi yöntemi, bölümün başında tarif edilen yöntemle aynı şekilde uygulanmaktadır. Sadece parametrelerin artışı ve etkileşimlerinin modele girişi artık hesap formülüne eklenmektedir.

3.4.3 Dış Taraf Taşınım Katsayısı için İstatistiksel Analiz Sonuçlarının Tartışılması

Deneyisel çalışma sonuçları ilk etapta yukarıda paylaşılan hesaplamaların gerçekleştirileceği Minitab programına aktarılmıştır. 5 faktörün 2 seviyesi programa aşağıdaki ekranda sunulduğu üzere aktarılmıştır.



Şekil 3. 36 Minitab faktör tanımlama ekranı

Tanımlamanın ardından analiz başlatılmış, her bir durum için karelerin toplamı metodu kullanılarak her bir faktör ve etkileşimleri için ANOVA yaklaşımına göre hesaplama

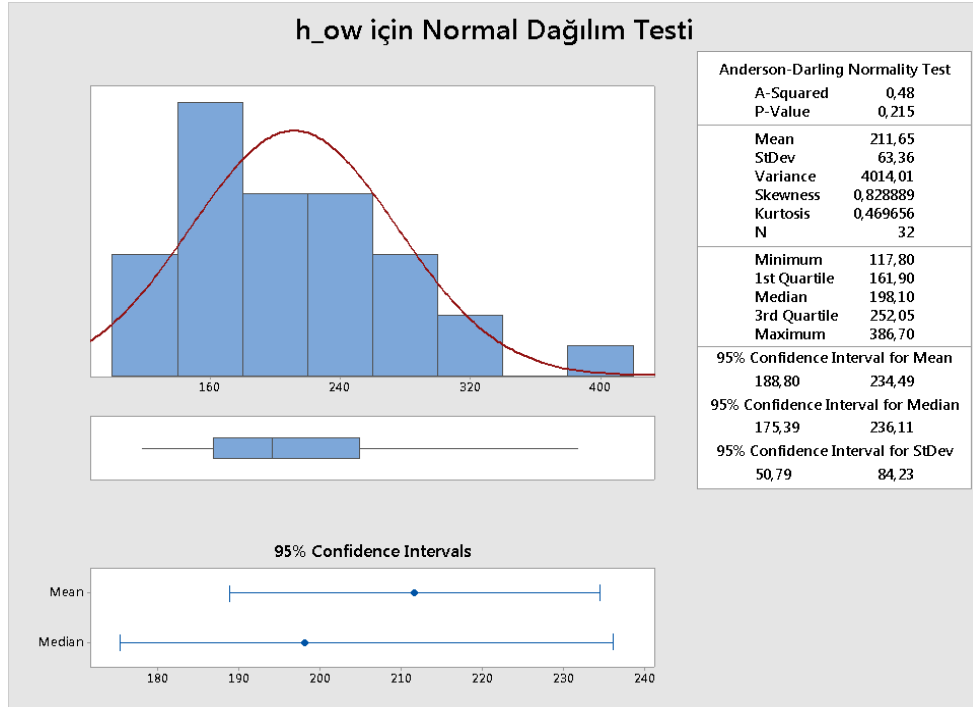
gerçekleştirilmiştir. Birçok mühendislik uygulamasında olduğu gibi, alfa riski yani P değeri 0,05 olarak seçilmiştir. Analizde kurulan hipotez;

$$H_0: \mu_{RH_buh} = \mu_{T_buh} = \mu_{T_hava} = \mu_{V_hava} = \mu_{FPI} = 0$$

$$H_1: \mu_i \neq 0 \text{ (en az 1 tanesi)}$$

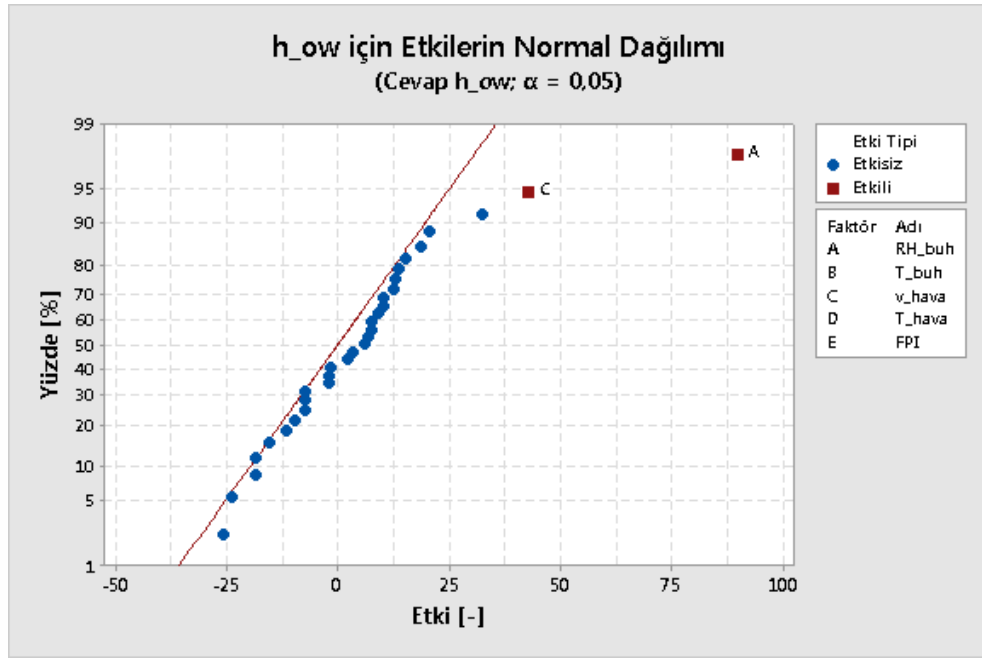
Oluşturulan modelde 5 adet ana etkinin yanı sıra 27 adet etkileşim oluşmaktadır. Bu etkileşimler "*" notasyonu ile gösterilmiştir.

Analizin ilk başında, analizde kullanılacak olan cevabın (yani taşıma katsayısının) dağılımının normal olup olmadığı kontrol edilmiştir. Elde edilen sonuç grafiği aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3. 37 Dış taraf taşıma katsayısının normallik kontrolü

Normallik kontrolünün ardından, model üzerinde etkili olan tüm durumların tespit edilmesi amacıyla, faktörlerin normal dağılım grafiği çizilmiştir. Bu grafik aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3. 38 Etkiler için normal dağılım grafiği

Normal dağılım grafiğinde sunulduğu üzere, kümülatif normal dağılım doğrusunun dışında kalan faktörler model üzerinde etkisiz görülmektedir. Bu terimler ANOVA hesaplamalarından çıkartılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen sadeleştirme sonucunda, P değerinin 0,05'ten küçük olduğu durumlar göz önüne alınarak aşağıda sunulan parametrelerin dış taraf taşıyım katsayısı üzerine etkili olduğu tespit edilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı tek başına etkili gözükme de kanat sayısı ile birlikte etkili görülmektedir.

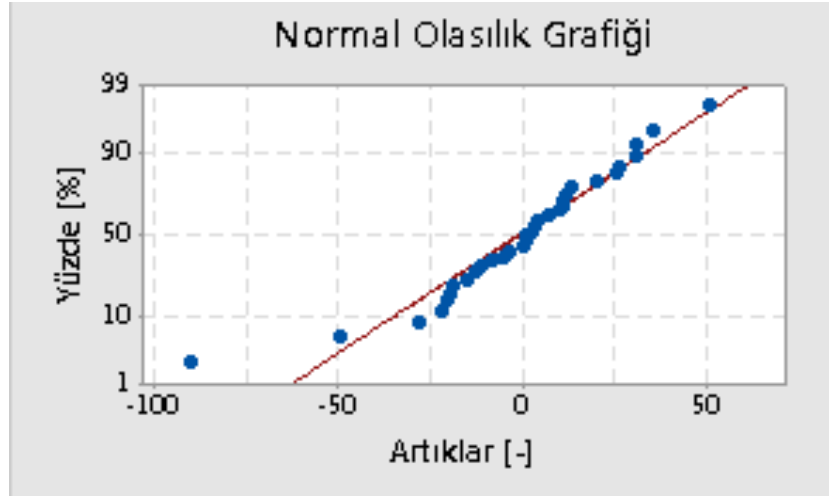
Değişkenlerin Analizi

Değerler	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
RH_buh	1	64719	64719,0	70,70	0,000
T_buh	1	1359	1358,5	1,48	0,235
v_hava	1	14771	14770,5	16,14	0,001
T_hava	1	5240	5240,3	5,72	0,025
FPI	1	8337	8336,6	9,11	0,006
RH_buh*T_hava	1	4606	4605,6	5,03	0,034
T_buh*FPI	1	3434	3434,1	3,75	0,065
Diğer	24	21970	915,4		

Şekil 3. 39 Ana faktörler ve etkileşimleri için ANOVA tablosu

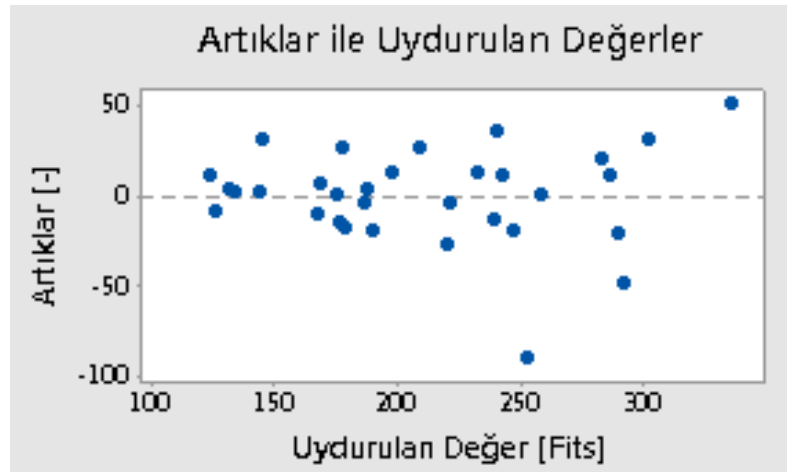
Her ne kadar buharlaştırıcı sıcaklığı ile kanat sayısının ortak etkisi alfa değerinin üzerinde bir şiddette modeli etkiliese de, bu değer modelden çıkartılması, modelin doğruluğunu olumsuz yönde etkilemiştir. Bu etki bu nedenle modelde tutulmuştur.

Modelde kullanılan varsayımların kontrolü için artıkların analizi gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada artıkların normal dağılım eğrisi grafiği çizilmiştir.



Şekil 3. 40: Artıkların normal dağılım grafiği

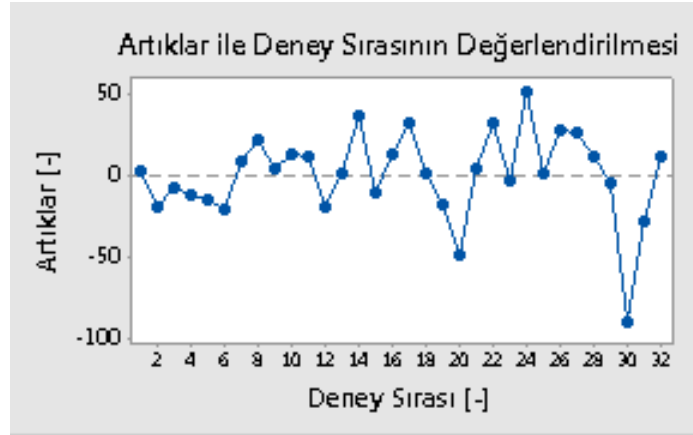
Grafik incelendiğinde, artıkların normal kümülatif dağılım doğrusu üzerine yerleştiği, var olan sapmaların ihmal edilebilir olduğu görülmektedir. Ayrıca, artıklar için hesaplanan P değerine bakıldığında ise, bu değer alfa değerinden büyük olduğu yani artıklar arasında bir fark olmadığı, artıkların normal bir dağılım gösterdiği söylenebilir. Diğer bir analiz yöntemi ise artıkların tahmin edilen değerlere göre (Fits) durumunun incelenmesidir. İlgili grafik aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3. 41 Artıklar ile tahmin edilen değerlerin değişimi

Grafik incelendiğinde, tahmin edilen değerlerin değişimi ile artıklar arasında spesifik bir ilişki olduğu tespit edilememiştir. Yukarıda tarif edilen 2 yay formuna benzerlik gösterse de genel form olarak bir problem olduğu söylenemez.

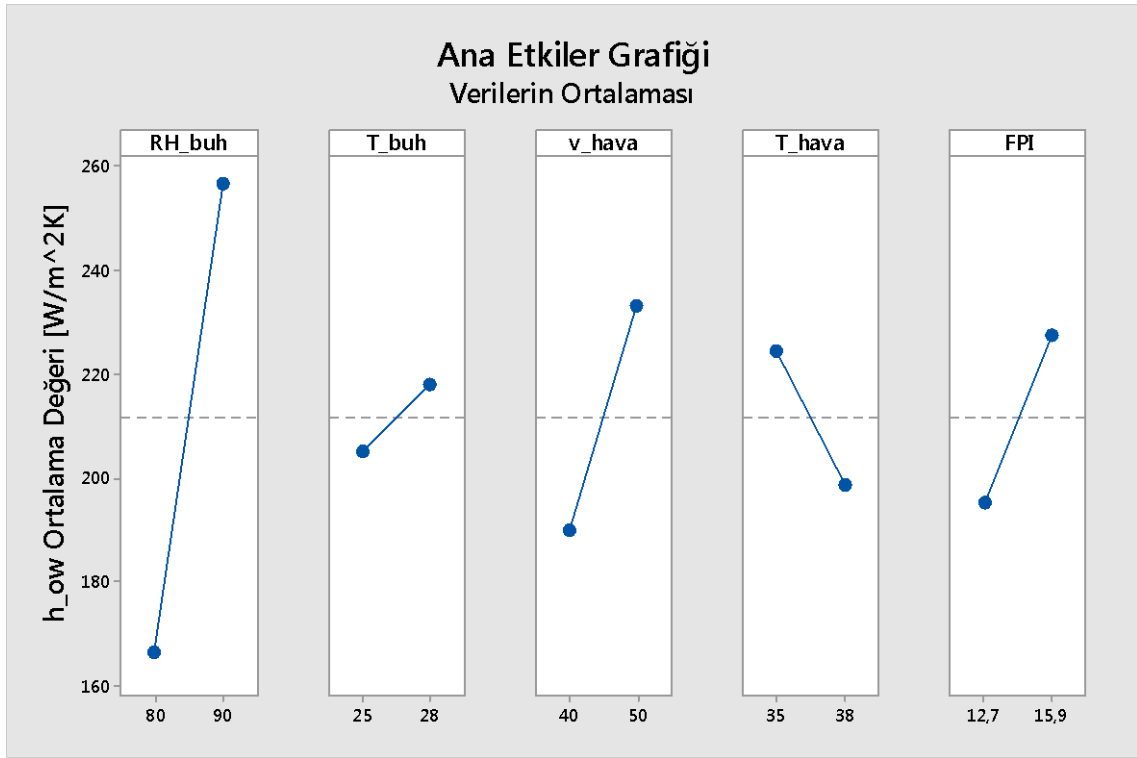
Bu iki grafiğe ek olarak artıkların deney sırasına göre değişimi de incelenmiştir. Sonuç aşağıdaki grafikte paylaşılmıştır.



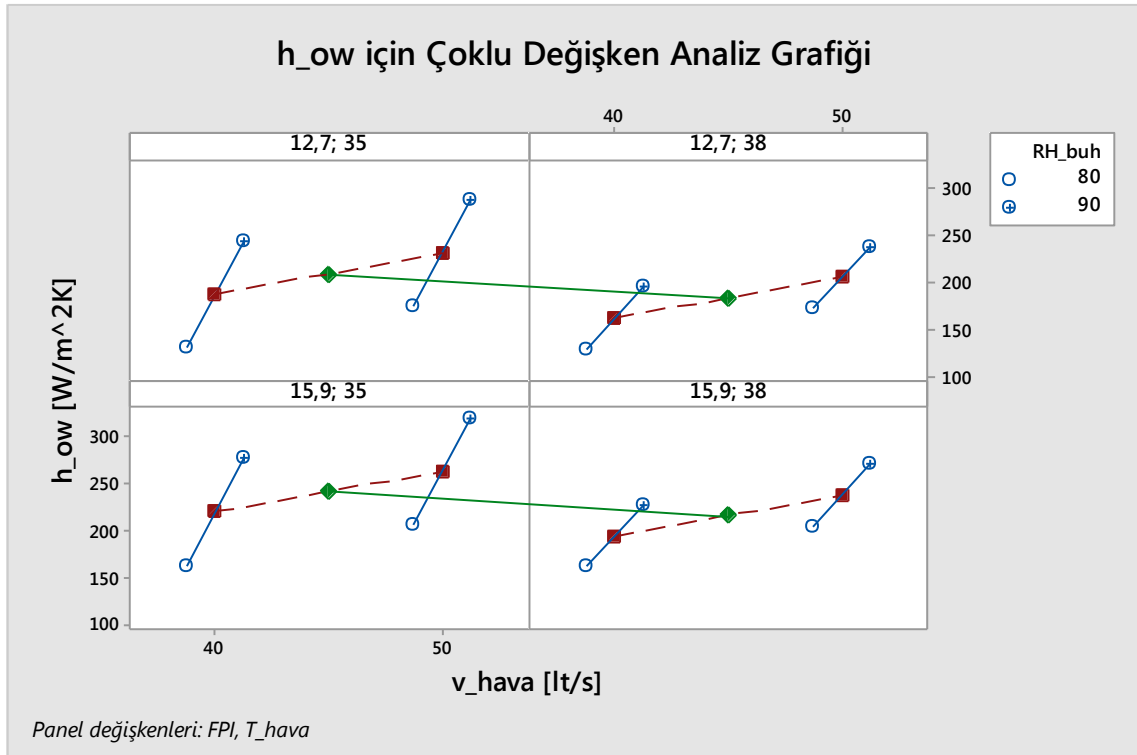
Şekil 3. 42 Artıkların deney sıralamasına göre değişimi

Grafikte sunulduğu üzere, deney sayısı ile hesaplanan artık değerlerinde belirli bir motif tespit edilememektedir. Sadece 30. Deneyde hesaplanan artık değeri bir miktar farklılık gösterse de bu farklılığın değişkenliği toplam değişkenlik içerisinde ihmal edilebilir bir seviyede bulunmaktadır.

Modelin kontrolünün ardından sonuçlar grafik araçları yardımı ile değerlendirilmiştir. Ana etkilerin etkileşimlerine bakıldığında, tüm ana etkenlerin yoğunlaşan su miktarı üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir.



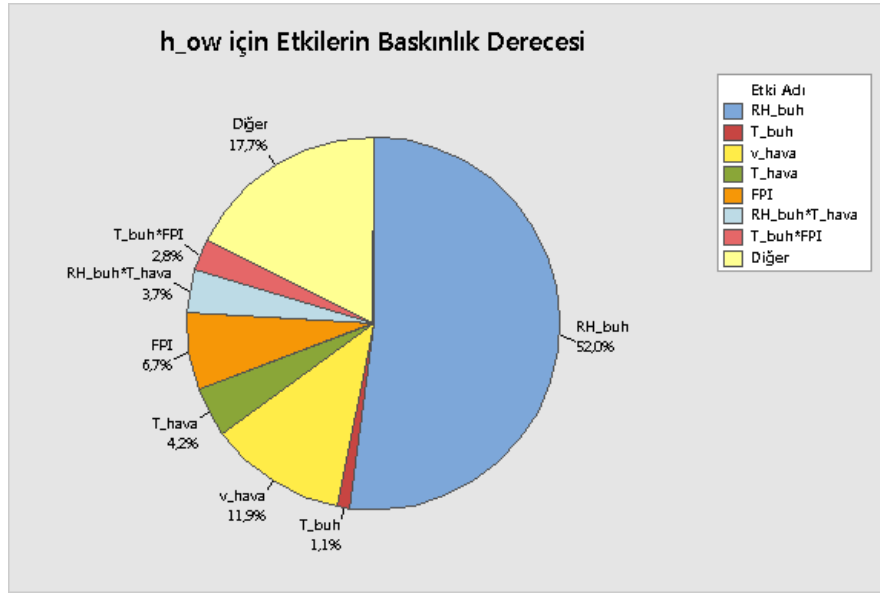
Şekil 3. 43 Tahmin Edilen Değerler için Ana Etki Etki Grafiği



Şekil 3. 44 Bağıl nem ve hava sıcaklığı için çoklu değişken grafiği

Çoklu değişken grafiği incelendiğinde, maksimum ısı transfer katsayısının 15,9 FPI ile buharlaştırıcı sıcaklığı 25°C, bağıl nem değeri %90, hava giriş sıcaklığı 35°C ve hava debisi 50 lt/s olmalıdır.

Tüm parametrelerin ne kadar etkili olduklarını tespit etmek amacıyla da pasta grafiği oluşturulmuştur. Pasta grafiği etkenlerin karelerinin toplamı değerinden yola çıkılarak hesaplanmıştır.

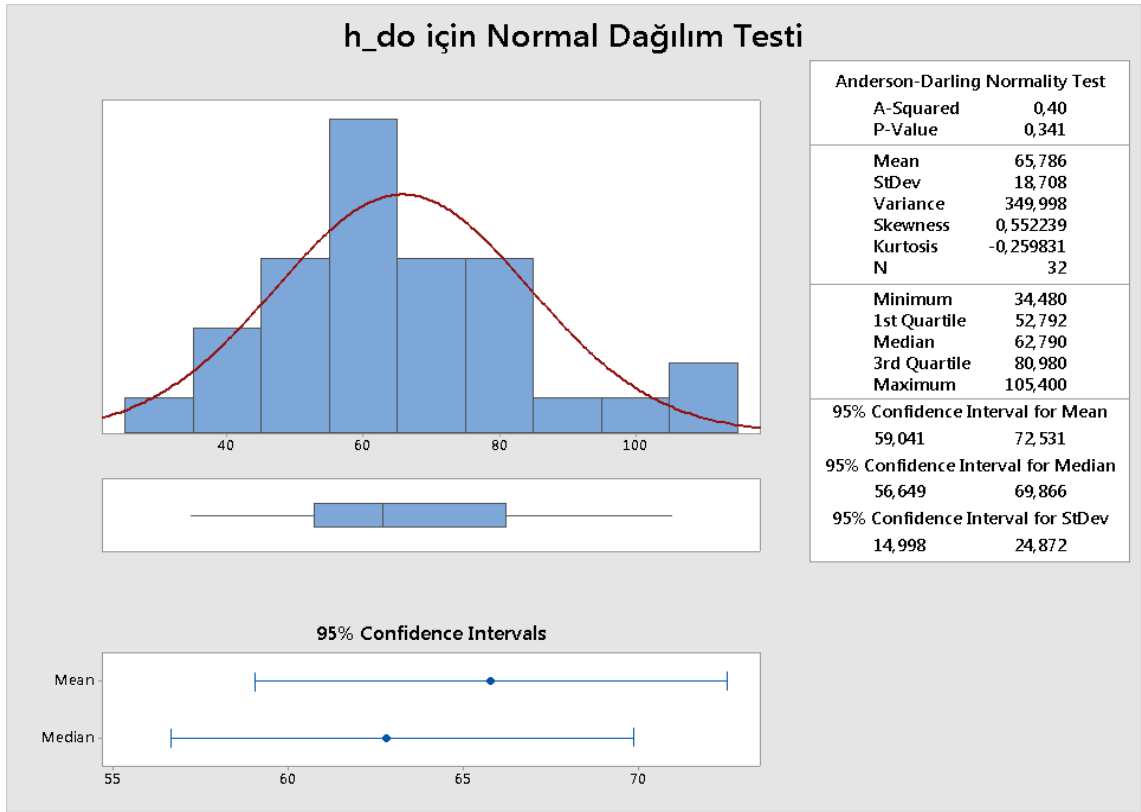


Şekil 3. 45 Etkileşimlerin yer aldığı pasta grafiği

Yukarıda sunulduğu üzere, ıslak durum ısı transfer katsayısı için en büyük etki bağıl nemden kaynaklanmaktadır. Diğer bir etkili parametre de havanın debi değeridir. Genel olarak bakıldığında, tüm bu değerlerin kurulan model ile paralellik gösterdiği söylenebilir.

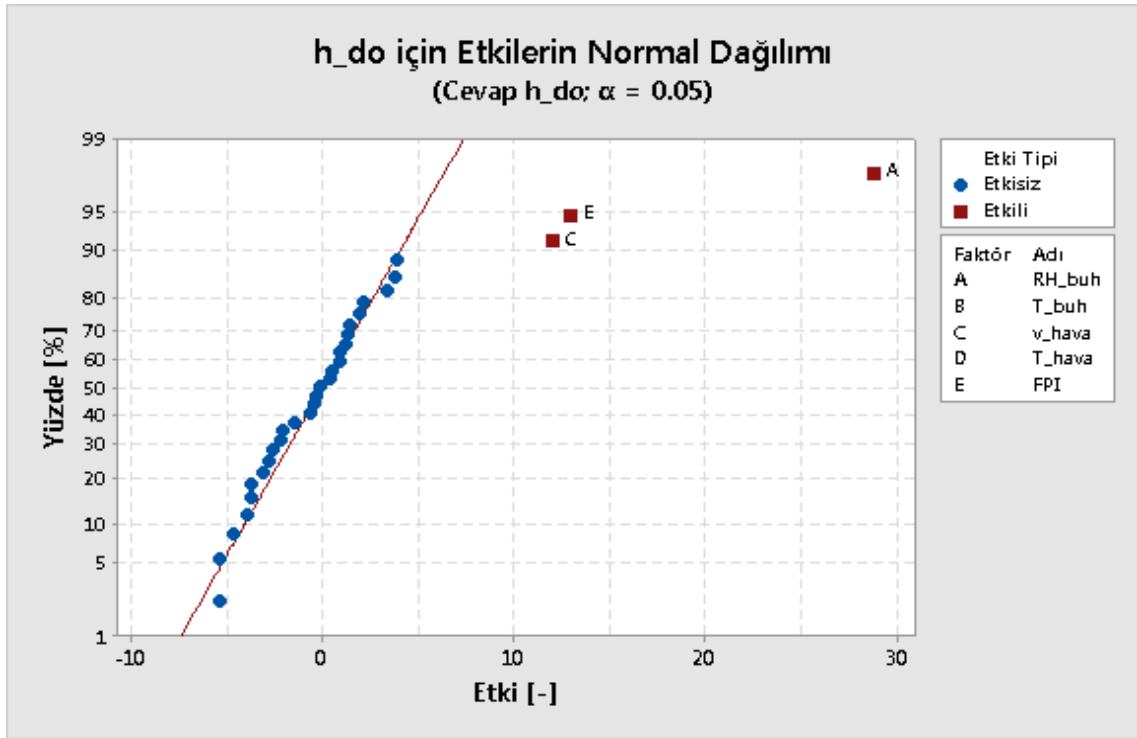
3.4.4 Kütle Transfer Katsayısı için İstatistiksel Analiz Sonuçlarının Tartışılması

Isı transferi çalışmalarında yapılan yaklaşıma benzer olarak kütle transfer katsayısının modellenmesi çalışmaları yürütülmüştür. Analizlerde α değeri yine 0,05 olarak alınmıştır. Analizin ilk aşamasında, veri kümesinin normal dağılım gösterip göstermediği kontrol edilmiştir. Yürütülen analiz sonucunda verilerin normal dağılıma uygun olduğu (P-value > 0,05) tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



Şekil 3. 46 Kütle transfer katsayısı için verilerin normal dağılım kontrolü

Verilerin normal dağılım kontrolünün yapılmasının ardından, 2^k faktöriyel deney tasarımı için cevaba (kütle transfer katsayısı) etki eden parametrelerin belirlenmesi işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu işlem, hesaplamalarda kullanılacak parametrelerin ayıklanması amacıyla önem taşımaktadır. İlk etapta hesaplamadan çıkartılacak parametrelerin belirlendiği grafik, aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3. 47 Kütle transfer katsayısı hesaplaması için etkin parametrelerin tespiti

İstatistiksel modele ilk etapta 5 parametrenin de ortak etkisinin modelden uzaklaştırılmasıyla başlanmaktadır. 5'li etki doğada çok nadir görülebilecek bir durum olduğundan gerçekleşme olasılığı düşüktür. Ardından ANOVA tablosundan P değerlerine bakılarak α değeri seçilen değerden yüksek olan etkileşimler ve parametreler modelden çıkartılmaktadır. Gerçekleştirilen sadeleştirme sonucunda, ANOVA tablosunun oluşumu aşağıda sunulmuştur.

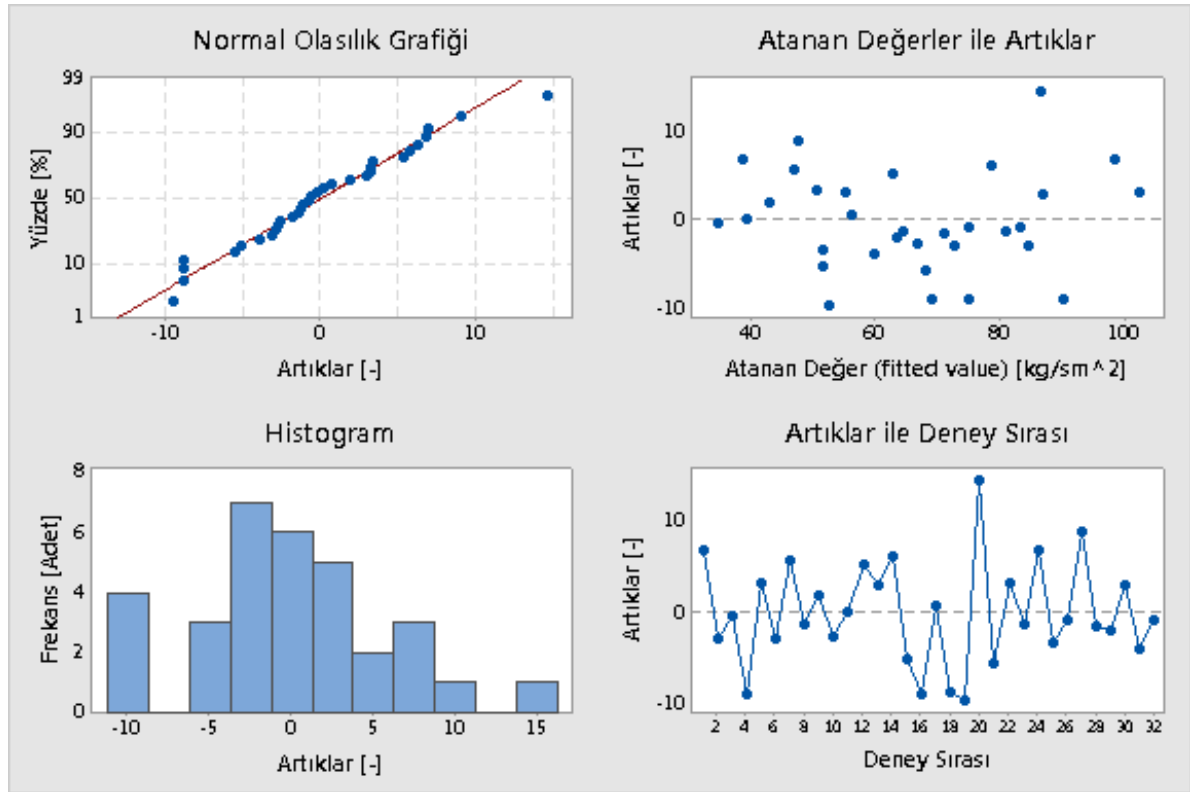
Değişkenlerin Analizi (ANOVA)

Kaynak	DF	AdjSS	AdjMS	F-Value	P-Value
RH _{buh}	1	6643,0	6643,01	163,85	0,000
T _{buh}	1	110,6	110,63	2,73	0,112
v _{hava}	1	1150,8	1150,80	28,38	0,000
T _{hava}	1	233,9	233,93	5,77	0,024
FPI	1	1337,7	1337,74	33,00	0,000
RH _{buh} *T _{hava}	1	227,2	227,16	5,60	0,026
T _{hava} *FPI	1	173,6	173,63	4,28	0,049
Diğer	24	973,0	40,54		

Şekil 3. 48 Kütle transfer katsayısı hesaplamasında değişkenlerin analizinin gösterimi

Yukarıdaki ANOVA listesinde sunulduğu üzere, ısı transfer katsayısında olduğu gibi ikili etkileşimler kütle transfer katsayısını, çok baskın olmamakla beraber, etkilemektedir. Kurulan model %88 oranında sisteme girilen cevabı doğrulamaktadır.

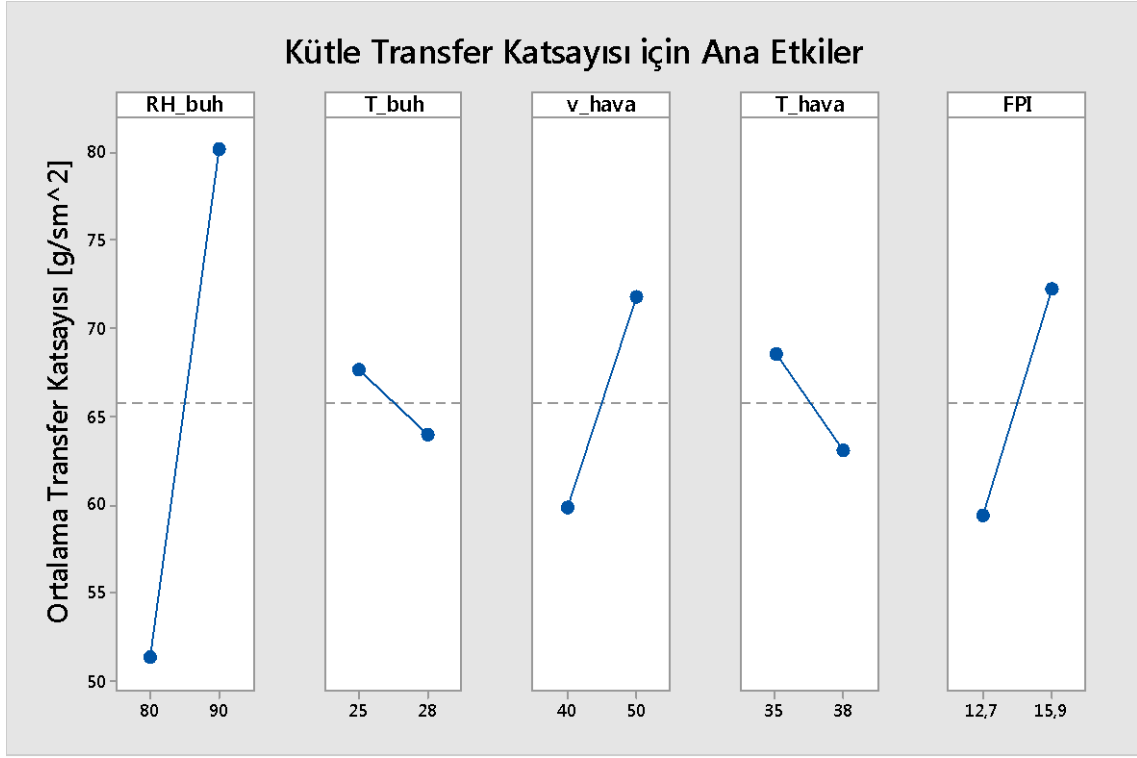
Modelde yer alan parametrelerin belirlenmesinin ardından artıkların analizine geçilmiştir. Bölümün başında ifade edildiği üzere artıklar, elde edilen model tarafından üretilen atanan değerler (fits) ile cevaplar arasındaki farkı temsil etmektedir. Artıkların analizinin yer aldığı değerlendirme tabloları aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3. 49 Kütle transfer katsayısı hesaplamasında artıkların analizinde kullanılan grafiklerin gösterimi

Şekil 3.49’de sunulan normal olasılık grafiği (sol-üst) incelendiğinde verilerin normal dağılım gösterdiği anlaşılmaktadır. Ek olarak, atanan değerler (fits) ile artıkların ilişkine bakıldığında ise herhangi bir tanımlı dağılım olmadığı tespit edilmiştir (Bu dağılımlar Şekil 3.32 ile kıyaslanabilir). Diğer bir kontrol grafiği de artıkların deney sırasına göre dağılımıdır. Şekil 3.49’da sağ-alt kısımda bulunan bu grafik incelendiğinde deney sıralaması ile artıklar arasında belirli bir ilişki gözlemlenmemiştir. Sadece 19 ve 20 numaralı deneylerin ortalamada bir miktar fark sapmaya neden olduğu söylenebilir.

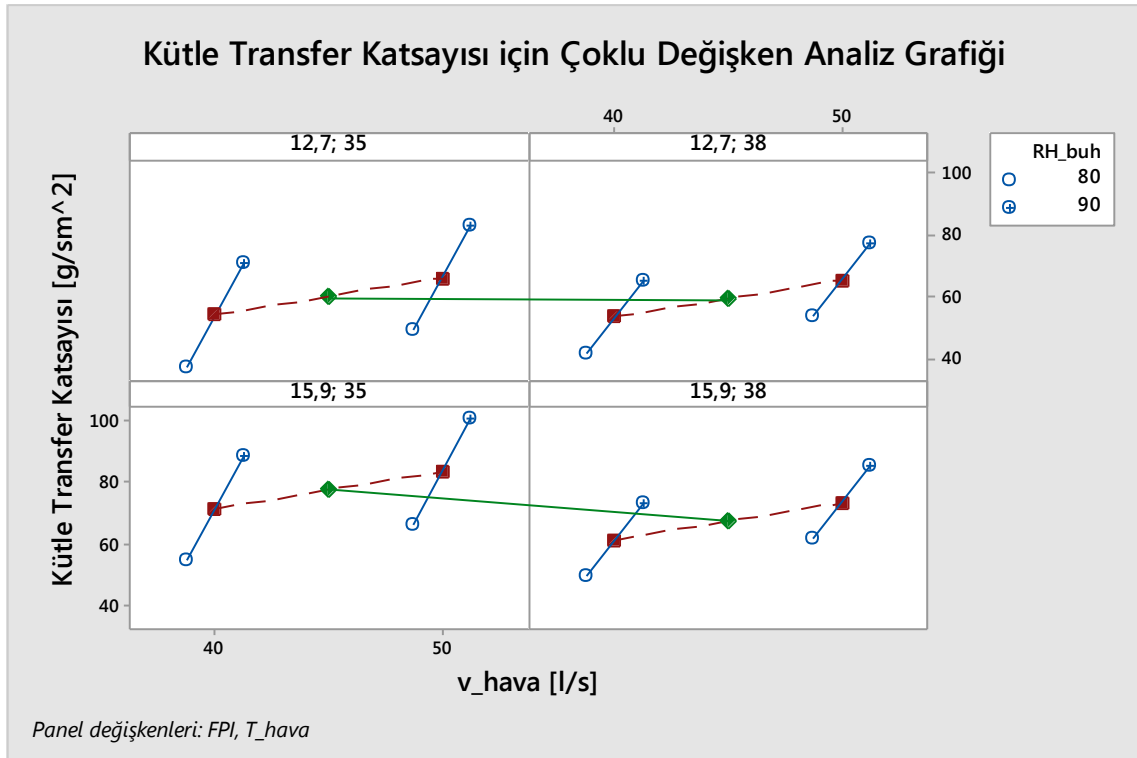
Artıkların analizinin ardından, grafik araçları ile parametrelerin kütle transfer katsayısı üzerinde ne kadar etkin olduğu incelenmiştir. Aşağıda sunulan ana etkiler grafiği bu amaçla kullanılabilir.



Şekil 3. 50 Kütle transfer katsayısı modelinde parametrelerin etkisi

Şekil 3.50’de sunulan ana etki grafiği incelendiğinde, kütle transfer katsayısı üzerinde en büyük etkinin bağıl nem kaynaklı olduğu görülmektedir. Bunu takiben kanat sayısı ve hava debisi parametreleri gelmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı ise en az etkin parametre olarak görülmektedir. Bu durumun fiziksel nedeni, ısı ve kütle transfer modeli incelemelerinde paylaşılmıştır.

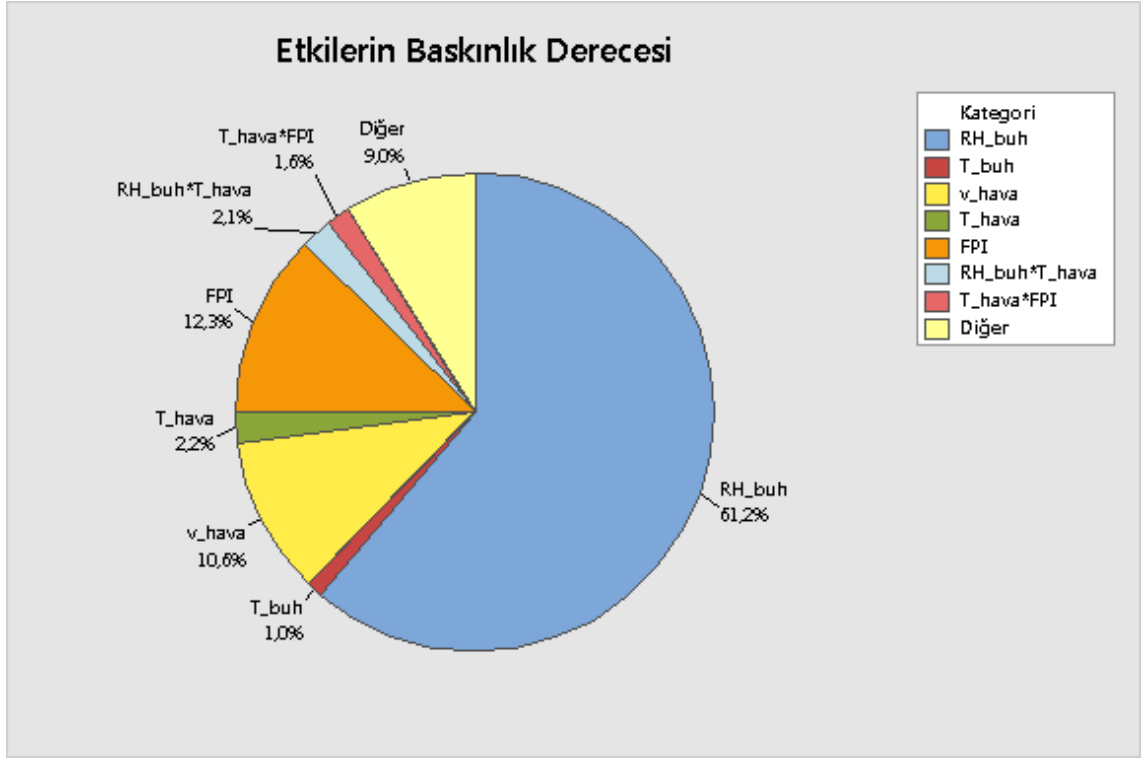
Çalışılan sistemde ortak etkileri tespit etmek ve en çok-en az değerlendirmelerini yapmak üzere çoklu değişken grafikleri kullanılmaktadır. Geliştirilen model için elde edilen grafik aşağıda sunulmuştur.



Şekil 3. 51 Kütle transfer katsayısı modeli için çoklu değişken analiz grafiği

Şekil 3.51’de sunulan grafiğin oluşturulmasında buharlaştırıcı sıcaklığı etkisi en az olan parametre olduğundan modele dâhil edilmemiştir. Bununla beraber, fiziksel modelden buharlaştırıcı sıcaklığının düşük olduğu durumda kütle transfer katsayısının daha yüksek olduğu bilinmektedir. Bu nedenle, en az-en çok kararı verilirken ilgili kombinasyon buna göre seçilmelidir.

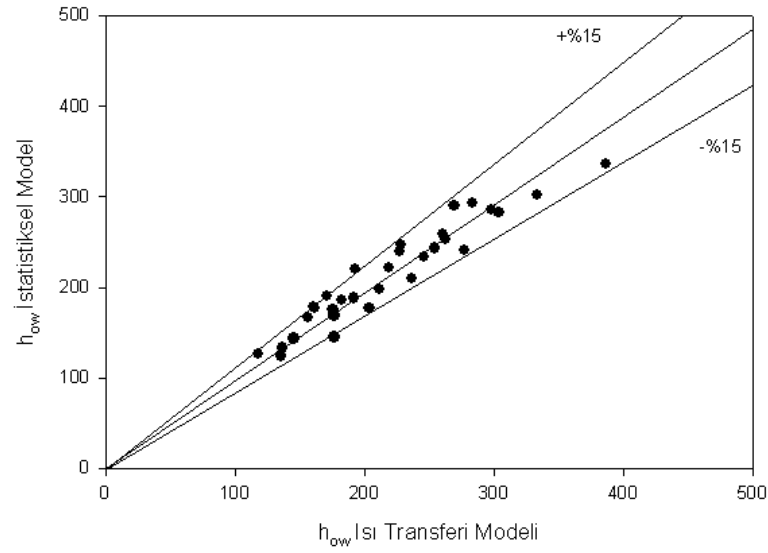
İstatistiksel analizin son aşamasında, parametrelerin cevap üzerine olan etkisi değerlendirilmektedir. Bunun için de “AdjSS” değeri kullanılarak çizilen pasta grafik kullanılabilir. Elde edilen çıktılarına göre oluşan grafik incelendiğinde ise kütle transfer katsayısına en büyük etkinin bağıl nemden kaynaklandığı tespit edilmiştir. Sonuçlar aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



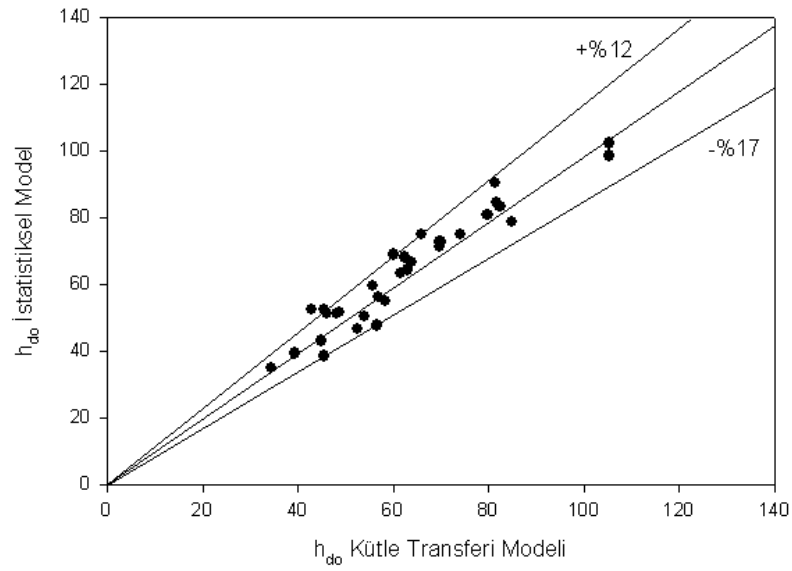
Şekil 3. 52 Kütle transfer katsayısı modeli için etkilerin baskınlık derecesi

3.5 Isı ve Kütle Transferi Modeli ile İstatistiksel Modelin Kıyaslanması

Tez çalışması sonucunda, iç taraf taşınım katsayısı literatürden ve diğer fiziksel büyüklükler kurulan deney düzeneğinden alınarak nem alma şartında çalışan kanatlı ısı değiştirici için dış taraf taşınım katsayısı ve kütle transfer katsayısı hesaplanmıştır. Bu hesaplamaların ardından kurulan ampirik ve istatistiksel modelle de sonuçlar farklı açılardan incelenmiş ve değerlendirilmiştir. Çalışma sonucunda, bu modellerin birbirleri ile olan durumları da analiz edilmiştir. Analiz sonucunda ısı ve kütle transferi için yapılan karşılaştırma aşağıdaki grafiklerde paylaşılmıştır.



Şekil 3. 53 Isı transfer katsayılarının karşılaştırılması



Şekil 3. 54 Kütle transfer katsayılarının karşılaştırılması

Yapılan karşılaştırma sonucunda:

- Isı transferi modeli ile istatistiksel modelin ± 15 bandı içerisinde farklılık gösterdiği,
- Kütle transferi modeli için de $+10$ ve -17 bandında farklılık gösterdiği tespit edilmiştir.

SONUÇ VE ÖNERİLER**4.1 Sonuçlar**

Nem alma amacıyla çalışan bir ısı pompası sisteminde, buharlaştırıcının nem alma performansına etki eden parametreler iki ana grup altında değerlendirilebilir. Bunlardan birincisi buharlaştırıcının fiziksel özellikleri, diğeri ise buharlaştırıcının çalışma şartlarıdır. Açık literatür incelendiğinde buharlaştırıcıların fiziksel özelliklerini konu alan birçok çalışma yapıldığı tespit edilmiştir. Bu çalışmalar da ağırlıklı olarak iklimlendirme sistemlerinde kullanılan buharlaştırıcıları konu almaktadır. Diğer taraftan, buharlaştırıcının çalışma şartları üzerinden analiz gerçekleştiren çalışma sayısı son derece azdır. Bununla birlikte, söz konusu çalışmalarda değerlendirilen parametreler çok kısıtlı bir bölgeyi kapsamaktadır. Bu tez çalışması ile birlikte, temel amacı nem almak olan buharlaştırıcıların modellenmesi ve performans analizi hakkında literatüre ekleme yapılmıştır.

Nem alma şartlarında çalışan bir buharlaştırıcının dış taraf taşınım katsayısının farklı çalışma koşullarındaki değişimi oluşturulan ısı transferi ve kütle transferi modelleri ile açıklanmış; sonuçlar kurulan deney düzeneğinden elde edilen veriler ile doğrulanmıştır. Deneysel çalışmalar kapsamında, 3 farklı buharlaştırıcı giriş havası bağıl nem değeri, 2 farklı buharlaştırıcı sıcaklığı, 2 farklı hava hızı (debisi), 2 farklı hava sıcaklığı ve 2 farklı kanat sıklığı değeri incelenmiştir. Kapalı sistem olarak kurulan deney düzeneğinde hava hızının (yani debisinin) kontrolü amacıyla yeni bir yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemde, havanın hızı sabit pitot tüpü aralığı ile deney süresince eş zamanlı olarak ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Sistemde hava çevrimi ile kesişen bir ısı pompası sistemi yerleştirilmiş; ısı pompası sisteminin daha kolay kontrolü amacıyla yüksek basınç tarafı kapalı hava çevriminden ayrı şartlanmış ve kontrol edilmiştir. Isı pompası sisteminin kontrolünde değişken devirli bir kompresör kullanılarak soğutkan debisi ve çalışma şartları hassas olarak kontrol edilebilmiştir. Soğutkan debisinin kontrolünü sağlamak amacıyla, sistem üzerinde bir kısılma valfi de kullanılmıştır.

Isı ve kütle transferi modelinin kurulması sürecinde, buharlaştırıcının şartlandırılması amacıyla R134a ile çalışan ısı pompası sistemi kullanıldığı için, iç taraf taşınım katsayısı korelasyonu seçimi gerçekleştirilmiştir. Literatürde bu tip sistemler su ile şartlandırıldığından dolayı Gnielinski'nin [10] korelasyonu yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada ise birçok korelasyon değerlendirilmiş en uygun olarak Thome'nin [13] önerdiği korelasyon kullanılmıştır. Toplam ısı transferi eşitliğinde gerekli olan ısı transferi miktarı olarak deneysel veriler kullanılmış, kanat verimi ve genel yaklaşım olarak Threlkeld'in [7] yaklaşımı modifiye edilmiştir. Dış taraf taşınım katsayısının ıslak çalışma şartları için tespit edilmesinin ardından kütle transfer katsayısı hesaplaması gerçekleştirilmiştir. Yaklaşım olarak ise ısı transferi analojisi kullanılmıştır. Model sonuçları ısı ve kütle transferine etki eden parametrelerden yola çıkılarak, sonuçların daha pratik değerlendirilebilmesi amacıyla kurulan ampirik model aracılığı ile de değerlendirilmiştir. Ampirik model oluşturulması sürecinde de Buckingham-pi teoremi [21] kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, literatürde yer alan ve çalışma şartları açısından en benzer uygulamaya sahip Pirompugd'un [4] çalışması ile karşılaştırılmıştır. Model sonucunda elde edilen çıktılar, sonuçların en iyileştirilmesi ve parametrik etkilerin değerlendirilmesi amacıyla istatistiksel olarak da modellenmiştir. Modelleme sürecinde değişkenlerin analizi yöntemi ile birlikte 2^k deney tasarımı yaklaşımında bulunulmuştur. Değişkenlerin analizi, deney tasarımı sonuçlarının değerlendirilmesi ve deney tasarımı analizlerinin gerçekleştirilmesi amacıyla Montgomery [23] tarafından paylaşılan yönetici eşitliklerden faydalanılmış; hesaplama amacıyla da Minitab programı kullanılmıştır. Çalışmaların en sonunda ise, elde edilen ısı ve kütle transferi modeli ile istatistiksel modelin karşılaştırılması yapılmıştır.

Yürütülen çalışma sonucunda,

- Buharlaştırıcıya giren havanın bağıl neminin etkisi değerlendirildiğinde, bağıl nemin gerek dış taraf taşınım katsayısı gerekse kütle transfer katsayısı açısından en etkin parametre olduğu tespit edilmiştir. Bu etkinin değerlendirilmesi amacıyla, test edilen durumlar için özgül nem değerleri üzerinden incelemeler gerçekleştirilmiştir. İncelemeler sonucunda, iki değerlendirmenin de ortak

sonuçlar ürettiği tespit edilmiştir. Bağıl nemin artışı ile beraber, diğer her durum için ısı ve ktle transfer katsayısının artış gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu durum 2 aından da değerlendirilebilir: birincisi, artan bağıl nem değer i sistemin toplam ısı transfer miktarının artışına neden olmaktadır. Isı transfer miktarının artışı ile gerek duyulur gerekse gizli ısı transferinin birlikte artışına neden olmaktadır. Ktle transferi katsayısı incelendiğinde ise, gizli ısı transfer oranının arttığı söylenebilir.

- Diğer bir parametre olan buharlaştırıcı sıcaklığının etkisi incelendiğinde, deney kümesine dahil olan çalışma şartları için buharlaştırıcı sıcaklığının ısı ve ktle transferi üzerinde tek başına baskın bir etki oluşturmadığı tespit edilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının kendi içerisindeki değerişimine bakıldığında, küçük bir farkla da olsa düşük buharlaştırıcı sıcaklığında daha etkin ısı ve ktle transferi olduğu gözlemlenmiştir. Genel olarak bakıldığında, su buharının yoğuştuğu yüzeydeki kısmi buhar basıncı ile havadaki su buharının kısmi buhar basıncı arasındaki farkın artışı ktle transferi üzerinde etkin bir rol oynamaktadır. Bununla beraber, gerek iki buharlaştırıcı sıcaklığı arasındaki farkın bu etkiyi ortaya çıkartacak kadar çok olmaması, gerekse literatürde de ifade edilen yüzeyin ıslaklığa doyuyor olması durumu bu düşük etkiyi açıklamaktadır.
- Hava hızının (debisinin) ısı ve ktle transferine olan etkisi incelendiğinde, artan Reynolds sayısı ile birlikte ısı ve ktle transferinin arttığı tespi edilmiştir. Farklı bağıl nem durumlarında bu artışın değerışkenlik göstermesi ve yüksek bağıl nem değerlerinde artış miktarının azalması buharlaştırıcı yüzeyinin su filmi ile kaplanıyor olduğu sonucunu beraberinde getirmektedir.
- Çalışma kapsamında değerlendirilen bir diğer parametre olan hava giriş sıcaklığının etkisi incelendiğinde, bağıl nem kadar şiddetli olmasa da ısı ve ktle transferi açısından etkili bir parametre olduğu belirlenmiştir. Giriş hava sıcaklığının artışı ile birlikte buharlaştırıcı kapasitesi artış gösterirken bu etki bağıl nem ve kanat sayısı ile birleştiğinde sonuçlar daha belirgin bir hale gelmektedir.
- Kanat sayısının değerişiminin ısı ve ktle transferine olan etkisi değerlendirildiğinde, çalışmada seçilen aralık için, artan kanat sayısı ile ısı ve ktle transferinin arttığı tespit edilmiştir. Bu durumun nedeni olarak, artan yüzey alanı

ile birlikte kapasitede meydana gelen artışın ısı ve kütle transfer katsayılarını arttırması gösterilebilir. Diğer taraftan, kanat sayısının artışı ısı değiştirici genişliği sabit kaldığından kanatlar arasındaki mesafenin azalmasına neden olmaktadır. Bu durum ise literatürde belirtildiği üzere [1], kanat üzerinde yoğunlaşma sonucu oluşan su damlasının, karşı kanat üzerindeki su damlasıyla birleşerek “köprü” oluşturmaya ve basınç düşümünün artarak hava debisinin düşmesine ve ısı-kütle transferi performansının düşmesine neden olmaktadır. Kanat sayısının etkisi bu açıdan değerlendirildiğinde bu tip bir etkiye rastlanmadığı tespit edilmiştir.

- Kurutma sisteminde meydana gelen değişiklikler kullanıcı bakış açısıyla değerlendirildiğinde, birim zamandaki ısı ve kütle transferinin arttırılması enerji verimliliği açısından avantaj yaratmaktadır. Diğer taraftan kurutulacak tekstillerin daha kısa sürede kurutulması da ek bir fayda olarak sunulabilmektedir.
- Isı ve kütle transferine etki eden faktörler dört adet parametre kullanılarak boyutsuzlaştırılmıştır. Boyutsuzlaştırma sonucunda elde edilen ampirik model ise literatür ve deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır. Deneysel veriler ile %91 oranında örtüşen ampirik modelin, literatür [4] ile kıyaslandığında ısı transferi için %10; kütle transferi için %15 farklılık gösterdiği tespit edilmiştir.
- İstatistiksel analiz sonuçları değerlendirildiğinde ısı transferi için en baskın parametrenin %52’lik payla bağıl nem olduğu tespit edilmiştir. Bağıl nemi %12 ile hava debisi takip ederken yaklaşık %7 ile kanat sıklığı üçüncü parametre olarak belirlenmiştir. Diğer taraftan, tekil parametrelerin yanı sıra ikili etkileşimlerin de dış taraf ısı transferi üzerinde etkili olduğu tespit edilmiştir. Buna göre, bağıl nem ile hava giriş sıcaklığı ve buharlaştırıcı sıcaklığı ile kanat sıklığının ortak etkilerinin toplam %7 dış taraf taşınım katsayısı üzerine etkisi olduğu tespit edilmiştir.
- Kanat sayısının artışının performans üzerindeki etkisinin maliyet açısından yansımaları değerlendirildiğinde, tekil komponent maliyetinin %5-%25 bandında artabileceği öngörülmektedir.

- Kütle transferi açısından istatistiksel model değerlendirildiğinde taşınım kat sayısına benzer ancak farklı şiddette etkiler olduğu tespit edilmiştir. Bağlı nem kütle transferi konusunda %61 ile en baskın parametre olurken hava debisi %11 ikinci en büyük etki olarak belirlenmiştir. Kanat sıklığı ise %12 ile kütle transfer katsayısına, taşınım katsayısı açısından daha büyük etki gerçekleştirmiştir. İkili etkileşimler %3.5 ile kütle taşınım katsayısı üzerinde de etkili olmuştur.
- İstatistiksel model ile ısı-kütle transfer modelleri karşılaştırıldığında, ısı transferi modelinin %15; kütle transferi modelinin %17 farklılık gösterdiği tespit edilmiştir.

4.2 Öneriler

Yürütülen çalışmanın literatüre ve uygulama alanına yaptığı katkının iyileştirilmesi ve pekiştirilmesi amacıyla aşağıda sunulan çalışmaların yapılmasının faydalı olacağı önerilmektedir:

- Bu çalışmada soğutkan tarafı taşınım katsayısı literatürden alınmıştır. Uygulama uzayını ve potansiyel gelişme şartlarını da kapsayacak şekilde iç taraf taşınım katsayısı üzerine bir çalışma yapılması modelin doğruluğunu arttırıcı yönde fayda sağlayacaktır.
- AB'nin çeşitli regülasyonlarla küresel ısınma potansiyeli olan soğutkanların kullanımını kısıtladığı bilinmektedir. Bu nedenle, doğal ve alternatif soğutkanlar için de bu çalışmaların yürütülmesi modele katkı sağlayacaktır.
- Geliştirilen modelin geçerli olduğu uzayı genişletmek ve daha geniş bir tasarım ailesine hizmet etmesini sağlamak amacıyla, üretim ve çalışma kısıtları da düşünülerek, daha geniş çalışma şartları (örneği daha düşük buharlaştırıcı sıcaklıkları, hava hızları vb) modele eklenebilir.
- Çalışma şartlarının genişletilmesine ek olarak, buharlaştırıcının kaplama tipi (temas açısı), kanat formu, boru çapı vb gibi fiziksel özellikleri daha kapsamlı bir biçimde modele eklenebilir.
- Buharlaştırıcının çalışması esnasında, üzerine gelen nem yüküne bağlı olarak çalışma şartları dolayısıyla ısı ve kütle transferi performansı değişmektedir. Bu

etkilerin eş zamanlı olarak tespit edilmesini sağlayacak dinamik modelleme yöntemleri değerlendirilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Huzayyim, A.S., Nada, S.A. ve Elattar, H.F., (2007). "Air-side performance of a wavy-finned-tube direct expansion cooling and dehumidifying air coil", *International Journal of Refrigeration*, 30:236-244.
- [2] Ma, X., Ding, G., Zhang, Y. ve Wang, K., (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.
- [3] Ma, X., Ding, G., Zhang, Y. ve Wang, K., (2007). "Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions", *International Journal of Refrigeration*, 30:1153-1167.
- [4] Pirompugd, W., Wang, C.C. ve Wongwises, S., (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.
- [5] Kuvannarat, T., Wang, C.C. ve Wongwises, S., (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.
- [6] Ma, X., Ding, G., Zhang, Y. ve Wang, K., (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
- [7] Threlkeld, L., (1970). *Thermal Environment Engineering*, Third Edition, Prentice-Hall Press, New York.
- [8] Myers, R.J., (1967). The effect of dehumidification on the air-side heat transfer coefficient for a finned-tube coil, *Yüksek Lisans Tezi*, Minnesota Üniversitesi, Minneapolis.

- [9] Wang, C.C., Hsieh, Y.C. ve Lin, Y.T., (1997). "Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions", ASME Journal of Heat Transfer, 119:109–117.
- [10] Gnielinski, V., (1976). "New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", International Chemical Engineering, 16:359–368.
- [11] Lin, Y.T., Hwang, Y.M. ve Wang, C.C., (2002). "Performance of the herringbone wavy fin under dehumidifying conditions", International Journal of Heat and Mass Transfer, 45:5035–5044.
- [12] Wang, C.C., Liaw, J.S. ve Yang, B.C., (2012). "Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers – data with larger diameter tube", International Journal of Heat and Mass Transfer, 54:1024–1029.
- [13] Pongsoi, P., Pikulkajorn, S. ve Wongwises, S., (2012). "Effect of fin pitches on the optimum heat transfer performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer, 55:6555–6566
- [14] Pirompugd, W., Wang, C.C. ve Wongwises, S., (2015). "The New Mathematical Models for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers With Dehumidification", ASME International Journal of Heat Transfer, 137:31801-31812.
- [15] Hsieh, C. ve Jang, J., (2012). "Parametric study and optimization of louver finned-tube heat exchangers", Applied Thermal Engineering, 42:101-110.
- [16] Kotcioğlu, I., Cansız, A. ve Khalaji, M.N., (2012). "Experimental investigation for optimization of design parameters in a rectangular duct with plate-fins heat exchanger by Taguchi method", Applied Thermal Engineering, 50:604-613.
- [17] Thome, J.R., Kattan, N. ve Favrat, D., (1997). "Evaporation in microfin tubes: a generalized prediction model", Convective Flow and Pool Boiling Conference, Irsee, Almanya.
- [18] Cavallini, A., Del Col, D. ve Rosseto, L., (2006). "Flow boiling inside microfin tubes: prediction of the heat transfer coefficient", ECI International Conference on Boiling Heat Transfer, 7-12 Mayıs 2016, Spoleto.
- [19] Koyama, S., Yu, J., Momoki, S., Fujii T. ve Honda H., (1995). "Forced convective flow boiling heat transfer of pure refrigerants inside a horizontal microfin tube", Proceedings of the Convective Flow Boiling, 30 Nisan – 5 Mayıs 1995, Alberta, 137-142.
- [20] Yun, R., Kim, Y., Seo, K. ve Kim H.Y., (2002). "A generalized correlation for evaporation heat transfer of refrigerants in micro-fin tubes", International Journal of Heat and Mass Transfer, 45:2003-2010.
- [21] Akhavan-Behabadi, M.A., Mohseni, S.G. ve Razavinasab S.M., (2011). "Evaporation heat transfer of R-134a inside a microfin tube with different tube inclinations", Experimental Thermal Fluid Sciences, 35: 996-1001.
- [22] Mendoza-Miranda, J.M., Ramírez-Minguela, J.J., Muñoz-Carpio, V.D. ve Navarro-Esbrí J., (2014). "Development and validation of a micro-fin tubes evaporator model using R134a and R1234yf as working fluids", International Journal of Refrigeration, 50:32-43.

- [23] Özaydın, H., (2014). Buharlaştırıcı Hava Giriş Koşullarının ve Buharlaştırıcı Sıcaklığının Nem Alma Performansı Üzerine Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [24] Lienhard IV, J.H. ve Lienhard V, J.H., (2006). A Heat Transfer Textbook, Third Edition, Phlogiston Press, Massachusetts.
- [25] Kline, S.J. ve McClintock F.A., (1953). “Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments”, Mechanical Engineering, 75:3-8.
- [26] Buckingham, E., (1914). “On physically similar systems: illustrations of the use of dimensional equations”, Physical Review, 4:345–376.
- [27] Chapra, S.C. ve Canale, R.P., (2003). Mühendisler için Sayısal Yöntemler, İkinci Baskı, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [28] Montgomery, D. ve Runger, G., (2009). Applied Statistics and Probability For Engineers, Third Edition, John Wiley and Sons, New York.

MINITAB ANALİZ SONUÇLARI

Faktöriyel Tahminler: h_ow versus RH_buh; T_buh; v_hava; T_hava; FPI

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	25	119765	4790,6	6,16	0,016
Linear	5	94425	18885,0	24,27	0,001
RH_buh	1	64719	64719,0	83,17	0,000
T_buh	1	1359	1358,5	1,75	0,235
v_hava	1	14771	14770,5	18,98	0,005
T_hava	1	5240	5240,3	6,73	0,041
FPI	1	8337	8336,6	10,71	0,017
2-Way Interactions	10	15772	1577,2	2,03	0,200
RH_buh*T_buh	1	293	293,4	0,38	0,562
RH_buh*v_hava	1	1259	1258,8	1,62	0,250
RH_buh*T_hava	1	4606	4605,6	5,92	0,051
RH_buh*FPI	1	33	33,4	0,04	0,843
T_buh*v_hava	1	1832	1831,6	2,35	0,176
T_buh*T_hava	1	89	89,4	0,11	0,746
T_buh*FPI	1	3434	3434,1	4,41	0,080
v_hava*T_hava	1	2721	2721,4	3,50	0,111
v_hava*FPI	1	431	431,4	0,55	0,485
T_hava*FPI	1	1073	1073,0	1,38	0,285
3-Way Interactions	10	9568	956,8	1,23	0,417
RH_buh*T_buh*v_hava	1	1530	1530,4	1,97	0,210
RH_buh*T_buh*T_hava	1	31	31,4	0,04	0,847
RH_buh*T_buh*FPI	1	483	482,8	0,62	0,461
RH_buh*v_hava*T_hava	1	740	740,2	0,95	0,367
RH_buh*v_hava*FPI	1	24	24,3	0,03	0,865
RH_buh*T_hava*FPI	1	421	421,2	0,54	0,490
T_buh*v_hava*T_hava	1	454	453,8	0,58	0,474
T_buh*v_hava*FPI	1	470	470,5	0,60	0,466
T_buh*T_hava*FPI	1	2740	2739,9	3,52	0,110
v_hava*T_hava*FPI	1	2674	2673,6	3,44	0,113
Error	6	4669	778,2		
Total	31	124434			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
27,8955	96,25%	80,61%	0,00%

Coded Coefficients

Term	Effect	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant		211,65	4,93	42,92	0,000	
RH_buh	89,94	44,97	4,93	9,12	0,000	1,00
T_buh	13,03	6,52	4,93	1,32	0,235	1,00
v_hava	42,97	21,48	4,93	4,36	0,005	1,00
T_hava	-25,59	-12,80	4,93	-2,60	0,041	1,00
FPI	32,28	16,14	4,93	3,27	0,017	1,00
RH_buh*T_buh	6,06	3,03	4,93	0,61	0,562	1,00
RH_buh*v_hava	12,54	6,27	4,93	1,27	0,250	1,00
RH_buh*T_hava	-23,99	-12,00	4,93	-2,43	0,051	1,00
RH_buh*FPI	-2,04	-1,02	4,93	-0,21	0,843	1,00
T_buh*v_hava	15,13	7,57	4,93	1,53	0,176	1,00
T_buh*T_hava	3,34	1,67	4,93	0,34	0,746	1,00
T_buh*FPI	20,72	10,36	4,93	2,10	0,080	1,00
v_hava*T_hava	-18,44	-9,22	4,93	-1,87	0,111	1,00
v_hava*FPI	-7,34	-3,67	4,93	-0,74	0,485	1,00
T_hava*FPI	-11,58	-5,79	4,93	-1,17	0,285	1,00
RH_buh*T_buh*v_hava	13,83	6,92	4,93	1,40	0,210	1,00
RH_buh*T_buh*T_hava	-1,98	-0,99	4,93	-0,20	0,847	1,00
RH_buh*T_buh*FPI	7,77	3,88	4,93	0,79	0,461	1,00
RH_buh*v_hava*T_hava	-9,62	-4,81	4,93	-0,98	0,367	1,00
RH_buh*v_hava*FPI	-1,74	-0,87	4,93	-0,18	0,865	1,00
RH_buh*T_hava*FPI	-7,26	-3,63	4,93	-0,74	0,490	1,00
T_buh*v_hava*T_hava	-7,53	-3,77	4,93	-0,76	0,474	1,00
T_buh*v_hava*FPI	7,67	3,83	4,93	0,78	0,466	1,00
T_buh*T_hava*FPI	18,51	9,25	4,93	1,88	0,110	1,00
v_hava*T_hava*FPI	-18,28	-9,14	4,93	-1,85	0,113	1,00

Regression Equation in Uncoded Units

$$h_{ow} = -1869 - 78 \text{ RH_buh} + 1659 \text{ T_buh} - 602 \text{ v_hava} - 774 \text{ T_hava} + 1339 \text{ FPI}$$

$$- 9,3 \text{ RH_buh} \cdot \text{T_buh} + 0,36 \text{ RH_buh} \cdot \text{v_hava} + 10,8 \text{ RH_buh} \cdot \text{T_hava}$$

$$+ 3,3 \text{ RH_buh} \cdot \text{FPI} - 7,0 \text{ T_buh} \cdot \text{v_hava} - 13,5 \text{ T_buh} \cdot \text{T_hava}$$

$$- 131,4 \text{ T_buh} \cdot \text{FPI} + 29,4 \text{ v_hava} \cdot \text{T_hava} + 20,7 \text{ v_hava} \cdot \text{FPI}$$

$$- 10,5 \text{ T_hava} \cdot \text{FPI} + 0,184 \text{ RH_buh} \cdot \text{T_buh} \cdot \text{v_hava}$$

$$- 0,088 \text{ RH_buh} \cdot \text{T_buh} \cdot \text{T_hava} + 0,324 \text{ RH_buh} \cdot \text{T_buh} \cdot \text{FPI}$$

$$- 0,128 \text{ RH_buh} \cdot \text{v_hava} \cdot \text{T_hava} - 0,022 \text{ RH_buh} \cdot \text{v_hava} \cdot \text{FPI}$$

$$- 0,302 \text{ RH_buh} \cdot \text{T_hava} \cdot \text{FPI} - 0,335 \text{ T_buh} \cdot \text{v_hava} \cdot \text{T_hava}$$

$$+ 0,320 \text{ T_buh} \cdot \text{v_hava} \cdot \text{FPI} + 2,57 \text{ T_buh} \cdot \text{T_hava} \cdot \text{FPI}$$

$$- 0,762 \text{ v_hava} \cdot \text{T_hava} \cdot \text{FPI}$$

Alias Structure

Factor Name

A RH_buh
B T_buh
C v_hava
D T_hava
E FPI

Aliases

I
A
B
C
D
E
AB
AC
AD

AE
BC
BD
BE
CD
CE
DE
ABC
ABD
ABE
ACD
ACE
ADE
BCD
BCE
BDE
CDE

Fits and Diagnostics for Unusual Observations

Obs	h_ow	Fit	Resid	Std Resid	
29	182,1	157,1	25,0	2,07	R
30	162,2	189,3	-27,1	-2,24	R

R Large residual

Factorial Regression: h_ow versus RH_buh; T_buh; v_hava; T_hava; FPI

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	7	102465	14637,8	15,99	0,000
Linear	5	94425	18885,0	20,63	0,000
RH_buh	1	64719	64719,0	70,70	0,000
T_buh	1	1359	1358,5	1,48	0,235
v_hava	1	14771	14770,5	16,14	0,001
T_hava	1	5240	5240,3	5,72	0,025
FPI	1	8337	8336,6	9,11	0,006
2-Way Interactions	2	8040	4019,9	4,39	0,024
RH_buh*T_hava	1	4606	4605,6	5,03	0,034
T_buh*FPI	1	3434	3434,1	3,75	0,065
Error	24	21970	915,4		
Total	31	124434			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
30,2555	82,34%	77,19%	68,61%

Coded Coefficients

Term	Effect	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant		211,65	5,35	39,57	0,000	
RH_buh	89,94	44,97	5,35	8,41	0,000	1,00
T_buh	13,03	6,52	5,35	1,22	0,235	1,00
v_hava	42,97	21,48	5,35	4,02	0,001	1,00
T_hava	-25,59	-12,80	5,35	-2,39	0,025	1,00
FPI	32,28	16,14	5,35	3,02	0,006	1,00
RH_buh*T_hava	-23,99	-12,00	5,35	-2,24	0,034	1,00
T_buh*FPI	20,72	10,36	5,35	1,94	0,065	1,00

Regression Equation in Uncoded Units

$$\begin{aligned} h_{ow} = & -4021 + 67,4 \text{ RH}_{buh} - 57,4 \text{ T}_{buh} + 4,30 \text{ v}_{hava} + 127,4 \text{ T}_{hava} \\ & - 104,3 \text{ FPI} - 1,600 \text{ RH}_{buh} * \text{T}_{hava} + 4,32 \text{ T}_{buh} * \text{FPI} \end{aligned}$$

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Önder BALIOĞLU
Doğum Tarihi ve Yeri : 20.07.1983 Safranbolu
Yabancı Dili : İngilizce, İtalyanca (A2)
E-posta : onder.balioglu@arcelik.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Mak. Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2007
Lisans	Mak. Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2005
Lise	Anadolu	Karabük Anadolu Lisesi	2001

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011	Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge	Kıdemli Uzman – Ar-Ge
2007	Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge	Ar-Ge Mühendisi
2006	Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge	Proje Asistanı

ÖDÜLLERİ

1. KOÇ HOLDİNG **En Başaralı Koçlular Ödülü - 2012**
2. ARÇELİK A.Ş. **Zirveye Koşanlar Ödülü - 2012**

3. ARÇELİK A.Ş. **Patent Ödülü - 2007, 2008, 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015**